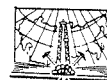


РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Допущено
Министерством высшего и среднего специального
образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»*



МОСКВА "НЕДРА" 1987

Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования: Учеб. пособие для вузов/Л. Г. Чичеров, Г. В. Молчанов, А. М. Рабинович и др. — М.: Недра, 1987. — 422 с.

Рассмотрены общие вопросы теории и практики конструирования машин и механизмов и их элементов, а также особенности конструирования типовых видов нефтепромыслового оборудования. Приведены методики оптимизации выбора технических решений с использованием электронно-вычислительной техники. Даны примеры расчетов и конструктивных разработок машин и механизмов.

Для студентов нефтяных вузов и факультетов, обучающихся по специальности «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов».

Табл. 42, ил. 146, список лит. — 16 назв.

Рецензенты: кафедра нефтепромысловой механики УНИ; А. В. Беззубов (Министерство нефтяной промышленности СССР)

Авторы: Л. Г. Чичеров, Г. В. Молчанов, А. М. Рабинович, Н. Ф. Ивановский, Ю. Г. Абдуллаев, В. П. Грабович, В. А. Слышенков, Ф. Д. Лемберанский

ЗАДАЧИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. Задачи конструирования

Конструирование, создание нового или модернизированного оборудования являются основой развития машиностроения. В то же время от машиностроения в решающей мере зависят темпы экономического роста страны. Для достижения основной цели нефтяной и газовой промышленности — добычи нефти и газа — необходимо решить ряд задач, среди которых создание эксплуатационного оборудования — одна из главнейших.

Таким образом, конструирование новых, совершенных машин для нефте- и газодобывающей отраслей промышленности является основой развития этих отраслей.

Отсюда и задачи, стоящие перед конструктором, весьма ответственные, сложные и многообразные.

Эксплуатационное оборудование обеспечивает выполнение технологических процессов при разработке нефтяных, газовых и газоконденсатных месторождений. Это, в частности, подъем жидкости из скважин, восстановление или интенсификация притока продукции пласта к ним (гидроразрыв пласта, кислотная и термическая обработка призабойной зоны пласта или пласта в целом и т. д.), различные ремонтные работы на скважинах, сбор продукции и подготовка ее к использованию или транспортировке потребителю.

Эффективность оборудования определяют рядом показателей. Среди них высокая производительность машин при достаточной надежности, малых массе и габаритах; объем и стоимость эксплуатационных и ремонтных работ, степень автоматизации работы оборудования, расход дефицитных материалов и затраты на его изготовление. Оборудование должно также удовлетворять требованиям технической эстетики и многим другим показателям технического уровня, большая часть которых отражается в экономических критериях оценки оборудования.

Для каждого из видов оборудования можно выделить главные показатели, имеющие определяющее значение по сравнению с другими. Так, например, агрегаты для подземного ремонта скважин должны иметь малую массу при достаточной грузоподъемности, хорошую проходимость, большую скорость передвижения, высокую надежность. Скважинному оборудованию при всех других условиях необходимо иметь весьма малые диаметры, высокую надежность. Последний показатель наиболее важен, так как отсутствует возможность частого профилактического осмотра и ремонт

Максимальной автоматизации требует как процесс работы морского надонного и кессонного оборудования, так и его монтаж и демонтаж на дне моря.

В то же время перед конструктором при создании оборудования возникают и более частные, но весьма существенные задачи. К ним относится создание ряда типоразмеров машин для одного технологического процесса при различных его параметрах. Существует также необходимость в уменьшении числа типоразмеров для облегчения их эксплуатации и ремонта. Конструкции машин и оборудования должны по возможности исключать регулировку и подгонку сборочных единиц, предотвращать возникновение повышенных напряжений в оборудовании и выход его из строя и предусматривать применение нормализованных, унифицированных деталей и сборочных единиц.

Поэтому при конструировании оборудования общая задача, поставленная перед создателем машины, расчленяется на ряд задач, которые должны быть решены конструктором в их взаимосвязи.

§ 2. Основные исходные данные для разработки конструкций

Исходные данные, необходимые для разработки конструкции и расчета оборудования, обычно весьма многочисленны. Их можно разделить на главные параметры и на дополнительные данные.

Главных параметров обычно немного. Они количественно характеризуют основное назначение оборудования. Например, для насосов — это объем жидкости, подаваемой в определенный отрезок времени, и давление, развиваемое насосом на его выкиде; для фонтанной арматуры — давление в проходных каналах и диаметр этих каналов; для агрегатов текущего и капитального ремонтов — грузоподъемность крюка.

В то же время при разработке оборудования требуются и дополнительные данные, к которым относятся:

1. Ограничение оборудования по габаритам, массе, условиям расположения его на определенной базе (на автомашине, тракторе, санях, фундаменте);
2. Условия транспортировки, монтажа, условия, определяющие, будет ли это оборудование стационарно устанавливаемым, полупередвижным, передвижным или самоходным;
3. Показатели надежности оборудования;
4. Характеристика среды, в которой работает оборудование;
5. Характер приложения нагрузок во времени (постоянная, переменная дискретная, изменяющаяся по определенному закону и пр.);
6. Климатические условия и категория размещения оборудования;
7. Технологические особенности изготовления и ремонта;

8. Условия сохранения окружающей среды и обеспечения безопасности труда;

9. Экономические показатели (себестоимость, лимитная цена, срок окупаемости и т. д.).

Рассмотрим требования к конструкции оборудования, обусловленные технологическими особенностями изготовления и ремонта, критерии климатических условий и категории размещения оборудования.

При проектировании оборудования необходимо учитывать современные методы серийного изготовления деталей с использованием автоматизированных линий, станков с программным управлением, а также и современные методы упрочнения деталей.

Детали должны быть приспособлены к наиболее простому и надежному контролю их размеров, например, с помощью проходных и непроходных пробок, калибров, автоматическому оптическому контролю.

Конфигурация деталей должна быть максимально упрощена с целью уменьшения затрат времени на их изготовление, уменьшения их стоимости, упрощения контроля размеров, качества поверхности и упрощения сборки машины.

Одноименные детали должны быть взаимозаменяемы без подгонки их размеров, что позволит упростить не только сборку оборудования, но и его ремонт. Для облегчения ремонта желательно предусматривать при конструировании замену не только отдельных деталей, но и блоков, состоящих из нескольких деталей. Например, замену отказавшего лубрикаторного насоса на новый в системе лубрикаторной смазки газомоторкомпрессора.

При проектировании машины необходимо предусмотреть доступность сменных и быстроизнашиваемых узлов и деталей без излишней разборки других частей машины.

Все проектируемые изделия должны сохранять свои параметры в заданных пределах и сроках в условиях определенного климатического района и способа их размещения. Исполнение изделия должно соответствовать определенному макроклиматическому району.

Климатические районы делятся в зависимости от средних ежегодных абсолютных температурных максимумов и минимумов воздуха, относительной влажности или от места расположения района в соответствии с ГОСТ 24482—80, 25650—83, 25870—83.

Исполнение изделия обусловлено следующими основными климатическими районами:

1. С умеренным климатом, где указанная температура воздуха находится в пределах от +40 до —45 °С. Обозначение в шифре У;
2. С холодным климатом, где та же температура воздуха может опускаться ниже —45 °С. Обозначение в шифре —ХЛ;
3. С влажным тропическим климатом, где температура воздуха ≥ 20 °С, а относительная влажность равна и выше 80 %;

наблюдается примерно 12 ч или более часов в сутки за непрерывный период от 2 до 12 мес в году. Обозначение в шифре — ТВ.

4. С сухим тропическим климатом, где средняя максимальная температура воздуха выше 40 °С и которые не отнесены к районам с влажным тропическим климатом. Обозначение в шифре — ТС;

5. С тропическим климатом: Изделия в этом случае должны иметь исполнение, пригодное и для сухого, и влажного тропического климата. Обозначение в шифре — Т.

6. Для всех указанных выше климатических районов на суше. Обозначение — 0.

7. Умеренно холодным морским климатом (изделия предназначены для установки на морских судах, плавающих в морях и океанах, расположенных севернее 30° с.ш. и южнее 30° ю.ш.). Обозначение в шифре — М;

8. С тропическим морским климатом (изделия предназначены для установок на морских судах, плавающих в морях и океанах, расположенных между 30° с.ш. и 30° ю.ш.). Обозначение — ТМ;

9. Изделия, предназначенные для установки на судах с неограниченным районом плавания. Обозначение в шифре — ОМ;

10. Изделия, предназначенные для эксплуатации во всех климатических районах на суше и на море. Обозначение в шифре — В.

В зависимости от места размещения оборудования при эксплуатации его изготавливают по следующим категориям.

1. Для работы на открытом воздухе. Категория — 1.

2. Для работы в помещениях, где температура и влажность воздуха несущественно отличаются от этих параметров на открытом воздухе (в палатке, кузове, металлических помещениях без теплоизоляции, под навесом) и отсутствует прямое воздействие солнечной радиации и атмосферных осадков на изделие. Категория — 2.

3. Для работы в закрытых помещениях с естественной вентиляцией, где воздействие температурных изменений, влажности, пыли и песка существенно меньше, чем на открытом воздухе (при металлических укрытиях с теплоизоляцией, в каменных, бетонных, деревянных помещениях). Категория — 3.

4. Для работы в помещениях с искусственно регулируемым климатическими условиями. Это капитальные помещения, отапливаемые или охлаждаемые, с вентиляцией. Категория — 4.

5. Для работы в помещениях с повышенной влажностью (в подземных неветилируемых и неотапливаемых помещениях, шахтах, трюмах кораблей, в которых возможно длительное наличие воды или частая конденсация влаги на стенах и потолке). В нефтяной и газовой промышленности к этой категории относятся погружное и внутрискважинное оборудование. Категория — 5.

Таким образом, оборудование, предназначенное для работы на севере Западной Сибири на открытом воздухе, может иметь

в шифре обозначение ХЛ11. Погружной двигатель для центробежного электронасоса имеет в шифре обозначение В5.

При разработке оборудования для определения исходных параметров необходимы сбор статистических данных по эксплуатации аналогов создаваемого оборудования и обследование условий в которых предполагается использовать новое изделие.

§ 3. Надежность оборудования

Важным критерием оценки качества машин при эксплуатации является надежность оборудования, которая обусловлена его способностью выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого времени или требуемой наработки. От надежности машины, способности работать длительное время без поломок, частых простоев на профилактические осмотры и на ремонт, трудоемкости ремонта, а также от повседневной готовности машины к работе зависят затраты времени и средств на обслуживание и ремонт при ее эксплуатации.

Оценка надежности технических систем на стадии их создания позволяет найти слабые элементы, принять меры к совершенствованию оборудования и повысить его технический уровень.

Для характеристики состояния изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции, сохраняя значения параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией, в теории надежности используют термин работоспособность. Нарушение работоспособности изделия называется отказом.

Надежность — это комплексное понятие, в которое входит безотказность в работе, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость оборудования и т. д.

Безотказность — работоспособность оборудования в течение некоторого времени, или наработки в циклах, или пробе в километрах. Благодаря этому свойству, машина может работать безотказно в определенный период времени между ее ремонтами.

Долговечность — продолжительность сохранения работоспособности оборудования до наступления предельного состояния при установленной системе обслуживания и ремонта. Предельное состояние обуславливается требованиями безопасности эксплуатации или отклонениями параметров за установленные пределы снижением эффективности эксплуатации. Критерии долговечности позволяют, в частности, оценить сроки, в которые эксплуатация машины становится нерациональной и ее следует заменить новой.

Сохраняемость — свойство оборудования непрерывно сохранять работоспособное состояние во время хранения или транспортировки и после их окончания.

Ремонтпригодность — свойство, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказа, а также к устранению последствий этих причин отказа путем ремонта и технического обслуживания.

Базой теории надежности служит теория вероятностей, изучающая случайные явления или события.

Наиболее простое математическое выражение вероятности случайного события дает классическое уравнение:

$$P(A) = k/S,$$

где $P(A)$ — вероятность события A или некоторого подмножества событий A ; k — число событий, в результате которых происходит событие A , из их общего числа S .

Приведем некоторые термины и математические выражения критериев надежности.

Отказ — событие, заключающееся в нарушении работоспособности.

Неисправность — любое нарушение требований технической документации (включая и те, которые не приводят к отказу, например нарушение покраски).

Наработка на отказ — время, которое изделие проработало до первого отказа. В дальнейшем будем говорить условно только о времени наработки, подразумевая под этим и число циклов изменения нагрузки и пробег в километрах и т. д.

Вероятность безотказной работы — вероятность того, что в определенный интервал времени t работы изделия отказ не произойдет. $P(t)$ — это вероятность $\{\tau > t\}$, где τ — время до первого отказа.

Вероятность отказа — вероятность того, что в определенный интервал времени t работы изделия возникает отказ. $Q(t)$ — это вероятность $\{\tau < t\}$.

Очевидно, что

$$P(t) + Q(t) = 1. \quad (1.1)$$

Вероятности безотказной работы и отказа выражаются в долях единицы.

Средняя наработка до отказа — математическое ожидание наработки изделия до первого отказа.

$$T_0 = \int_0^{\infty} P(t) dt. \quad (1.2)$$

Средняя наработка на отказ — отношение наработки восстанавливаемого изделия к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки.

Средняя наработка на отказ статистически определяется

$$T_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i, \quad (1.3)$$

где t_i — время работы восстанавливаемого изделия от момента окончания $(i-1)$ -го восстановления до момента наступления i -го отказа; n — число отказов за исследуемое время.

Гамма-процентная наработка до отказа T_γ . Это наработка, в течение которой отказ не возникает с вероятностью γ , выраженной в процентах.

$$T_\gamma = T_0 \text{ при } \gamma = 100 P(t). \quad (1.4)$$

Плотность вероятности отказов — такая функция $\varphi(t) \geq 0$, при которой вероятность неравенства $b < t < c$ (при любых b и c) равна $\int_b^c \varphi(t) dt$. Функция должна удовлетворять условию

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(t) dt = 1. \quad (1.5)$$

Плотность вероятности отказов равна

$$\varphi(t) = \frac{dQ(t)}{dt}. \quad (1.6)$$

Интенсивность отказов — условная плотность вероятности отказа к моменту времени t при условии, что до этого момента отказ не произошел.

$$\lambda = \varphi(t)/P(t). \quad (1.7)$$

Статистически интенсивность отказов определяется так:

$$\lambda^*(t) = \frac{n(\Delta t)}{N(\Delta t) \Delta t}, \quad (1.8)$$

где $n(\Delta t)$ — число отказавших элементов в интервале времени Δt ; $N(\Delta t)$ — среднее число элементов, исправно работающих в интервале времени Δt .

Теория надежности дает математическое описание такого распределения показателей надежности работы оборудования, которое с высокой степенью достоверности отражает объективную действительность, дает оценку оборудования и выявляет слабые его элементы.

Распределение показателей надежности с достаточной степенью точности аппроксимируется следующими законами: нормальным, экспоненциальным, Вейбулла, биномиальным.

Полные или неполные статистические данные по работе оборудования или данные его испытаний позволяют выбрать тот или иной закон распределения и определить показатели надежности. Например, при создании ГОСТа на штанги для штанговых скважинных насосных установок (ШСНУ) расчетом была определена вероятность безотказной работы штанг, равная не менее 0,995 за 5 млн. циклов изменения их нагрузки, то есть при таком числе циклов, что составляет примерно работу в течение 578 сут при числе качаний $n = 6 \text{ мин}^{-1}$, из 1000 штанг могут потерять работоспособность и привести к отказу в работе установки пять.

Рассмотрим два закона распределения — нормальное и экспоненциальное.

При нормальном распределении плотность вероятности отказов запишется

$$\varphi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (1.9)$$

где a — математическое ожидание; σ^2 — дисперсия, отклонение от средней величины, мера рассеяния случайной величины.

Математическое ожидание аналогично понятию центра масс в механике (распределение масс в механической системе). В теории надежности это распределение вероятности безотказной работы во времени.

Нормальный закон распределения наработки характерен для постепенного нарастания отказов, вызванных износом и старением. Он также применим при большом числе случайных факторов, когда влияние каждого из них незначительно по сравнению с совокупностью влияний остальных факторов.

Плотность вероятности отказов при экспоненциальном распределении

$$\varphi(t) = \lambda e^{-\lambda t}, \quad (1.10)$$

где λ — интенсивность отказов.

Экспоненциальный закон распределения наработки характерен для внезапных, аварийных отказов. С этим законом хорошо согласуются распределения наработки до отказа сложных восстанавливаемых систем, состоящих из многих элементов. Благодаря простоте аналитических выражений параметров надежности при экспоненциальном законе, он часто применяется при оценке новых машин, подвергающихся износу или старению, хотя такое применение и противоречит естественному назначению закона.

Закон Вейбулла в отличие от экспоненциального имеет два параметра и задается плотностью вероятностей отказа в виде

$$\varphi(t) = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right],$$

где a — параметр масштаба (задает масштаб кривой распределения по оси абсцисс); b — параметр формы (определяет остроту и асимметрию кривой плотности распределения).

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = \exp\left[-(t/a)^b\right].$$

Интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \frac{b}{a} (t/a)^{b-1};$$

Величины a и b всегда положительны. При $b=1$ распределение Вейбулла переходит в экспоненциальное, которое, таким образом, является частным случаем распределения Вейбулла. При $b<1$ интенсивность отказов $\lambda(t)$ становится убывающей функцией времени, поэтому закон Вейбулла с параметром $b<1$ можно использовать для оценки надежности объектов в пе-

риод их приработки и в других случаях, когда преобладают внезапные отказы. При $b>1$ распределение Вейбулла характеризуется возрастающей интенсивностью отказов и его удобно использовать для оценки надежности «стареющих» объектов, т. е. тех, в которых преобладают износные отказы, в частности, при ускоренных испытаниях. В этом случае кривая плотности распределения приобретает колоколообразную форму, приближающуюся к форме кривой нормального закона распределения при значении $b=3,5\div 4,0$.

Распределение Вейбулла получило широкое распространение при расчетах надежности во многом благодаря наличию второго параметра b . Подбирая наиболее подходящие параметры a и b , можно добиться более полного соответствия теоретического закона распределения опытным данным, чем экспоненциального, зависящего от одного параметра.

Распределение Вейбулла применимо для описания нестационарного потока отказов с изменяющейся плотностью потока во времени. Оно хорошо описывает отказы усталостные, возникающие в результате совместного воздействия износа и ударных нагрузок, например отказы шарикоподшипников, объектов, состоящих последовательно соединенных дублированных элементов.

Закон распределения случайной величины определяют в следующем порядке.

Исходные данные: общая продолжительность испытания (наработки) t_{Σ} ; общее число контролируемых экземпляров оборудования N ; число образцов n , отказавших за время испытания; время работы отдельных образцов до отказа $t_1; t_2; \dots; t_n$.

1. Общее время испытаний t_{Σ} разбивается на k интервалов.

2. Для каждого интервала определяют: Δt_i — продолжительность интервала; n_i — число отказавших образцов в каждом интервале; $\varphi_i(t) = n_i / N \Delta t_i$ — оценку плотности распределения отказов в каждом интервале; $\lambda_i(t) = n_i / (N - n_{i-1}) \Delta t_i$ — оценку интенсивности отказов; $P_i(t) = \varphi_i(t) / \lambda_i(t)$ — оценку вероятности безотказной работы в интервале Δt_i .

3. Строят гистограммы $\varphi(t)$ и $\lambda(t)$ и по их виду высказывают гипотезу о законе распределения (рис. 1.1).

Если $\lambda(t) = \text{const}$, то принимают гипотезу об экспоненциальном законе. Если $\lambda(t)$ имеет минимум в середине интервала, то закон распределения нормальный. Если $\lambda(t)$ убывает или возрастает с увеличением t , то распределение подчиняется закону Вейбулла.

4. Определяют параметры (например, a , σ^2 , λ) предполагаемого закона распределения и характеристики $\varphi_i(t)$, $\lambda_i(t)$, $P_i(t)$.

5. По критериям Пирсона или Колмогорова проверяют соответствие закона распределения.

При наиболее простом в математическом выражении экспоненциальном законе распределения:

интенсивность отказов

$$\lambda = n(t) / (N(t) t);$$

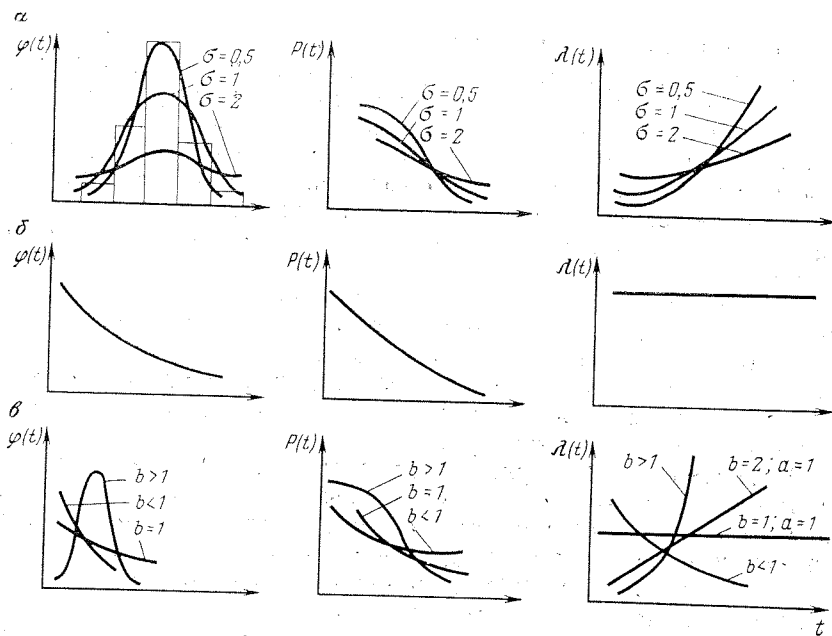


Рис. 1.1. Графики изменения плотности вероятности отказов $\varphi(t)$, вероятности безотказной работы P , и интенсивности отказов λ при нормальном (а), при экспоненциальном (б) и Вейбулла—Гнеденко (в) распределениях

вероятность безотказной работы

$$P(t) = e^{-\lambda t}; \quad (1.12)$$

вероятность отказов

$$Q(t) = 1 - e^{-\lambda t}; \quad (1.13)$$

средняя наработка на отказ

$$T = 1/\lambda. \quad (1.14)$$

При анализе комплекса, состоящего из ряда последовательных элементов, вероятность безотказной работы равна произведению вероятностей отказов отдельных элементов:

$$P(A_1; A_2; \dots; A_n) = \prod_{i=1}^n P(A_i). \quad (1.15)$$

Если комплекс состоит из параллельно соединенных элементов отказ любого из них приводит к отказу комплекса, то вероятность безотказной работы определяется по наименее надежному элементу. Наименее надежным элементом считается тот, у которого число отказов больше или равно $0,2 \div 0,3$ числа отказов всего изделия.

При разработке оборудования часто анализируется его свойство сохранять работоспособность до наступления предельного состояния оборудования — долговечность оборудования.

Долговечность определяется такими критериями, как технический ресурс, срок службы.

Технический ресурс — это общее время (число циклов, километров пробега и пр.), которое машина может отработать на номинальном режиме в условиях номинальной эксплуатации без существенного снижения основных параметров при экономически приемлемой суммарной стоимости ремонтов.

В зависимости от условий эксплуатации ресурс может изменяться по параметрам (заниженные или завышенные параметры работы по сравнению с номинальными), по климатическим условиям, условиям размещения, обслуживанию.

При конструировании, кроме технического, различают следующие виды ресурсов.

Средний ресурс — математическое ожидание ресурса.

Назначенный ресурс — суммарная наработка изделия, при достижении которой его применение по назначению должно быть прекращено (например, авиационные двигатели, выработавшие назначенный ресурс, могут применяться для наземных установок).

Гамма-процентный ресурс — наработка, в течение которой изделие не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах.

Срок службы оборудования — это период времени от начала эксплуатации оборудования до достижения им предельного состояния.

Срок службы H учитывает технический ресурс TP , коэффициенты использования $\eta_{исп}$ и режима работы $\eta_{реж}$:

$$H = TP/(\eta_{исп} \eta_{реж}); \quad (1.16)$$

$$\eta_{исп} = \eta_{сез} \eta_{вых} \eta_{смен} \eta_{рем} \eta_{маш} \eta_{загр} \eta_{прост}. \quad (1.17)$$

Здесь коэффициенты: $\eta_{сез} = (h_{раб}/365)$ — сезонности; $\eta_{вых} = (365 - h_{вых})/365$ — выходных дней; $\eta_{смен}$ — сменности (при трехсменной работе $\eta_{смен} = 1$); $\eta_{рем} = (365 - h_{рем})/365$ — ремонтности; $\eta_{маш} = (365 - h_{вспом})/365$ — машинного времени, ($h_{вспом}$ — время настройки установки); $\eta_{загр}$ — загрузки (учет отсутствия нагрузки характерен для аварийных машин); $\eta_{прост} = (365 - h_{прост})/365$ — организационных простоев.

Технический ресурс и срок службы должны быть максимально возможными, но такими, чтобы не наступил срок, когда оборудование становится ненужным из-за смены технологического процесса, перехода на принципиально новые конструкции или необходимости усовершенствования конструкции на основе накопленного опыта эксплуатации.

Ориентировочная оценка надежности изделия основывается на сравнении результатов расчета условного показателя надежности для проектируемого и освоенного аналогичного оборудования.

Условным показателем служит произведение вероятности безотказной работы изделия $P_{общ}(t)$ на суммарный корректирующий

коэффициент k :

$$V = kP_{\text{общ}}(t).$$

При расчете принят экспоненциальный закон распределения. Изделие условно делится на группы примерно идентичных сборочных единиц, и вероятности безотказной работы каждой из них служат основанием для вычисления $P_{\text{общ}}(t)$ по зависимостям, определяемым структурой изделия. Корректирующие коэффициенты для проектируемого изделия и аналога учитывают специфические особенности конструктивного исполнения изделия $k_{\text{исп}}$, ремонта k_r и эксплуатации $k_{\text{эк}}$ изделия. Коэффициент $k = k_{\text{исп}} k_r k_{\text{эк}}$. Составляющие коэффициента k находятся при сравнительном анализе аналога и проекта.

§ 4. Металлоемкость и жесткость конструкций

Большинство нефтепромысловых машин выпускают большими сериями.

Материалоемкость, в том числе и проектируемых изделий, оценивают обычно по сравнению с аналогом (лучшим по техническому уровню выпускаемым изделием, аналогичным по назначению и параметрам проектируемому изделию). Критерии оценки следующие:

масса изделия M — показатель материалоемкости, характеризующий совокупность масс частей изделия, подготовленного для работы;

удельная масса изделия M_y — масса изделия, отнесенная к полезному эффекту (экономическая эффективность или объем выпускаемой продукции) P от использования изделия по назначению за полный установленный ресурс или за срок службы T .

$$M_y = M/PT.$$

Удельная производственная материалоемкость M_{yp} — отношение расхода материалов M_n (с учетом заготовок деталей, запчастей и расхода материалов на монтаж) на изготовление изделия к производству тех же величин PT ,

$$M_{yp} = M_n/PT.$$

Удельная эксплуатационная материалоемкость $M_{yэ}$ — отношение расхода материала на эксплуатацию изделия $M_э$ (на части, идущие на смену отработанным, на ремонт за полный установленный ресурс или срок службы изделия) к тому же производству величин,

$$M_{yэ} = M_э/PT;$$

удельная материалоемкость изделия

$$M_y = M_{yp} + M_{yэ}.$$

Рассмотрим основные методы снижения металлоемкости [13].

1. Применение принципиально новых схем машин.

Например, замена балансира станка-качалки СК12-3,5-800 (масса 24,8 т) гидрокчалкой с подобными же параметрами снижает массу привода до 1,9 т.

2. Совершенствование конструктивных схем.

Примером может быть изменение схемы редуктора (рис. 1.2). Новая компоновка передач в редукторе уменьшает его габариты и металлоемкость.

В центробежном насосе применение рабочих колес с разгрузкой осевых усилий (с помощью разгрузочных отверстий) позволяет выполнить разгрузочную пятю меньших размеров.

3. Изменение второстепенных параметров машины.

При постоянных главных параметрах, например подаче и давлении жидкости на выходе из насоса, можно изменить второстепенные, например, увеличить частоту вращения вала у ЭЦН и число ходов поршня у объемного насоса. Это приведет к резкому уменьшению их массы. Однако необходимо учитывать и негативные факторы. В данном случае увеличится износ пар трения в поршневых насосах может появиться стук клапанов, возможно усложнение привода насосов.

Естественно, что требуется анализ положительных и отрицательных факторов и определение рационального предела изменения параметра.

4. Обработка конфигурации деталей.

К этому методу относится прежде всего выбор рационального сечения деталей. Распределение напряжений приводит к выбросу таврового сечения для детали, работающей на изгиб (рис. 1.3, а), полого цилиндра при кручении (рис. 1.3, б) и сплошного сечения при растяжении (рис. 1.3, в).

Сопряжение двух стенок галтелью (закруглением) уменьшает массу детали в месте сопряжения на 20 % (рис. 1.4, а), а с сом — на 30 % (рис. 1.4, б).

Выборка лишнего материала также может дать значительное сокращение массы детали при ее равномерном напряженном состоянии.

Также надо шире использовать экструзионные профили различных сечений, снятие фасок, применение валов с различными диаметрами по их длине в зависимости от местных напряжений.

5. Разгрузка деталей от некоторых напряжений.

Изменение нагрузки, увеличение прочности и снижение массы были достигнуты при замене балочных элеваторов втулочными. Уменьшение расстояния от места приложения нагрузки (с тяжести труб) до опор (штроп) снизило напряжения изгиба в трубе элеватора, увеличив напряжения растяжения. Это позволило значительно уменьшить массу элеватора без снижения его прочности (рис. 1.5).

6. Использование штамповки для получения деталей.

Пробка, литые крышки для отверстий корпусов выгодно производить штамповкой из листового металла. Возможно исполнение штамповкой и более сложных деталей, таких, как легкие ш

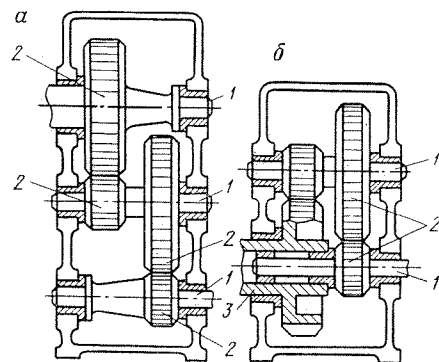


Рис. 1.2. Изменение схемы редуктора:

а — старая компоновка; б — новая компоновка: 1 — вал; 2 — зубчатое колесо; 3 — подшипник

Рис. 1.3. Схема распределения напряжений по сечению круглого проката при различных видах нагружений; штриховка — распределение напряжений

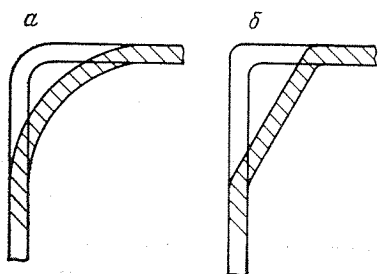
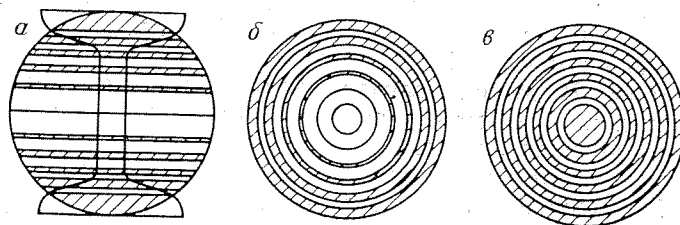
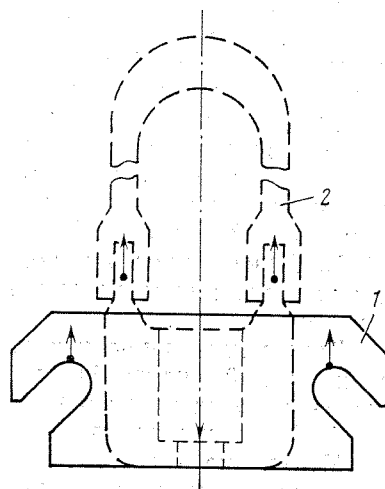


Рис. 1.4. Схема сопряжений двух стенок

Рис. 1.5. Элеваторы:

1 — балочный (масса 35 кг при грузоподъемной силе 800 кН для 73-мм труб); 2 — втулочный (масса — 16 кг при тех же параметрах)



клиноременной передачи, рабочие колеса центробежных насосов.

7. Использование металлов с меньшей плотностью.

В ряде конструкций выгодно заменить сталь на алюминий, титан или их сплавы.

Прокат из алюминия может применяться для рамных конструкций, приборных щитов. Замена насосно-компрессорных стальных труб на алюминиевые в ряде случаев позволяет получить и мень-

шую металлоемкость и значительно облегчить работу с колоннами труб. Удельная прочность (отношение предела текучести к плотности материала σ_T/ρ) у стали группы прочности D, из которой изготавливается часть насосно-компрессорных труб, равна $49 \text{ Н} \times \text{м/кг}$. Удельная прочность алюминиевого сплава D16T равна $110 \text{ Н} \cdot \text{м/кг}$. Таким образом, трубы из алюминиевого сплава можно спускать на глубину, примерно в 2 раза большую, а при одинаковой глубине спуска колонна труб будет иметь значительно меньший вес.

У одновинтовых скважинных насосов с электроприводом (ЭВН), применяемых для добычи нефти, винт насоса вращается вокруг своей оси и по окружности с некоторым эксцентриситетом относительно оси насоса и вала, что вызывает возникновение центробежных сил, которые обуславливают вибрацию тем большую, чем больше масса вала. Для уменьшения массы вала при сохранении его прочности сталь заменяют на титан или титановые сплавы, имеющие меньшую плотность (4500 кг/м^3) и высокую прочность ($\sigma_B = 700\text{—}1500 \text{ МПа}$).

При замене стали на более легкие металлы необходимо проводить экономическую оценку для выявления области рационального применения этого способа снижения металлоемкости.

8. Применение более прочных материалов и методов их упрочнения.

В ряде случаев выгодно применять легированные стали. Однако надо учитывать, что стали, высоколегированные никелем и рядом других элементов, дефицитны и имеют высокую стоимость.

Методы упрочнения металлов разнообразны. Это термо- и термомеханическая обработка (объемная закалка, закалка поверхности детали, упрочнение поверхности борированием, азотированием, сульфидированием и пр.), термомеханическая и механическая обработки.

Упрочнение термомеханической обработкой основано на изменении атомных связей в кристаллической решетке металла (рис. 1.6). Наибольшей прочностью обладают металлы с бездефектной структурой (железо при такой структуре имеет прочность в 100 раз большую, чем техническое железо). Однако получение чистых металлов в промышленных объемах пока нерационально. В то же время при некоторой плотности дислокации металл получает повышение прочности.

Термомеханическая обработка позволяет получить прочность малолегированных сталей в 2 раза более высокую, чем у лучших современных легированных сталей. Для этого осуществляют интенсивную механическую обработку (например, ковку) с 90 %-ной деформацией металла (в зоне аустенита температура около 500°C), с дальнейшей закалкой на мартенсит и с отпуском.

В последние годы внедряется упрочнение штанг установок скважинных штанговых насосов их растяжением. Штанги длиной 8 м растягивают примерно на 0,5 м до получения остаточной деформации.

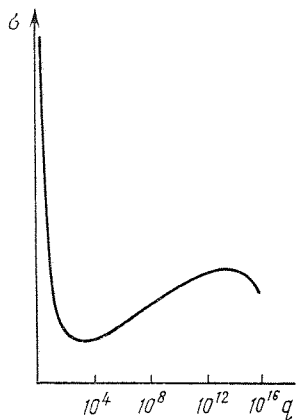


Рис. 1.6. График изменения прочности σ металла в зависимости от удельной плотности дислокаций q

Детали и материал, подвергнутые термомеханической обработке, нельзя нагревать до высоких температур. Нагрев снимает эффект упрочнения. Поэтому такие детали нельзя сваривать.

9. Использование неметаллических материалов.

В конструировании применяются следующие неметаллические материалы: пластмассы, резины, усиленная древесина, стекло и ситаллы.

Применение пластмасс значительно возросло в последние десятилетия и составило около 14 % от общего объема потребления наиболее ходовых конструктивных материалов.

Порошкообразные, волокнистые и слоистые фенопласты применяют для корпусов, крышек, шкивов, зубчатых колес, подшипников, вкладышей. Поливинилхлорид, полиофелин — для втулок, деталей трубопроводов, пленки. Полиамидные смолы — для деталей антифрикционного назначения, подшипников, шестерен. Стеклопластики — для кабин, корпусов, панелей, воздухопроводов и трубопроводов для жидкости. Полиформальдегид, поликарбонат, пентапласт — для деталей с высокой механической прочностью, химической стойкостью, низким коэффициентом трения.

Резины используют для уплотняющих элементов, втулок подшипников, гибких трубопроводов.

Древесина, обычно пропитанная синтетическими смолами и спрессованная при высокой температуре, применяется преимущественно для вкладышей подшипников при водяной смазке, а также для изготовления панелей, облицовки.

Стекло и ситаллы (силикатное стекло с мелкокристаллической структурой) используют для облицовки насосов, трубопроводов, емкостей, а также в подшипниках скольжения при умеренных нагрузках без смазки.

С помощью перечисленных методов снижения металлоемкости можно существенно уменьшить расход металла и улучшить соответствующие удельные показатели.

Большое значение для качества конструкции имеет ее жесткость [13].

Жесткость — это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок ($P, M_{кр}$) с наименьшими деформациями (f, φ). Повышение жесткости конструкции в большинстве случаев увеличивает ее надежность.

Стремление увеличить жесткость часто вступает в противоре-

чие с желанием уменьшить массу и металлоемкость оборудования.

Жесткость материала оценивают отношением его модуля упругости к его плотности E/ρ . Жесткость сечения при растяжении и сжатии — произведением EF (F — площадь рассматриваемого сечения), при изгибе — EI (I — момент инерции сечения), при кручении — GI_p ($G = E/2(1 + \mu)$ — модуль сдвига, I_p — полярный момент инерции сечения; μ — коэффициент Пуассона).

Жесткость детали или конструкции зависит от характеристики материала и их геометрических размеров, оценивается коэффициентом жесткости λ , отражающим деформацию детали под действием силы.

Коэффициент жесткости для балки или вала определяется следующими выражениями:

при растяжении

$$\lambda_p = P/f = EF/l, \quad (1.18)$$

при изгибе

$$\lambda_{из} = \frac{P}{f} = a \frac{EI}{l^3}; \quad (1.19)$$

при кручении

$$\lambda_{кр} = \mu_{кр}/\varphi = GI_p/l, \quad (1.20)$$

где P — сила, действующая на деталь; f, φ — величины деформации детали; l — длина детали; a — коэффициент, зависящий от условий нагружения детали в местах действия силы и у опор G — модуль сдвига материала детали.

Рассмотрим некоторые способы повышения жесткости.

1. Изменение характера нагружения детали и опор при изгибе.

На рис. 1.7 показана двухопорная балка. За единицу показателя жесткости примем значение $\lambda_{из}$, соответствующее изгибу бруса, нагруженного сосредоточенной нагрузкой при шарнирных опорах (рис. 1.7, а). При этом $a = 48$. При защемлении опор $\lambda_{из} = 4a = 192$ (рис. 1.7, б). При защемлении опор и распределенной нагрузке (рис. 1.7, в) $\lambda_{из} = 8$ и $a = 384$. Таким образом, жесткость может быть увеличена в 8 раз.

К этому методу увеличения жесткости относится и выбор рационального расположения и типа опор валов и осей (приближение опор к нагруженной детали, замена шаровых опор качения на роликовые и т. п.).

2. Замена изгибающих нагрузок растяжением или сжатием.

Характерным примером (рис. 1.8) является замена консольной изгибаемой балки на ферму, в которой стержни растягиваются (верхний стержень) и сжимаются (нижний стержень). Если принять деформацию фермы в точке приложения силы за единицу, то деформация балки при диаметре 200 мм составит тоже единицу, а при диаметре балки 20 мм, равном диаметру элементов фермы деформации, — $9 \cdot 10^3$.

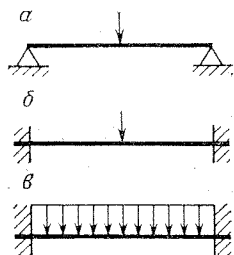


Рис. 1.7 Балки с различными видами нагружения и опор

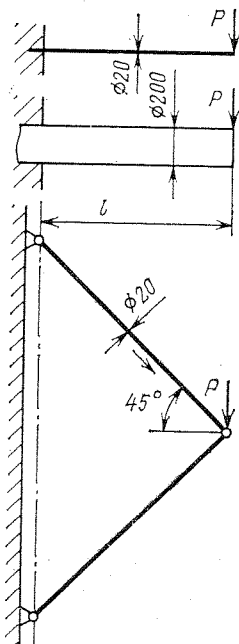


Рис. 1.8. Схема замены балок фермой

При необходимости увеличить жесткость цилиндрического люка у емкости его делают коническим с большим диаметром у стенки емкости.

К этому методу относится и так называемое блокирование деформаций. Это внедрение диагональных связей в фермах, ребер жесткости в бочках барабанов, у фланцев. Все эти дополнительные элементы конструкций вводят в них детали или сечения, подвергающиеся растяжению или сжатию.

3. Выбор рациональных сечений деталей.

К этой группе относится использование профильного проката, изменение сечения валов и осей в соответствии с изгибающим моментом, действующим в данном сечении.

4. Выбор материала деталей.

При равной прочности деталей они наиболее жестки, когда выполняются из углеродистых сталей, литых сплавов алюминия и марганца и серых чугунов, т. е. наименее прочных материалов. Поэтому при изготовлении деталей из наиболее прочных материалов (например, легированных сталей) и сохранении равнопрочности их жесткость уменьшается. Повышения жесткости достигают в этом случае конструктивными мерами.

Детали с одинаковыми массой и общей конфигурацией, но с разными размерами имеют равную жесткость независимо от материала, из которого изготавливают детали (алюминиевые деформируемые сплавы, легированные стали, сплавы титана), но различную прочность. Если принять прочность детали из углеродистой стали за единицу, то прочность деталей из алюминиевых деформируемых сплавов возрастет примерно в 2,5, легированных сталей — в 3,3, сплавов титана — примерно в 5 раз.

Обобщенный показатель, характеризующий способность материалов нести наиболее высокие нагрузки при наименьших деформациях и массе, можно выразить отношением $\sigma_{0,2}E/\rho^2$, где $\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести стали, при котором остаточная деформация составляет 0,2 % от общей деформации детали.

По этому показателю наиболее выгодно применение сверхпрочных сталей (примем величину показателя равной 100 %), далее сплавов титана (~80 %), легированных сталей (~50 %), деформируемых алюминиевых сплавов (~40 %), углеродистых сталей (~18 %), высокопрочных чугунов (14 %) и наименее выгод-

ных серых чугунов (~4 %). При оценке чугунов ($\sigma_{0,2}$ заменяется σ_B).

В практике конструирования выбор материала деталей определяется не только прочностно-жесткостными свойствами, но и другими технологическими, эксплуатационными характеристиками оборудования. Поэтому преимущественное значение имеют конструктивные меры, позволяющие создать изделия, рациональные по прочности, жесткости и металлоемкости.

§ 5. Экономические основы конструирования

Решая задачи конструирования оборудования, нельзя обойтись без экономической оценки принимаемых решений.

Для определения экономической эффективности оборудования необходимо оценить его как объект производства и как объект эксплуатации. За базу сравнения берут лучшие образцы существующей отечественной и зарубежной техники по идентичным технологическим процессам. Главные параметры сравниваемого оборудования должны совпадать по величине. Только при расширении области применения известных машин данного назначения допускается различие главных параметров сравниваемого оборудования.

Как объект производства новую конструкцию оценивают по трудоемкости изготовления (общей, структурной) и удельной металлоемкости (общей и структурной металлоемкости, коэффициенту использования материала), массе (общей и относительной), себестоимости машины, определяемой на предпроектной и проектной стадиях ее создания, а также по ценам оборудования (верхнего и нижнего пределов плановой оптовой цены, лимитной цены).

Общая трудоемкость изготовления представляет собой сумму затрат труда (по нормам времени) на изготовление машины. На предпроектной и проектной стадиях определить ее сложно.

К наиболее простым, широко применяемым методам оценки трудоемкости относится весовой. При этом методе по главным параметрам и типу машины, по характеристике аналогов определяют ее массу и по заранее разработанным таблицам — удельную трудоемкость на единицу массы. Произведение найденных массы на удельную трудоемкость даст общую трудоемкость проектируемой машины. Иногда этот параметр определяют по базовой машине или аналогу. Так, например, в турбостроении применяют для этой цели следующую эмпирическую формулу:

$$T_n = T_b \left(\frac{M_n}{M_b} \right)^z, \quad (1.21)$$

где T_n и T_b — трудоемкость проектируемой и базовой турбин; M_n и M_b — общая масса проектируемой и базовой турбин; z — коэффициент, равный 0,8—0,9.

Структурная трудоемкость — сумма затрат труда на отдельных технологических этапах (литье, кузнечная продукция, при механической, термической обработке, сборке и т. д.).

Структура трудоемкости грузоподъемных кранов приведена ниже.

Работы	Литье	Кузнечные	Сварочные	Механические	Слесарно-сборочные	Окраска
Структурная трудоемкость, %	13	6	12	32	34	3

Удельную трудоемкость изготовления определяют отношением общей суммы трудозатрат на изготовление всей машины к величине какого-либо характерного параметра (главного или дополнительного). Естественно, что такой метод определения трудоемкости неточен, так как он не учитывает массы комплектующих изделий и прочие факторы.

Показатели материалоемкости на стадии изготовления используют для анализа способов получения заготовок, определения припусков (табл. 1.1). Коэффициент расхода показывает, во сколько раз масса расходного материала превышает массу готовой продукции.

Материалоемкость в значительной мере зависит от применяемой технологии производства, масса машины — от совершенства ее конструкции.

Снижения массы машины и металлоемкости можно достичь правильным подбором поперечных сечений деталей, основанным на соответствующем расчете прочности и жесткости.

Себестоимость машины на предпроектной или проектной стадии можно определить весовым методом по базовому образцу.

Несколько точнее расчет по элементокoeffициентам K_z (отношению себестоимостей какого-либо элемента проектируемой машины к подобному элементу базовой машины). В этом случае полная себестоимость будет

$$C = C_z \sum_i K_z \Pi_i + P + Ч, \quad (1.22)$$

где C_z — фактическая себестоимость элемента базовой машины; Γ — число групп элементов по кинематической, электрической и

Таблица 1.1. Показатели материалоемкости деталей

Детали	Масса готовой детали, кг	Способ получения заготовки	Расходный коэффициент
Болты и гайки	0,25—0,8	Штамповка	<2,5
Средние валики	<10	Поковка	<2,5
Крупные валы	50—100	Поковка	2,7—3,3
Зубчатые колеса (стальные)	<20	Штамповка	2,8—3,0
	50—500	Литье	4—3,2
Мелкие цилиндры	<10	Прокат	3—6
Средние цилиндры	<50	Поковка	5—7,5

другим схемам машины; Π_i — число одинаковых элементов и элементокoeffициентов в группе; P — стоимость покупных изделий, входящая в себестоимость проектируемой машины; $Ч$ — затраты на проектирование машины.

Цены на проектируемую машину определяют на основе данных по базовой машине.

Нижний предел цены рассчитывают по плановой себестоимости $C_{п}$ новой продукции для второго года ее серийного выпуска и нормативу рентабельности p :

$$C_{нп} = C_{п} \left(\frac{100 + p}{100} \right). \quad (1.23)$$

Верхний предел цены определяют с учетом большего числа факторов:

$$C_{вп} = C_6 \frac{\Pi_{п}}{\Pi_6} \frac{1/t_6 + K_{эп}}{1/t_{п} + K_{эп}} + \frac{И_6 + И_{п}}{1/t_{п} + K_{эп}} \pm \Delta K, \quad (1.24)$$

где C_6 — цена изделия; индексы $п$ и $б$ показывают, к какой из машин относится обозначение — проектируемой или базовой; $\Pi_{п}$, Π_6 — годовая программа выпуска машин; $t_{п}$, t_6 — сроки службы машин; $И_{п}$, $И_6$ — текущие издержки потребителя при использовании машин; ΔK — изменения капитальных затрат у потребителя в связи с заменой базовой машины на проектируемую; $K_{эп}$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Плановая цена находится между нижней и верхней плановыми оптовыми ценами и определяется по отраслевой себестоимости машины с учетом нормативной и дополнительной прибыли.

Лимитная цена примерно равна 80 % от той цены, при которой экономический эффект от применения проектируемой машины становится равным нулю. Таким образом, это наибольшая из допустимых цен проектируемого оборудования.

При оценке машины как объекта эксплуатации используют коэффициенты эксплуатационной трудоемкости, эксплуатационной ремонтноемкости, эксплуатационной материалоемкости, рентабельность, срок окупаемости, приведенные затраты, себестоимость продукции, которую машина производит, ожидаемый плановый и фактический экономический эффект.

Коэффициент эксплуатационной трудоемкости — это отношение объема трудозатрат на ремонты оборудования за весь срок его службы к общей трудоемкости выпуска этого оборудования.

Коэффициент эксплуатационной материалоемкости — это отношение суммарной массы сменных частей, расходных при ремонтах машины за весь срок ее службы, к общей массе машины.

Коэффициент эксплуатационной ремонтноемкости определяется по подобному отношению суммы затрат на ремонты к стоимости машины.

Рентабельность машины выражается отношением стоимости продукции машины к сумме расходов (за один и тот же период времени). Во всех случаях рентабельность должна превышать единицу.

Срок окупаемости определяется как период службы машины, за которой экономический эффект от ее работы будет равен стоимости машины.

В нефтедобывающей промышленности все затраты на эксплуатацию месторождений, в том числе и на использование машин и оборудования, относятся на себестоимость добытой нефти (табл. 1.2). Расчеты сравнительной себестоимости продукции нового и базового оборудования иногда выполняются на стадии разработки конструкции, а чаще всего при промышленных испытаниях и внедрении новых конструкций на промыслах.

Несмотря на то что данные в таблице приведены для различных нефтедобывающих районов, видна некоторая логическая тенденция изменения затрат. При газлифтной добыче энергетические затраты, выше, чем при насосной, затраты на текущий ремонт значительно ниже. Примерно равны общепромысловые затраты, затраты на деэмульсацию и внутрипромысловую перекачку. Амортизация скважин составляет наибольшую долю среди прочих затрат.

Приведенные затраты складываются из годовой себестоимости продукции C_r и капитальных вложений K , приходящихся на выпуск этой годовой продукции:

$$ПЗ = C_r + K_{из} K, \quad (1.25)$$

где $K_{из}$ — нормативный коэффициент эффективности; K — общие капитальные вложения.

Эффективность использования проектируемого оборудования может быть оценена сравнением проектной себестоимости продук-

Таблица 1.2. Соотношение затрат (%) различных способов добычи

Затраты	Способ добычи		
	фонтанный	газлифтный	насосный
Амортизация скважин	46,2	34,8	40,2
Амортизация прочих основных средств	6,7	7,2	4,4
Энергетические затраты	0,2	21,7	5,2
Заработная плата производственного персонала	8,3	10,2	11,7
Текущий ремонт скважин	—	6,3	21,1
Издержки на поддержание пластового давления	19,0	—	—
Затраты на внутрипромысловую перекачку	4,4	4,6	5,2
Затраты на деэмульсацию	1,3	1,1	1,1
Прочие расходы	4,7	3,5	2,1
Общепромысловые расходы	9,2	10,6	9,0

ции и приведенных затрат при новом и этими же, но фактическими показателями при базовом (аналогичном) оборудовании. Экономический эффект определяется обычно за год умножением разности себестоимости продукции при использовании базового и проектируемого оборудования на количество годового выпуска продукции (например, годовой добычи нефти).

В большинстве случаев при определении экономического эффекта, особенно на стадии определения ожидаемого или планового эффекта, в расчетах учитывают только те статьи, которые существенно изменяются при использовании нового оборудования.

Рассмотрим, например, случай разработки оборудования для подъема нефти из скважин, когда базовый образец и проектируемый рассчитаны примерно на одинаковые отбор жидкости, глубину и диаметр скважины. В этом случае могут быть исключены из расчета затраты на амортизацию скважин (скважина одна и та же), внутрипромысловую перекачку (отбор существенно не меняется), деэмульсацию при равной обводненности продукции, добываемой с помощью проектного и базового оборудования.

При разработке конструкции оборудования не всегда используют перечисленные экономические показатели. В зависимости от цели расчета, изученности типа проектируемой машины можно исключить некоторые из них или использовать другие экономические критерии сравнения машин и оборудования.

Контрольные вопросы

1. Каковы основные задачи конструирования?
2. Назовите примеры главных параметров различных видов машин.
3. Какие дополнительные параметры, кроме главных, могут быть внесены в исходные данные для разработки оборудования?
4. Перечислите исполнения изделий в зависимости от климатических условий и категории их размещения.
5. Дайте определение основным терминам теории надежности.
6. Каковы наиболее часто встречающиеся законы распределения и их математическое выражение?
7. По каким критериям производится оценка материалоемкости?
8. Каковы методы сокращения металлоемкости?
9. Что такое жесткость изделия и жесткость материала? Назовите методы увеличения жесткости.
10. Каковы основные критерии экономической эффективности изделия как объекта производства?
11. Каковы основные критерии экономической эффективности изделия как объекта эксплуатации?

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОЦЕССА СОЗДАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

§ 1. Этапы создания или модернизации оборудования

Создание оборудования или его модернизация заключается не только в расчете, графическом изображении и изготовлении изделия. Процесс этот состоит из следующих этапов: 1) тщательного и всестороннего ознакомления с потребностью в данном оборудовании, функциями, выполняемыми им, необходимыми его параметрами, требуемым количеством оборудования, условиями его эксплуатации, возможностями обслуживания и ремонта; 2) составления задания на разработку на основе материалов ознакомления; 3) разработки структурной схемы оборудования на основе его функциональных задач, предварительной проработки вариантов решения конструкции, компоновки узлов; 4) проведения необходимых исследований, графической проработки отдельных частей оборудования, изготовления и всестороннего их испытания для получения данных, необходимых при выборе конструктивных решений; 5) выполнения технической документации на оборудование для его комплектного изготовления; 6) изготовления оборудования; 7) испытания оборудования и оформления актов его приемки; 8) окончательной корректировки техдокументации; 9) организации его рационального применения.

Этапы 5, 6 и 7 обычно последовательно повторяются на стадиях выполнения опытных и серийных образцов оборудования.

Все этапы процесса регламентированы государственным стандартом, в котором указаны определенная стадийность работ и цель каждого этапа.

От сложности оборудования, подготовленности работ по его созданию зависят состав и объем работ выполняемых этапов. Некоторые из них могут быть исключены или, наоборот, неоднократно повторены.

В зависимости от назначения может вестись разработка оборудования одного типоразмера или целого параметрического ряда.

Объем работ по конструированию зависит от видов материалов, применяемых методов создания машин, степени унификации элементов новой машины с элементами выпускаемых машин.

Остановимся несколько подробнее на анализе функций, выполняемых оборудованием, и на разработке его структурной схемы.

При анализе функций оборудования надо учитывать не только продолжительность выполнения оборудованием основной задачи, но и периоды его транспортировки, монтажа и демонтажа.

Так, например, при работе агрегата текущего ремонта выполняются следующие основные функции: спуск в скважину или подъем из нее резьбовых трубных или штанговых колонн, свинчивание или развинчивание резьбовых соединений колонн, спуск или подъем оборудования, укрепленного на трубах или штангах (насосов, кабеля, пакера и пр.), забор труб или штанг, а также оборудования с мостков или из устройств вертикального размещения, а также их укладка. Кроме того, агрегат текущего ремонта транспортирует все оборудование, необходимое для этих работ (мачту, ее оснастку, лебедку, трансмиссию привода и привод, инструмент, механизмы для свинчивания и развинчивания резьб, элементы системы управления и контроля процессов работы). На агрегате должны быть предусмотрены места и крепления для инструментов и механизмов.

При монтаже у устья скважины агрегат должен обеспечить установку мачты в рабочее положение, а после работы — в транспортное положение, закрепление мачты в рабочем и транспортном положениях.

Агрегату необходимы база передвижения агрегата, привод и трансмиссия — передачи энергии к лебедке агрегата, мачта и ее оснастка талевой системой, инструмент, механизмы для спуско-подъемных работ, а также привод и трансмиссия передачи энергии к механизмам; механизмы установки мачты в рабочее и в транспортное положение, ее закрепления; система управления и контроля работы отдельными элементами агрегата.

Таким образом, функции агрегата обуславливают его структурную схему. Все части структурной схемы и связи между ними являются объектами конструктивной разработки при проектировании агрегата.

Процесс расчета и вычерчивания конструкций, компоновки изделия из уже имеющегося банка сборочных единиц и некоторые другие конструкторские работы могут быть существенно ускорены (при снижении их трудоемкости) за счет применения ЭВМ и САПР (система автоматизированного проектирования).

ГОСТ 22487—77 дает основные термины машинного проектирования. Под проектированием понимается процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях еще не существующего объекта, на основе первичного описания, алгоритма, функционирования или процесса.

Проектирование может быть автоматизированным, т. е. осуществляемым взаимодействием человека и ЭВМ, или автоматическим — без участия человека.

САПР — это комплекс средств автоматизации проектирования, взаимосвязанных с необходимым подразделением проектной организации, выполняющей автоматизированное проектирование. Практически процесс может быть почти полностью автоматизирован (рис. 2.1) при достаточно точном описании технологического процесса, наличии банка элементов, необходимых для выполнения отдельных операций процесса, и банка математиче

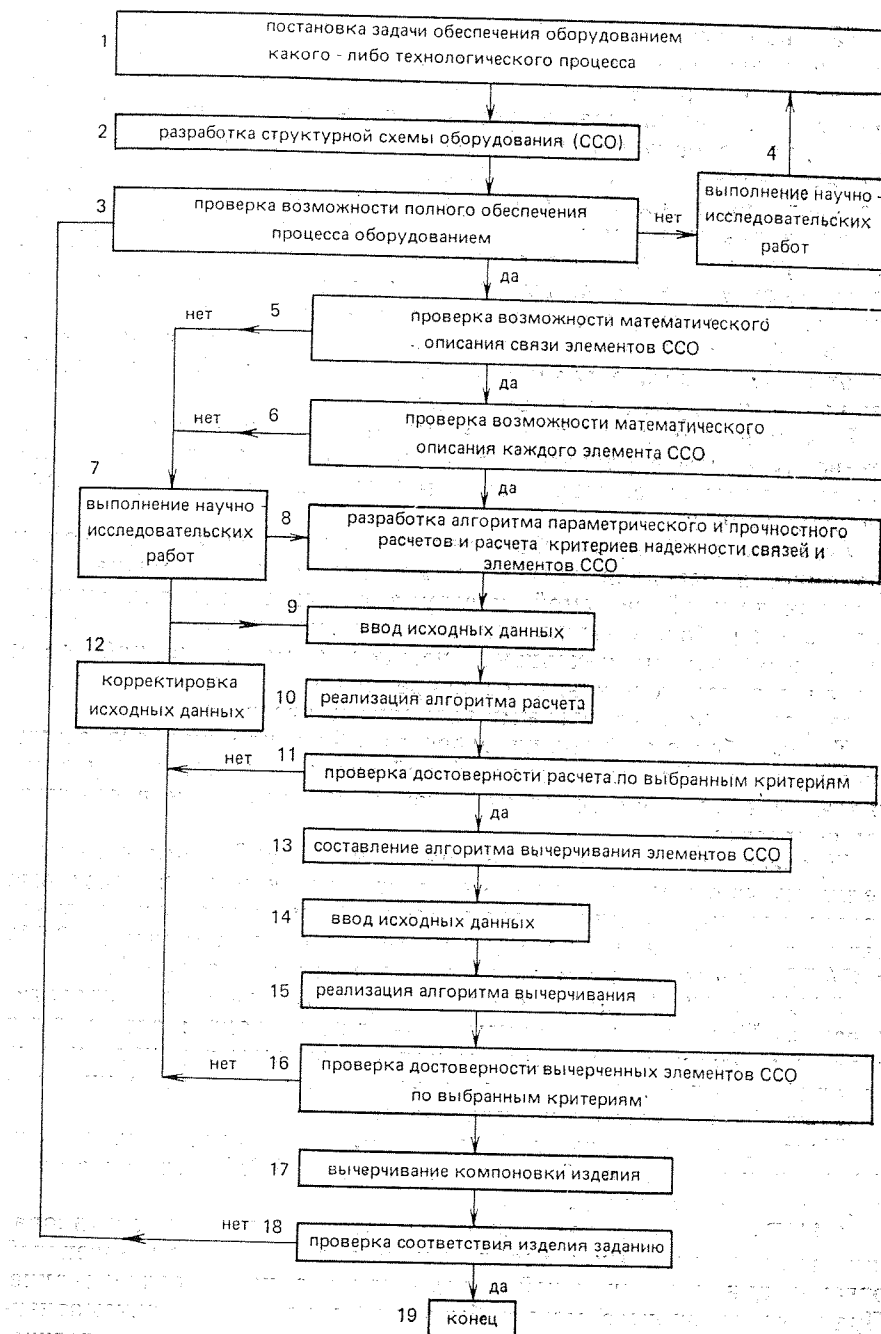


Рис. 2.1. Принципиальная схема автоматизации процесса разработки чертежей изделия

ского описания этих элементов и их связей друг с другом. Для автоматизации разработки чертежей могут быть использованы операции 9, 10, 11, 14, 15, 16, 17 и 18.

§ 2. Виды изделий и стадийность разработки изделий основного производства

Все изделия делятся на изделия основного и вспомогательного производств. Первые предназначены для поставки потребителям; вторые — только для нужд того предприятия, которое их изготавливает.

Изделия по составу и сложности делят на детали, выполненные из одного куска материала; сборочные единицы, состоящие из деталей, соединяемых на предприятии-изготовителе (сборочной единицей может быть и совокупность других сборочных единиц, соединяемых на предприятии); комплексы — изделия с общим эксплуатационным назначением, соединяемые или не соединяемые на предприятии-изготовителе, например штанговый скважинный насос или буровая установка; комплекты — изделия с общим эксплуатационным назначением вспомогательного характера, не соединяемые на предприятии-изготовителе сборочными операциями, например запчасти, инструмент.

Изделия основного производства разрабатывают в определенном порядке по стадиям, установленным государственным стандартом.

Организации-потребители и разработчик подготавливают прежде всего исходный документ для проектирования — заявку на разработку изделия, в которой указывают параметры оборудования, особые требования к нему, количественную характеристику потребности в этих изделиях на ряд лет. Далее в основном разработчик составляет техническое задание (ТЗ), в котором определяет основное назначение изделия, его техническую характеристику, показатели качества (надежность), цену производства и лимитную цену. В ТЗ определяются стадии разработки изделия.

На основе ТЗ разработчик выполняет техническое предложение (П), в котором дает технико-экономическое обоснование необходимости разработки изделия, сравнительную оценку возможных решений конструкции изделия. В техническом предложении оценивают патентную чистоту изделия и его патентоспособность. При патентной чистоте в изделии не должны быть элементы, на которые имеются патенты других стран. Патентоспособность определяется возможностью получения авторского свидетельства, патента на решения, принятые в конструкции или схеме изделия, и в дальнейшем возможности продажи другим государствам лицензии (права) на его изготовление. Все это отражается в патентной формуляре.

По ТЗ и П выполняют эскизный проект (Э), который должен содержать принципиальное решение конструкции, принцип

работы изделия, его основные параметры, габариты, вновь составленный патентный формуляр, карту технического уровня. Может быть изготовлен макетный образец изделия (возможно, не полностью отражающий конструкцию изделия). В карте технического уровня необходимо указать, какие сборочные единицы изделия будут выполнены на техническом уровне лучших зарубежных или отечественных образцов, какие — выше или ниже этого уровня. Макетный образец обычно испытывают для отработки изделия.

По эскизному проекту выполняют технический проект (Т), в котором приводят окончательное конструктивное решение, полное представление об устройстве изделия, связи его отдельных сборочных единиц. Технический проект должен обеспечить возможность выполнить рабочие чертежи изделия вплоть до его деталей. Проверяют и вновь составляют патентный формуляр и карту технического уровня. Может быть изготовлен и испытан новый макетный образец изделия.

По техническому проекту осуществляют последовательно ряд рабочих проектов.

При разработке рабочей документации на опытный образец или опытную партию (О) отрабатывают конфигурацию деталей, сборочные единицы, устанавливают основные показатели машины. По рабочей документации изготавливают образцы, которые проходят официальные испытания с участием в них разработчиков, изготовителей, потребителей и представителей охраны труда и окружающей среды.

Следующая рабочая документация (А) на установочную серию необходима для корректировки рабочей документации на опытный образец по результатам его испытаний, отработки технологического процесса изготовления с его оснащением приспособлениями и с изменением технической документации по требованиям изготовителя. На базе этого проекта изготавливают и официально испытывают образцы установочной серии.

На основе испытаний этой серии машин разрабатывают документацию для установившегося серийного или массового производства (Б). Целью этой разработки являются последняя в стадии создания изделия корректировка документации, изготовление и испытание головной серии изделия и, наконец, изготовление и поставка изделия потребителю.

К рабочим проектам прилагают патентные формуляры и карты технического уровня.

Каждая из стадий имеет на документации (чертежах, записках) свой литер: ТЗ, П, Э, Т, О, А или Б.

В техническом задании может быть установлено выполнение не всех стадий проектирования. Состав техдокументации на каждой стадии определяется государственными и отраслевыми стандартами, руководящими документами (РД). Обычно это чертежи, расчеты, описательная часть, техническая характеристика, патентный формуляр, карта технического уровня, техниче-

ские условия на изготовление, методика и программа испытаний акты и протоколы испытаний, паспорт изделия.

Техническая документация содержит общий вид изделия, схемы, чертежи сборочных единиц, деталей, габаритные и монтажные чертежи, ведомости покупных изделий, спецификации и т. д.

§ 3. Методы создания производных машин на базе их унификации

При разработке нового оборудования или его модернизации большое значение имеет использование опыта создания и эксплуатации уже имеющегося аналогичного оборудования. Значительное число разработок выполняется на базе и с учетом уже известных конструктивных решений, широкой унификации деталей и сборочных единиц. Для создания нового оборудования в основном используют следующие методы.

1. Изменение линейных размеров основных деталей.

Наиболее простым примером является создание шестеренки и штанговых скважинных насосов с новыми главными параметрами. У шестеренных насосов регулированием ширины рабочего органа — шестерен — изменяют подачу насоса. При этом увеличиваются или уменьшаются и другие детали насоса (вал, корпус и пр.), но остаются постоянными диаметральный размер шестерен, профиль зубчатого зацепления, крышки.

При увеличении длины цилиндра штангового насоса возрастает его подача (при неизменном числе ходов плунжера), при увеличении длины плунжера — номинальный напор насоса. При этом методе создания штангового насоса с новыми параметрами изменяют цилиндр насоса и собственно плунжер. Диаметральный размер и обработка их концевых частей, а также конструкции и размеры втулок, муфты цилиндра, клапанных узлов, монтируемые на цилиндре и плунжере, остаются неизменными. В этом случае возможна широкая унификация деталей.

2. Секционирование.

Это создание машины с новыми параметрами изменением числа секций рабочего органа. Увеличение числа секций (состоящее из рабочего колеса, направляющего аппарата и корпуса) в насосах ЦНС, применяемых при закачке воды в нефтяные пласты для поддержания пластового давления, созданы насосы, развивающие напоры 959, 1185, 1422, 1660, 1900 м. В этом возможна широкая унификация деталей, так как секции и концевые узлы насосов этой серии остались неизменными.

3. Конвертирование.

Метод заключается в использовании имеющейся машины другого назначения. Так, например, лопастный насос можно применить как двигатель, привод для генератора; воздушный компрессор — для перекачки газа (с некоторым изменением конструкции, а иногда и материала деталей); многоцилиндро-

двигатель — для испытания на износ плунжеров и цилиндров (с использованием цилиндрического блока, коленчатого вала и его опор).

4. Метод базового агрегата.

При этом на основе одной из частей машины создают серию однотипных машин с разными параметрами. Так, например, на базе привода компрессора 10ГКН создано более 30 типоразмеров компрессоров с разными параметрами (подача от 4500 до 125 000 м³/ч, давление от 1,4 до 15 МПа). Для компримирования газа различной плотности у центробежного компрессора мощностью 6000 кВт привод и собственно компрессор не изменяются, а заменой мультипликатора регулируется частота вращения вала компрессора. Все сменные мультипликаторы имеют одинаковые монтажные и подсоединительные размеры.

5. Компаундирование.

Это метод параллельного соединения рабочих органов машины или целых машин. Например, у скважинных винтовых насосов могут быть один рабочий орган (винт и его обойма) или два. При этом подача в конструкциях с двумя рабочими органами увеличивается вдвое.

6. Модифицирование.

Это приспособление машины к другим, новым условиям работы.

Например, отличие базовых и модифицированных станков-качалок выпуска 70-х годов заключается в различной длине переднего плеча балансира. Таким образом, у модифицированных станков при большей длине хода точки подвеса штанг нагрузка в этой точке уменьшена.

7. Агрегатирование.

Это создание машин различного назначения на одной транспортной базе. Например, тракторные агрегаты с различными навесными орудиями можно использовать для рытья траншей, бурения ям, выравнивания рабочих площадок.

8. Комплексная нормализация.

Этот метод предусматривает составление комплексов с различными параметрами из унифицированных и покупных изделий. Характерными примерами являются блочные насосные станции для перекачки нефти (БННС) и для закачки воды в пласты (БКНС). Эти станции имеют стандартные блоки, из которых могут быть скомпонованы насосные на различные суммарные подачи.

9. Создание рядов оборудования.

При разработке оборудования очень часто потребителю требуются машины одного назначения, но на весьма широкую область по главным параметрам. Так, например, агрегаты текущего ремонта с грузоподъемной силой примерно до 500 кН часто применяют и при нагрузке до 200 кН. В последнем случае использование агрегатов большой грузоподъемности приводит к излишним затратам времени и средств на транспортировку, монтаж

и работу с таким агрегатом. Рациональнее иметь несколько конструкций агрегатов текущего ремонта на разные грузоподъемности.

При разработке оборудования уже на стадии технического задания или технического предложения необходимо предусмотреть возможность использования одного из этих методов разработки с унификацией деталей и сборочных единиц.

§ 4. Создание параметрических рядов

Параметрические ряды — это ряды значений главного параметра или главных параметров оборудования.

Создание параметрических рядов обеспечивает рациональное применение оборудования с наименьшим количеством типоразмеров машин при широком поле параметров.

Порядок создания параметрических рядов подобен для различного оборудования. Рассмотрим его на примере ЭЦН.

Как всякая работа по созданию оборудования, она начиналась со сбора данных по потребности в ЭЦН. Эти данные собирали по требуемым параметрам (подача, диаметр скважин, напор), характеристике откачиваемой жидкости, возможным условиям эксплуатации и ремонта.

На базе опыта создания и применения первых разрозненных типоразмеров ЭЦН было выполнено технико-экономическое сравнение с другими типами насосов и определены предпочтительные области применения ЭЦН. Определили нижний предел подач — около 40—60 м³ жидкости в сутки, малые и средние по вязкости жидкости и т. п.

Был выбран главный параметр для ряда насосов — подача.

Конструктивная проработка различных исполнений насоса выявила возможные пределы главного параметра, рациональные диаметры насоса и дала базу для анализа коэффициента полезного действия насоса.

Пределы подачи определили от 40 до 700 м³/сут.

Затем приступили к выбору числа значений главного параметра.

Для подач от 40 до 700 м³/сут можно было создать один насос (рис. 2.2, кривая 1). Но тогда эксплуатация при некоторых подачах (например, при 40 м³/сут) велась бы с весьма малым к. п. д. Увеличение числа типоразмеров (рис. 2.1, кривые 2 и 3) перекрывает эту область нерационально низкого к. п. д.

Анализ потребности в насосах ЭЦН дал их требуемое число для каждой области подачи (участки около 40 м³/сут, около 50 м³/сут и т. д.). Это позволило определить затраты на освоение и ремонт различного количества типоразмеров насосов (рис. 2.3, кривая 1). Чем больше в производстве число типоразмеров n , тем больше затрат на освоение производства насосов (больше проектной документации, больше моделей для литья рабочих органов, приспособлений для изготовления и сборки других

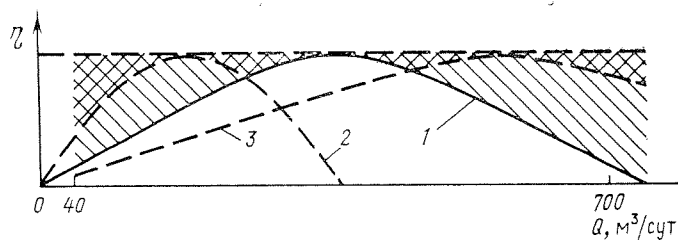


Рис. 2.2. График изменения коэффициента полезного действия скважинных центробежных насосов в зависимости от числа типоразмеров насосов в параметрическом ряду

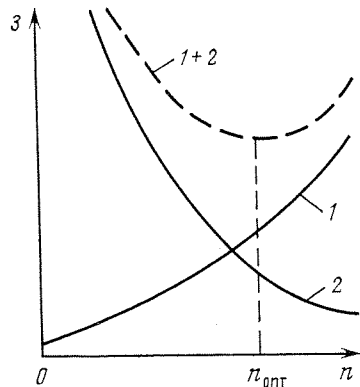


Рис. 2.3. График для выбора числа типоразмеров насосов в параметрическом ряду

деталей и пр.) и на ремонт (больше номенклатура запчастей, приспособлений для ремонта и пр.).

Энергетические затраты (кривая 2) с увеличением числа типоразмеров уменьшаются. Это обусловлено возможностью выбора насоса с более высоким к. п. д. в области его применения.

Минимум суммы этих затрат (кривая 1+кривая 2) примерно соответствует оптимальному числу насосов (восемью-девяти типоразмерам ЭЦН). Это число было взято за основу при выборе ряда значений главного параметра в пределах 40—700 м³/сут. При этом были использованы предпочтительные ряды чисел, построенные по геометрическому ряду с коэффициентом $\phi = k\sqrt{10}$. Степень k берется равной 5, 10, 20, 40 и т. д. Соответственно ряды обозначаются R_5 , R_{10} и т. д. Могут быть и производные ряды, где коэффициент ϕ берется в степени, например, $\phi^3 = (k\sqrt{10})^3$.

Были выбраны числа из рядов R_5 и $R_{20/3}$.

Таким образом, параметрический ряд главного параметра насосов ЭЦН был выбран следующим:

R_5	40	63	100	160	250				
$R_{20/3}$					250	360	500	700	

Создание параметрического ряда этих насосов позволило при разработке широко унифицировать детали. Все типоразмеры насосов имеют только 15 типов ступеней, четыре размера вала (по

диаметру) и три размера корпусов (по диаметру). Такая унификация существенно облегчает изготовление и ремонт ЭЦН.

При разработке параметрических рядов других видов оборудования общий ход работ примерно тот же, но критерии решения отдельных этапов, естественно, другие.

Контрольные вопросы

1. Каковы основные этапы разработки оборудования основного производства?
2. Каковы особенности автоматизированного проектирования, схема процесса разработки чертежей изделия?
3. Назовите стадии проектирования и задачи, которые решаются на каждой стадии.
4. Каковы методы образования производных машин?
5. Опишите метод создания параметрических рядов.

Глава 3

ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЕТАЛЕЙ И ПРЕДЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

§ 1. Условия эксплуатации нефтепромыслового оборудования

От условий работы оборудования зависят требования, предъявляемые к выбору материала деталей и к изысканию мер для предохранения оборудования от вредного воздействия окружающей среды.

При оценке условий эксплуатации оборудования рассматривают в основном следующие факторы:

- климатическую характеристику района, в котором намечено использование оборудования;
- агрессивность среды, в которой работает оборудование;
- тепловой режим работы оборудования и его деталей;
- характер нагружения оборудования и его деталей.

Климатические условия в ряде случаев весьма существенно влияют на выбор материала. При низкой температуре окружающего воздуха (до минус 40—60 °С) осложнен выбор сталей, пластмасс, резины, так как они становятся хрупкими, не допускающими деформаций. В то же время тропический климат вызывает необходимость предусмотреть не только влияние влажности, повышенного воздействия солнечных лучей и прочего, но и возможность порчи некоторых видов покрытий и изоляционных материалов насекомыми и бактериями.

Агрессивность среды определяется химическим, электрохимическим и механическим воздействием на детали оборудования. Воздействия первых двух видов вызывают коррозию металла —

разрушение его поверхности, последнее проявляется при наличии в среде взвешенных твердых частиц, например кварцевого песка при добыче нефти, окалины, осыпающейся с трубопроводов, и т. п. Вредное влияние коррозии и механических примесей на надежность оборудования может быть уменьшено за счет выбора соответствующего материала деталей и предохраняющих покрытий и конструктивными мерами.

Тепловой режим определяется изменением температуры оборудования, обусловленным технологическим процессом, для которого оно разрабатывается, или нагревом его деталей в процессе работы оборудования. Например, тепловое воздействие на пласт может вызвать повышение температуры оборудования устья скважины, обсадных колонн и скважинного оборудования на 150—350 °С. В опорах скольжения возможен местный нагрев трущихся деталей, что вызывает необходимость не только применения охлаждения, но и использования теплостойких материалов с хорошей теплопроводностью.

В ряде случаев при повышении температуры надо учитывать прочность сцепления материала покрытия с деталью, защищаемой покрытием.

Характер нагружения оборудования определяется видом нагрузки (растяжение, сжатие, кручение, изгиб, комбинированные нагрузки), периодичностью ее воздействия (постоянная статическая нагрузка, переменная циклическая или нециклическая нагрузка) и обуславливает выбор материала и предельные напряжения, которые допустимы для данных материалов.

§ 2. Материалы для нефтепромыслового оборудования

При конструировании нефтепромыслового оборудования используют металлы, их сплавы, металлокерамику, твердые сплавы и неметаллические материалы.

Металлы и их сплавы относятся к основным конструкционным материалам. Среди них наиболее частое применение находят сталь, чугун, алюминий, титан, свинец, сплавы с медью (латунь, бронза, медноникелевые сплавы), алюминия (силумины, сплавы с марганцем, магнием, с медью и магнием), титана (с алюминием и другими элементами типа ВТ) (табл. 3.1).

Металлокерамика на медной или железной основе дополняется кремнием, асбестом, кремнеземом для фрикционных деталей. Антифрикционные металлокерамические детали и фильтры изготавливают из бронзы с графитом, железа с графитом, никеля, нержавеющей стали и бронзы и пропитывают маслом или фторопластом.

Твердые сплавы для нефтепромыслового оборудования применяют значительно реже (для оснастки режущего инструмента: фрез, метчиков и т. д.). Это в основном вольфрамовые, титановольфрамовые, карбидные и прочие твердые сплавы.

Неметаллические материалы — пластмассу, резину, цемент

Таблица 3.1. Показатели прочности (МПа) алюминиевых и титановых сплавов

Основа сплава	Сплав	σ_B	$\sigma_{0.2}$	σ_{-1}	δ , %
Алюминий	Д16	450—500	250—350	120—150	8—10
	В95	500—600	400—450	150—180	5—7
	АК6	350—400	200—250	80—100	5—6
Титан	ОТ4	700—850	550—650	—	20—30
	ОТ4-1	850—1000	700—800	—	20—40
	ВТ5	950—1200	850—1050	—	12—25
	ВТ9	1050—1200	900—1000	—	9—15
	ВТ15	1400—1500	1250—1300	—	4—8

и бетон — также широко применяют при изготовлении оборудования. Пластмассу часто используют в качестве заменителя металлов или для его защиты от коррозии, для изготовления уплотняющих, антифрикционных деталей. Удельный вес пластмасс в общем потреблении наиболее ходовых конструкционных материалов резко возрос в последние десятилетия, но все еще мал.

Резина в основном служит материалом для уплотняющих деталей, подшипников, для защиты металлов от коррозии и реже для деформируемых, амортизирующих деталей.

Для облегчения деталей применяют легкие сплавы.

При выборе сталей для деталей оборудования надо прежде всего проверять возможность применения широко распространенной углеродистой конструкционной стали обычного качества (стали марок Ст. 2, Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5) или качественной углеродистой конструкционной (стали марок 08 КП, 10, 20, 30, 35, 40, 45, 50).

Напомним, что малые дозы хрома (~1 %, стали 20Х, 30Х и т. д.) увеличивают закаляемость стали и прокаливаемость деталей больших габаритов, что при термообработке повышает прочность деталей. Однако возможно возрастание отпускной хрупкости, что необходимо учитывать при назначении термообработки хромистых сталей. Хромованадиевые стали (например, сталь марки 40ХФА) имеют лучшие пластические свойства, чем хромистые. Большое содержание хрома (более 12 %, стали марок 1Х13, 3Х13 и т. д.) повышает коррозионную стойкость стали. Но у нее остается склонность к отпускной хрупкости.

Введение никеля в сталь улучшает ее пластические свойства и повышает коррозионную стойкость (стали марок 40ХН, 1Х18Н9, 17ХН2-Л и т. д.). Введение молибдена увеличивает химическую стойкость стали при содержании ионов хлора в окружающей среде.

Добавка алюминия в качестве легирующего элемента (сталь марки 38Х2МЮА) позволяет азотировать поверхностные слои стали и получать весьма высокую твердость ее поверхности (HRC > 80).

Легирование марганцем повышает прочность стали, ее вязкость и сопротивление износу (стали марок 30Г, 40Г и т. д.). Кремнемарганцевые малоуглеродистые стали (например, 09Г2С) имеют большую ударную вязкость при низких температурах.

Из чугунов наиболее широко применяют серый чугун (марка Сч 28-48 и др.). В марке чугуна первое число показывает прочность чугуна на разрыв, а второе число — на изгиб. Модифицированный чугун обладает более высокой прочностью и износостойкостью.

Легирование чугуна повышает его литейные свойства, химическую стойкость. Для литых рабочих колес с тонкими лопатками применяют титаномедный чугун. Для получения нержавеющей чугуна вводят никель, медь и хром или увеличивают содержание хрома (26—30 % Сг).

При выборе материалов надо учитывать влияние температуры. При ее увеличении до 200—300 °С существенно меняются механические свойства некоторых сталей (табл. 3.2).

При низких температурах можно применять для ответственных сварных металлических конструкций стали марок 09Г2, 09Г2С, 10Г2С1, 16ГС, 15ХСНД, 10ХСНД. Горячекатаный сортовой прокат или листы из них имеют ударную вязкость в пределах 0,3—0,5 м·МПа при —40 °С. Термообработка этих материалов позволяет получить ударную вязкость в пределах $(0,25—0,3) \times 10^{-6}$ Дж/м² при —70 °С.

Детали нефтепромышленного оборудования для использования при низких температурах следует изготавливать из сталей, высоколегированных хромом, никелем и молибденом (табл. 3.3, 3.4).

Стали, содержащие фосфор и кремний, в качестве легирующих элементов для деталей применять не следует. Цветные металлы и их сплавы не подвержены хладоломкости.

Таблица 3.2. Характеристики сталей при различной температуре

Температура испытаний, °С	Марка сталей			
	сталь 20	сталь 45	50ХФА	40ХН
<i>Предел текучести σ_T, МПа</i>				
20	250	340	≥1100	800
200	240	357	834	—
300	160	263	770	630
<i>Ударная вязкость a_n, Дж/м²·10⁻⁶</i>				
20	0,639	0,5	0,4—0,6	—
—10	0,475	0,399	—	—
—30	0,466	0,38	0,3	—
—60	0,118	0,133	—	—

Таблица 3.3. Характеристика стали при низкой температуре (Данные соответствуют деталям с толщиной стенки >10 мм)

Марка стали	Температура закалки	Предел прочности, σ_B , МПа	Температура применения, не ниже, °С	Максимальная толщина детали, мм
	Температура отпуска в масле, °С			
12ХН3А	860/150	1000	—80	40
12ХН2	860/200	800	—80	30
12Х2Н4А	880/200*	1100	—70	100
15ХМ	880/200	800	—60	20
30ХН3А	820/550	1000	—80	100
30ХМА	880/550	950	—80	30
38ХМЮА	940/600—650	1000	—80	60
40ХН	820/500	1000	—80	50
40ХНМА	850/580—600	1000	—80	70
38ХА	860/500	950	—60	25
40ХФА	880/600—650	1000	—60	30
40Х	850/500	1000	—60	25

* Отпуск в воздухе.

Таблица 3.4. Материалы для сварных металлических конструкций

Марка стали	Термообработка	Температура применения, не ниже, °С	Максимальная толщина детали, мм
<i>Толстый лист</i>			
09Г2	Закалка + отпуск	—70	20
09Г2С	Нормализация + отпуск	—70	10
09Г2С	Закалка + отпуск	—70	60
10Г2С1	То же	—70	40
10ХСНД	»	—70	40
15ХСНД	»	—70	32
<i>Фасонный прокат</i>			
09Г2С	Горячекатаная	—50	20
15ХСНД	То же	—50	20
10ХСНД	»	—70	20
09Г2	»	—70	20

Существенным фактором при выборе материалов является возможное коррозионное разрушение. Наиболее опасна сероводородная и углекислая коррозия [8].

К условиям, способствующим возникновению и развитию коррозии, относятся: контактирование разнородных металлов (контактная коррозия); наличие в конструкции щелей и зазоров

(щелевая коррозия); одновременное воздействие на металл электролита и механических напряжений (коррозионное растрескивание, коррозионная усталость, коррозионная эрозия); наличие сероводородсодержащих электролитов (водородное охрупчивание, сульфидное растрескивание).

Стальные детали подвергаются коррозии при контакте их с медью и медными сплавами, нержавеющими сталями, никелем и никелевыми сплавами. Приводит к коррозии и контакт железа с оловом, а также со свинцом (последнее — кроме случая, когда средой являются щелочные электролиты).

К щелевой коррозии особенно чувствительны нержавеющие стали и алюминиевые сплавы.

В зависимости от коррозионной среды для каждого металла существует критическое напряжение, ниже которого его склонность к коррозионному растрескиванию проявляется слабо. Для стали $\sigma_{кр} = (0,75—0,8)\sigma_t$. Добавки никеля повышают стойкость стали к коррозионному растрескиванию. При его содержании около 45 % стали становятся нечувствительны к этому виду коррозии.

Коррозионная усталость наблюдается при одновременном воздействии агрессивной среды и циклических напряжений (табл. 3.5).

Водородное охрупчивание проявляется в снижении длительной прочности металла и возникает при его статическом нагружении в агрессивной среде. При насыщении металла водородом в сероводородсодержащих средах это явление называют сульфидным растрескиванием. Низкоуглеродистые стали марок 20, ВМС Ст. 3 сп, С75, 18Х1Г1МФ обладают высокой стойкостью к статической водородной усталости. Для повышения стойкости металлов к этой коррозии рекомендуется, чтобы их твердость не превышала 22 HRC.

Для работы деталей с переменной нагрузкой в коррозионной среде материал можно выбирать, ориентируясь на данные табл. 3.6.

Таблица 3.5. Предел выносливости металлов (МПа) при $5 \cdot 10^7$ циклах нагружения

Металл	Предел прочности σ_b , МПа	Среда		
		Воздух	Пресная вода	Морская вода
Углеродистая сталь (0,14 % С)	440	250	140	65
Медистая сталь (0,98 % Cu, 0,14 % С)	420	220	140	60
Хромоникелевая сталь (1,5 % Ni; 0,73 % Cr; 0,28 % С)	970	470	115	95
Коррозионностойкая сталь 12,9 % Cr; 0,11 % С	620	380	260	210
Дюралюминий	560	130	75	60

Таблица 3.6. Относительный предел усталости сталей при работе в агрессивных средах

Сталь	Агрессивная среда	
	с малым содержанием сероводорода	с большим содержанием сероводорода
Углеродистая	1,0	1,0
Марганцовистая	1,2	1,15
Хромоникелевая	1,3	1,5
Никель-молибденовая	1,2—1,35	1,6—2,1
Хромомолибденовая	1,1	1,35

Методы защиты металлов от коррозии разнообразны. Это применение металлических и неметаллических покрытий, ингибиторов коррозии, электрохимическая и катодная защиты.

§ 3. Методы расчета оборудования и предельные напряжения материалов

Методы расчета оборудования выбирают в зависимости от его вида и характера нагружения деталей.

Методы расчета оборудования базируются на расчетах, известных по курсам сопротивления материалов, деталей машин и подъемно-транспортных машин. Для ряда типов оборудования разработаны руководящие документы, предписывающие метод и порядок расчета. Так, например, имеются методики параметрического и прочностного расчета установок штанговых скважинных насосов, прочностного расчета фонтанной арматуры и пр. Во всех этих методиках расчетов даны допустимые предельные напряжения материала деталей, запасы прочности.

Рассмотрим некоторые из общих методов получения предельных напряжений черных и цветных металлов при циклических нагрузках, контактных напряжениях, при работе материалов с повышенной температурой и в коррозионных средах.

Чаще всего конструктору приходится учитывать предел усталости металлов, в частности сталей и цветных сплавов. Для сталей базовым числом циклов изменения напряжений является $10^6—10^7$ циклов.

После этого числа циклов разрушающее напряжение обычно не меняется. У цветных сплавов изменение разрушающего напряжения происходит и при большем числе циклов. Четкой границы окончания изменения напряжения при увеличении числа циклов при этих сплавах нет. Принимают условный предел усталости при $10^7—10^8$ циклах.

Данные испытаний на предел усталости обычно относятся к изгибу при симметричном цикле со знакопеременной амплиту-

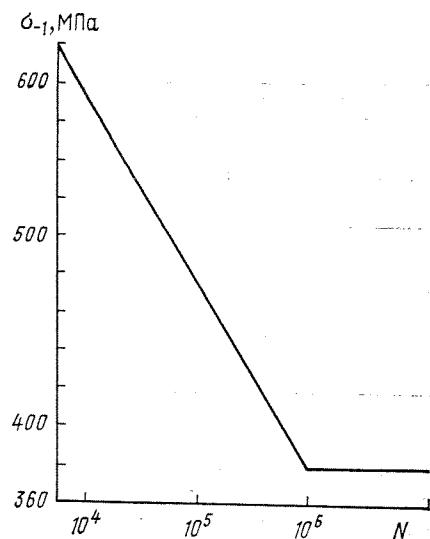


Рис. 3.1. Зависимость предела напряжения усталости σ_{-1} от изменения числа циклов напряжения N

При неустановившемся режиме расчет на выносливость осуществляется по эквивалентной нагрузке, учитывающей ее изменение во времени и наработку, т. е. число циклов при каждой нагрузке.

Эквивалентную нагрузку P_3 определяют через максимальную $P_{\max}$ и коэффициент эквивалентности:

$$P_3 = k_3 P_{\max}. \quad (3.1)$$

Коэффициент эквивалентности рассчитывают по следующим зависимостям:

при ступенчатых изменениях нагрузки и наработки

$$k_3 = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{P_x}{P_{\max}} \right)^m \frac{N}{N_0}}, \quad (3.2)$$

где N — текущее количество циклов;
при непрерывной зависимости $N = f(P)$

$$k_3 = \sqrt[m]{\int (P/P_{\max})^m dN/N_0} \quad (3.3)$$

Показатель m и базовое число циклов N_0 (см. рис. 3.1) зависят от вида деформации (табл. 3.7).

При переходе от симметричного цикла нагружения к асимметричному и к дальнейшему росту асимметрии предел усталости увеличивается. Пределы выносливости при растяжении примерно в 1,1–1,5 раза больше, а при кручении в 1,5–2 раза меньше, чем при симметричном знакопеременном изгибе.

дой напряжения, равной по максимальной величине как в положительной, так и в отрицательной области.

При асимметричных циклах нагружения материалы обычно не испытывают. Влияние подобных нагрузок учитывают в расчетах с помощью коэффициентов. В большинстве расчетов прочность деталей при циклических переменных нагрузках определяют по пределу усталости. Однако иногда необходимо рассчитать прочность детали при низкой частоте или ограниченном числе циклов. Детали, материал которых не имеет отчетливо выраженного предела усталости, рассчитывают по напряжению предела усталости, взятому для заданного числа циклов в ниспадающей части кривой (рис. 3.1).

Таблица 3.7. Значения базового числа циклов N_0 и показателя m

Вид расчета или рассчитываемых деталей	Параметры	
	N_0	m
На изгиб, кручение, растяжение и сжатие Подшипники качения	10^7	9
	10^6	3
На контактную прочность зубчатых колес*	$10^7 \left(\frac{HB}{215} \right)^3$	3
	$10^7 \left(\frac{HRC}{20} \right)^3$	

* При $HB \leq 215$ или $HRC \leq 20$ принимают $N_0 = 10^7$.

Связь между пределом усталости при симметричном изгибе и характеристикой статической прочности по опытным данным выражается примерно следующими зависимостями:

для сталей

$$\sigma_{-1} = (0,2 \div 0,3) \sigma_B (1 + \sigma_{0,2}/\sigma_B); \quad (3.4)$$

для стального литья, высокопрочного чугуна и медных сплавов

$$\sigma_{-1} = (0,3 \div 0,4) \sigma_B, \quad (3.5)$$

для серого чугуна

$$\sigma_{-1} = (0,3 \div 0,6) \sigma_B; \quad (3.6)$$

для алюминиевых и магниевых сплавов

$$\sigma_{-1} = (0,25 \div 0,5) \sigma_B. \quad (3.7)$$

На прочность деталей при циклических переменных нагрузках влияют ряд факторов, которые необходимо учитывать при расчетах. Это в основном концентрация напряжений, размеры детали, состояние поверхности и влияние среды.

С этой точки зрения интересна характеристика материалов по их чувствительности к концентрации напряжений. Коэффициент чувствительности для различных материалов следующий:

Чугуны:	
серые	До 0,1
высокопрочные	0,2–0,3
Стали:	
углеродистые	0,4–0,6
легированные	0,7–0,9
Сплавы:	
алюминия и магния	0,8–0,9
титана	0,85–0,95

В ряде случаев выгоднее применять малопрочные стали, но с меньшей чувствительностью к концентрации напряжений.

Детали контактно-нагруженных сочленений (зубья шестерен, роликовые захваты ключей, упоры шарниров и т. д.) изготовляют из закаливаемых или цементируемых сталей.

При контактном сопряжении деталей (два цилиндра, шары, цилиндры или сферы с площадкой) материал в зоне действия максимальных напряжений находится в состоянии всестороннего сжатия.

В условиях всестороннего сжатия предел текучести высокопрочных закаливаемых сталей в 4—5 раз выше (3000—5000 МПа), чем при одностороннем сжатии. Допускаемое напряжение при всестороннем сжатии принимают около 1000—2500 МПа. При ударной нагрузке оно в 2—3 раза меньше.

Долговечность циклически нагруженных деталей определяется усталостной прочностью материала. Усталостная прочность при контактном напряжении выше, чем при одноосном напряжении. Кривые усталостной прочности не имеют явно выраженного горизонтального участка. При твердости поверхности около 60 HRC и числе циклов 10^7 — 10^8 сталь марки 45XH (закалка поверхности с помощью токов высокой частоты) имеет предел усталости ~1800—2300 МПа, сталь марки 20X2H4A (цементация) — 2000—2400 МПа, сталь марки ШХ15 (закалка и низкий отпуск) — 2150—2650 МПа.

Зубчатые колеса для работы при небольших нагрузках изготовляют из стали марок 40, 45, 40X, 40XH, 35ХМА с термообработкой (улучшением или нормализацией) заготовок. При больших контактных напряжениях зубчатые колеса из этих материалов подвергают поверхностной закалке (например, с помощью токов высокой частоты). Для повышения износостойкости детали зубчатых передач изготавливают из цементируемых сталей (15X, 20X, 12ХН3А, 15ХФ и др.). После цементации и закалки необходимо исправление формы зубьев шлифовкой.

Возможно применение азотируемых сталей (стали марок 38ХМЮА, 38ХЮА) для изготовления зубчатых колес. Азотирование меньше искажает форму зуба. Допустимые контактные напряжения после обеих обработок примерно одинаковы. Но толщина азотированного слоя (0,5—0,8 мм) меньше, чем цементированного (0,8—1 мм), поэтому общую допустимую нагрузку у азотированных передач рекомендуется принимать меньше, чем у цементированных.

Ролики, работающие при ударной нагрузке, изготовляют из стали марки У8-У10, для более напряженных сочленений применяют легированные инструментальные стали с закалкой до твердости 62—68 HRC. При высокочастотных циклических контактных нагрузках применяют детали, изготовленные из сталей марок ШХ6, ШХ9, ШХ15СГ.

Допустимые касательные напряжения при изгибе должны выбираться с учетом того, что $\tau_t \cong 0,58 \sigma_t$.

Коэффициенты запаса прочности определяют на основе данных практического использования аналогов с учетом уровня развития техники в данный период (новых способов упрочнения материалов, точности изготовления деталей, методов сборки и т. д.).

Ориентировочные значения коэффициентов запаса по машиностроительным нормам следующие:

При расчете на статическую прочность по пределу прочности	2,6—3,0
При расчете на выносливость (изгиб, растяжение — сжатие, кручение)	1,3—1,5
При расчете на выносливость по контактными напряжениям (зубчатые передачи, подшипники качения)	1,2—1,25
При расчете на устойчивость	2,0—3,0

Когда отказ детали или машины может быть связан с возможной травмой людей или может привести к существенным экономическим ущербам, коэффициент запаса следует увеличить.

Контрольные вопросы

1. Какие факторы условий эксплуатации оборудования необходимо учитывать при выборе материалов деталей?
2. Дайте общую характеристику материалам, применяемым в конструкциях оборудования.
3. Как изменяется характеристика стали при работе ее в среде с повышенной температурой?
4. Какие стали необходимо выбирать при работе оборудования при низких температурах?
5. Опишите влияние агрессивных сред на металлы и особенности выбора металлов с учетом агрессивности сред.
6. Как определяется эквивалентная нагрузка при неустановившемся режиме работы оборудования?
7. Дайте характеристику металлов при концентрации напряжений, при циклическом нагружении деталей.

Глава 4

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАКЕРОВ

Пакеры служат для разобщения частей ствола скважины по вертикали и герметизации нарушенных участков обсадной колонны. Они предназначены для работы в скважине без профилактического осмотра или ремонта в течение нескольких часов (например, при гидроразрыве пласта), нескольких месяцев (при закачке теплоносителей) или нескольких лет (например, пакеры для различных способов добычи нефти).

Перепады давления, воспринимаемые пакерами, могут быть в пределах от 7 до 70 МПа. Температура окружающей среды при эксплуатации скважин может изменяться от 40 до 100 °С, а при тепловом воздействии на пласт достигает в некоторых

случаях 300—400 °С. Окружающая среда, в которой работает пакер, обычно вызывает коррозию металла, а содержание в ней нефти и газа требует тщательного подбора материала уплотняющих элементов.

Функциональное назначение пакера и его элементов: разобщение или герметизация ствола скважины; восприятие осевых усилий при установке и при действии перепада давления; управление элементами пакера при его спуске в скважину и при установке или съеме пакера; выполнение некоторых технологических функций (например, исключение в определенных случаях возможности потока жидкости из-под пакера в так называемом пакере-отсекателе). Все это обуславливает его структурную схему, которая включает следующие элементы: уплотняющие элементы, опору пакера, систему управления пакером, технологические устройства (рис. 4.1 и 4.2).

Рассмотрим несколько подробнее некоторые элементы пакеров.

Уплотняющие элементы (рис. 4.3, а, б) расширяются и прижимаются к обсадной колонне при воздействии осевой нагрузки (веса НКТ или усилия от поршня гидросистемы). Элемент (рис. 4.3, а), выполненный из резины (иногда с армировкой тканевым или металлическим кордом), рассчитан на работу при температуре до 100 °С. Элемент (рис. 4.3, б) изготовлен из прорезиненного и прографиченного асбеста и предназначен для работы в среде с температурой до 300—400 °С.

Элемент (рис. 4.3, в) расширяется и прижимается к обсадной колонне при создании избыточного давления в его внутренней полости. Его резиновый элемент всегда упрочнен кордом.

В пакерах с уплотнениями (см. рис. 4.3, а, б, в) зазор между ними и обсадной колонной равен 10—20 мм на диаметр.

Элемент (рис. 4.3, г) спускают в скважину с натягом. Он также выполнен из резины, упрочненной кордом.

Для уплотняющих элементов (табл. 4.1) применяется синтетическая резина марок 4326, 4327, 3825 для пакеров с небольшой деформацией уплотняющего элемента (самоуплотняющихся, типа в и г) и марок 4004, 3826-С для элементов с большой деформацией (типа а).

В качестве корда применяют хлопчатобумажную ткань, полимерные или металлические нити.

Резина в резинокордных деталях заполняет поры корда и обволакивает его. Резина и корд имеют различную жесткость. Так, модуль упругости резины находится в пределах 1—5 МПа, текстильного корда — $(1—2) \cdot 10^3$ МПа, а металлического корда — $1 \cdot 10^5$ МПа. Поэтому деформации, связанные с удлинением нитей корда, чрезвычайно затруднены. Деформация резиновых элементов с кордом происходит за счет деформации резины и изменения углов, под которыми располагаются нити кордов, без удлинения самих нитей.

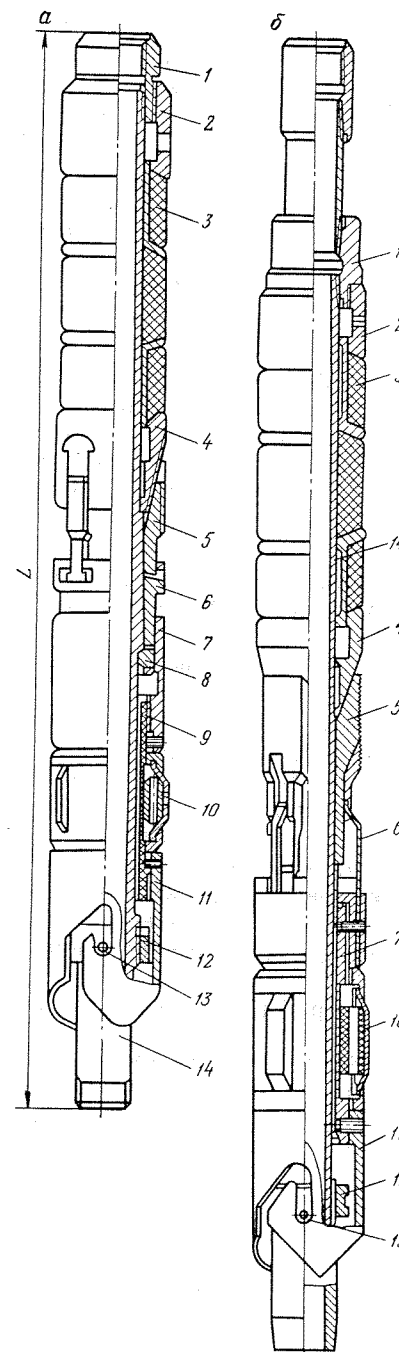
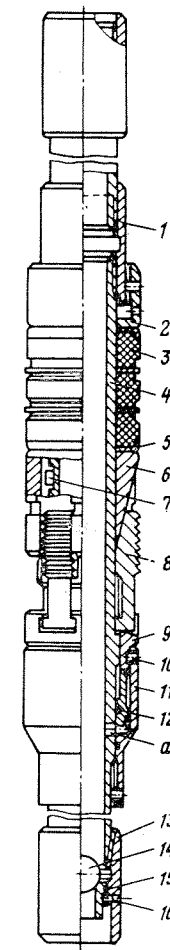


Рис. 4.1. Конструкция пакера ПН-ЯМ:

а — пакеры с наружными диаметрами от 150 до 265 мм; б — пакеры с наружными диаметрами 118 и 136 мм; 1 — головка пакера; 2 — упор манжет; 3 — манжеты; 4 — конус; 5 — плашка; 6 — плашкодержатель; 7 — цилиндр; 8 — захват; 9 — корпус фонаря; 10 — башмак фонаря; 11 — замок, ограничивающий взаимное перемещение ствола пакера и внешних деталей; 12 — гайка; 13 — палец замка; 14 — ствол пакера

Рис. 4.2. Конструкция пакера ПН-ЯГМ (ППГМ1):

1 — муфта; 2 — упор манжет; 3 — манжеты; 4 — ствол пакера; 5 — обойма манжеты; 6 — конус; 7 — шпонка; 8 — плашка; 9 — плашкодержатель; 10 — винт срезной; 11 — кожух поршня; 12 — поршень толкателя плашек; 13 — корпус клапана; 14 — шар клапана; 15 — седло клапана; 16 — винт срезной



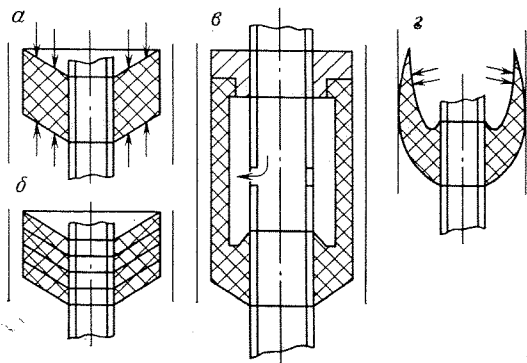


Рис. 4.3. Схемы уплотняющих элементов пакеров

обычно принимают равной около $0,3 \div 0,6$ кН. Шаг нитей в ткани определяют по степени заполнения и по их толщине. В среднем он равен $1,1 \div 1,2$ мм.

Опоры пакера воспринимают осевые усилия, действующие на него, при расширении уплотняющих элементов осевой силой и при создании перепада давления у пакера. Эти силы равны единицам или десяткам килоньютонов.

Опора выполняется чаще всего в виде шплисового (плашкового) захвата.

Шплисовый захват имеет конус 4 (см. рис. 4.1) и плашки 5 с насечкой, которые при осевом перемещении надвигаются на конус и, расходясь по диаметру, прижимаются к обсадной колонне. Врезаясь в трубы, пакер может воспринимать осевые усилия. Плашки перемещаются по конусу в пазу. Паз имеет форму, не позволяющую плашкам отходить от конуса. Материал плашек — обычно сталь марки 20Х. Для повышения их твердости до 50—55 HRC плашки обычно цементируют и подвергают закалке. Сопряжение пакера с обсадной колонной может происходить в нескольких точках (в основном из-за разного диаметра сопрягающихся поверхностей плашки и трубы), поэтому плашки

Наиболее распространенная техническая ткань кордов — бельтинг (хлопковая ткань) имеет толщину 1,9—2 мм, вес 1 м^2 — 8,2—9,5 Н, степень заполнения 92,6—96,6 %, площадь каждой поры ткани в просвете около $0,185 \text{ мм}^2$. Прочность на разрыв хлопкового волокна равна 360—800 МПа (Н/мм²). Допустимую прочность на разрыв нитки корда

Таблица 4.1. Характеристика резин уплотняющих элементов пакеров

Марка резины	Предел прочности, МПа	Относительное удлинение при разрыве, δ, %	Твердость по твердому ТМ-2	Температурные пределы эксплуатации, °С	Изменение веса при воздействии смеси бензина и бензола (3:1) за 24 ч, %
4326	8	170	65—80	—55 ÷ +100	+35
4327	8	170	65—80	—55 ÷ +100	+20
3825	10	120	80—95	—30 ÷ +100	+15
4004	10	200	70—85	—30 ÷ +100	+20
3826-С	8	300	60—75	—40 ÷ +100	+15

могут воспринимать изгибающие нагрузки, не ломаясь (20Х, сердцевина не закаленная).

Рассмотрим некоторые рекомендации для конструирования пакеров и их расчета.

В задании на проектирование пакера обычно даются его главные параметры, условия эксплуатации и описание технологических процессов, для которых необходим пакер.

К главным параметрам относятся диапазон внутренних диаметров обсадной колонны, в которую спускают пакер, перепад давления, воспринимаемый им, и особенности технологического процесса, для которого предназначен пакер.

Надежное уплотнение может быть создано при разности диаметров уплотнения пакера до его деформации и обсадной колонной до 15—20 мм. Рабочие перепады давления обычно равны 10—100 МПа. Технологические процессы часто требуют наличия в пакере клапана-отсекателя, нескольких каналов, не сообщающихся друг с другом, обратного клапана и пр.

К дополнительным исходным данным относятся температура, при которой должен работать пакер, агрессивность окружающей среды, длительность работы пакера без подъема, иногда оговаривается способ его спуска и подъема (на трубах, канатной техникой), показатели надежности и пр.

При расчете пакера определяют необходимое для герметизации контактное давление, осевую силу, обеспечивающую это давление, оптимальные высоту уплотняющего элемента, длину хода штока пакера, параметры корда уплотняющего элемента.

Контактное давление между обсадной колонной и уплотняющими элементами типа а и б (рис. 4.3) равно

$$p_k = p_{kc} + p_{kp}, \quad (4.1)$$

где p_{kc} , p_{kp} — контактные давления за счет предварительного сжатия уплотнения и действия перепада давления соответственно.

Резина, применяемая в пакерах, имеет коэффициент Пуассона $\mu_p = 0,475$.

Для определения контактного давления p_k и наименьшей величины осевой силы Q , обеспечивающей герметичное разобщение ствола скважины, используют следующие уравнения, вытекающие из (4.1):

$$p_k = \frac{\mu_p}{1 - \mu_p} \left[\frac{Q}{F} - G \frac{(R_c^2 - r_{ш}^2)^3 - (R_n^2 - r_{ш}^2)^3}{(R_c^2 - r_{ш}^2)^2 (R_n^2 - r_{ш}^2)} + \Delta p \right]; \quad (4.2)$$

$$Q \geq 0,111 \Delta p F + G F \times \frac{(R_c^2 - r_{ш}^2)^3 - (R_n^2 - r_{ш}^2)^3}{(R_c^2 - r_{ш}^2)^2 (R_n^2 - r_{ш}^2)} \text{ при } p_k = \Delta p, \quad (4.3)$$

где F — площадь поперечного (диаметрального) сечения уплотни-

тельного элемента в деформированном состоянии; $G=5,1$ —1 МПа — модуль сдвига резины; R_n и R_c — наружный радиус резины до деформации и после нее (последний равен внутреннему радиусу обсадной колонны); $r_{ш}$ — внутренний радиус резины; Δp — перепад давления у пакера.

Высота уплотнительного элемента пакера в свободном состоянии может быть определена из условия равенства площади его поверхности до и после деформирования. Как считают некоторые авторы методов расчета пакеров (Г. Д. Сухоносов), это условие обеспечивает предохранение от затекания резины в зазор между пакером и обсадной колонной.

Расчеты высоты уплотнительного элемента при учете этого положения дают наименьшую высоту одного уплотняющего элемента

$$h_{\min} = \frac{2h_c(R_c + r_{ш}) + R_c^2 - R_n^2}{2(R_n + r_{ш})}, \quad (4.4)$$

где h_c — высота элемента в сжатом состоянии.

В пакере рекомендуют иметь несколько (два—четыре) таких уплотнений.

Наибольшая высота уплотнительного элемента может быть найдена по условию самозакрепления пакера при действии осевого усилия.

$$h_{\max} = \frac{R_c^3(R_c^2 - R_{ш}^2)}{0,45f(R_n^2 - r_{ш}^2)(3R_c + 2R_c^2r_{ш} - r_{ш}^2)}, \quad (4.5)$$

где f — коэффициент трения.

В конструкции пакера должна быть предусмотрена длина хода его штока, которая обеспечит сжатие уплотняющего элемента до соприкосновения его с обсадной колонной и герметичность уплотнения.

Увеличение хода штока будет приводить к повреждению уплотняющих элементов из-за отсутствия ограничения передачи на них усилий и, как следствие, получения недопустимых деформаций.

Оптимальную длину хода штока рекомендуют определить по следующей формуле:

$$S_{оп} = \frac{hR_n^2(k_{оп}^2 - 1)}{k_{оп}^2 R_n^2 - r_{ш}^2}. \quad (4.6)$$

Здесь h — высота свободного, не нагруженного уплотняющего элемента; $k_{оп} = R_c/R_n$.

Для пакеров под обсадные колонны диаметрами 146 и 168 мм $k_{оп} = 1,13$, диаметрами 178 и 299 мм $k_{оп} = 1,09$ —1,07.

У гидравлического пакера при расширении цилиндра в резине и корде (см. рис. 4.3, в) возникают небольшие напряжения. Ос-

новную нагрузку несут нити корда, имеющие большую жесткость чем резина.

Толщина кордной оболочки, характеризующая прочность уплотнительного элемента в целом, определяется числом слоев материала корда:

$$m = \frac{\Delta p R_k t}{[N] \cos \beta}, \quad (4.7)$$

где Δp — перепад давления у пакера; R_k — средний радиус корда в момент прижатия пакера к стенкам скважины; $[N]$ — допустимое усилие нити на разрыв; t — шаг нитей (по перпендикуляру к нити) кордной ткани; β — угол подъема нитей корда с окружным направлением в момент прижатия пакера к обсадной колонне.

Угол подъема нитей корда определяют следующим образом. При подаче давления внутрь оболочки, не имеющей при расширении ограничений в радиальном направлении, оно будет восприниматься нитями корда без изменения размеров последних в том случае, если угол подъема нитей будет $> 35^\circ$. При большем угле оболочка увеличивается по диаметру и укорачивается за счет изменения угла подъема нитей без их продольной деформации. Начальный угол определяют из равенства длины нитей в пределах одного шага намотки до начала деформации и в момент прижатия к стенкам скважины:

$$\frac{2\pi R_{кс}}{\cos \beta_n} = \frac{2\pi R_c}{\cos 35^\circ}, \quad (4.8)$$

где $R_{кс}$ — средний радиус корда пакера в свободном состоянии; β_n — начальный угол подъема нитей корда.

Из последнего выражения находим

$$\cos \beta_n \leq \frac{R_{кс}}{R_c} \cos 35^\circ. \quad (4.9)$$

Осевое перемещение свободного конца уплотняющего элемента равно

$$s = (l/l_0) L, \quad (4.10)$$

где l , l_0 — шаг намотки нитей корда после прижатия оболочки к обсадной колонне и в свободном состоянии; L — рабочая высота намотки корда в свободном состоянии.

$$l = 2\pi R_c \operatorname{tg} \beta; \quad l_0 = 2\pi R_{кс} \operatorname{tg} \beta_n. \quad (4.11)$$

При расчете пакера необходимо проверять влияние пласечного захвата на прочность обсадной колонны.

В конструкциях пакеров, где плашки полностью перекрывают кольцевой зазор, нагрузка на обсадную колонну распределена равномерно по всему периметру. В этом случае предельная

осевая нагрузка на плащечный захват, при которой обсадная колонна не нарушается, равна:

$$Q_{\text{пред}} \leq \frac{\sigma_T n \operatorname{tg} \alpha (D^2 - d^2) l_{\text{пл}}}{D^2 + d^2} \sqrt{L_{\text{пл}}^2 + \frac{16}{3} f_{\text{пл}}^2}. \quad (4.12)$$

При ограниченном контакте плашек по периметру обсадной колонны участки труб между ними работают на изгиб.

Тогда

$$Q'_{\text{пред}} \leq (2\sigma_T n \operatorname{tg} \alpha h^2 l_{\text{пл}})/d. \quad (4.13)$$

В (4.12) и (4.13) σ_T — предел текучести материала труб обсадной колонны; n — число плашек (по радиусу); α — угол куска плашки; D , d , h — наружный и внутренний диаметры и толщина стенки трубы обсадной колонны; $l_{\text{пл}}$ — высота плашек (длина по вертикали); $L_{\text{пл}}$ — длина хорды плашки; $f_{\text{пл}}$ — стрела дуги поверхности плашки.

Запасы прочности при расчетах по 4.12 принимают равными 1,15 для обсадных труб диаметрами 114—219 мм и 1,52 — для труб более 219 мм. При расчетах по (4.13) запас прочности берут примерно в два раза большим, учитывая, что предел касательного напряжения $\tau_T \approx 0,58\sigma_T$.

При разработке конструкции пакера предельная нагрузка сравнивается с нагрузкой, необходимой для создания уплотнения (формула 4.3). Если $Q_{\text{пред}} < Q$, то в конструкцию пакера вносятся необходимые изменения (угла α , геометрических размеров уплотнения).

При проектировании пакера для использования его в искривленных скважинах надо учитывать возможность деформации пакера при прохождении им изогнутых частей ствола. Длина пакера, при которой он будет касаться обсадной колонны в трех точках (по концам и в середине) при прохождении им изогнутой части скважины, определяется из выражения

$$l_{\text{пак}} \leq 2\sqrt{2R\Delta s}. \quad (4.14)$$

Здесь R — радиус изгиба ствола скважины; Δs — зазор (диаметральный) между пакером и обсадной колонной.

При большей длине пакера, проходя изгиб, или застрянет, или изогнется сам. Последнее может привести к его повреждению.

Этот расчет относится и ко всякому другому оборудованию, спускаемому в искривленную скважину (скважинные штанговые насосы, центробежные насосы, погружные двигатели и т. д.).

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте материалы, используемые на изготовление деталей пакеров.

2. Какие виды параметров задаются для проектирования пакеров?

3. Приведите методики характерных расчетов, используемых при проектировании пакеров.

4. Приведите методику определения предельных осевых нагрузок на пакер при его установке.

Глава 5

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НЕФТЕПРОМЫСЛОВЫЕ НАСОСЫ

Среди лопастных насосов центробежные наиболее часто используются в нефтепромысловом хозяйстве.

Разработка конструкции насоса обычно выполняется при многократном чередовании расчетов, графического исполнения и испытания отдельных элементов или насоса в целом [10, 11].

В задании на проектирование насоса указывают его подачу, напор, характеристику перекачиваемой жидкости, функции, выполняемые насосом, и дополнительные требования к нему, такие например, как ограничение его габаритов, массы, условия применения по климатическим факторам, по размещению.

Функции, выполняемые насосом, определяют некоторые особенности его конструкций, материалы деталей, систему его обвязки трубопроводами, привод насоса. Так, например, у насоса для отбора жидкости, загрязненной крупными механическими частицами, необходимо предусмотреть широкие проходные каналы; для перекачки кислоты — стойкие материалы рабочих органов и корпуса. Насос передвижных автоцистерн обычно служит для заполнения цистерн, отбора жидкости из них, обслуживания других цистерн или агрегатов. Эти функции обуславливают систему обвязки насоса и его привод от ходового двигателя, гидросистемы или двигателя внутреннего сгорания, установленного на платформе автомашины.

Конструктивная схема собственно насоса определяется возможностями его размещения (с горизонтальным или вертикальным расположением вала), числом ступеней насоса (ступень — рабочее колесо и направляющий аппарат), одно- или двухпоточной системой рабочего колеса насоса.

Если в результате расчета рабочего колеса его наружный диаметр D_2 в 2,5—3 раза больше диаметра D_1 входа жидкости на лопасть по средней струйке жидкости, то выбирают многоступенчатый насос (рис. 5.1).

При $D_2/D_1 = (1,4 \div 1,6)$ рационально использовать рабочее колесо с двухсторонним входом потока жидкости.

Проверкой коэффициента быстроходности ступени n_s насоса подтверждается необходимость создания центробежного насоса или объемного центробежно-осевого или осевого насоса. При $n_s \leq 0,04$ выбирают объемный насос, $n_s \approx 0,25$ и более — центробежно-осевые и осевые.

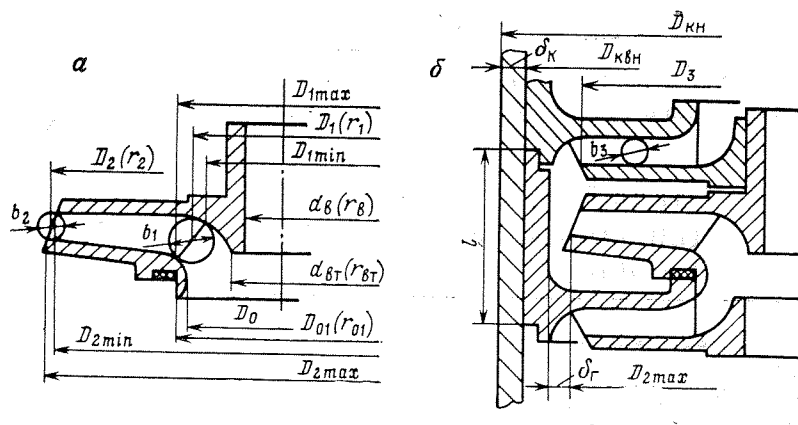


Рис. 5.1. Конструкция ступени насоса с отводным аппаратом:
а — меридианное сечение рабочего колеса; б — меридианное сечение ступени насоса (рабочего колеса и направляющего аппарата)

На этапах первичной проработки конструктивной схемы насоса выполняют необходимые расчеты для определения D_1 , D_2 и прочих размеров и параметров. Иногда необходима эскизная проработка самого насоса и вариантов его установки, сравнение критериев надежности установки при различных вариантах и их экономический анализ.

Таким образом определяют принципиальную конструктивную схему насоса, его привода и обвязки.

Далее при наличии аналогичного (модельного по критериям подобия) центробежного насоса с высокими технико-экономическими данными с него пересчитывают по законам подобия ступень проектируемого насоса. Возможен расчет нового насоса с использованием опытных материалов и пересчетных коэффициентов. Если модельного насоса нет, а расчет по коэффициентам неприемлем, то ступень нового насоса проектируют заново.

При конструктивной разработке центробежного насоса заново можно рекомендовать следующий примерный порядок работы:

1. Расчет проточных каналов рабочего колеса, отвода (или направляющего аппарата) и графическое их изображение.

2. Построение профиля лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. Изготовление, испытание и экспериментальная доработка ступени насоса.

3. Графическое изображение насоса в целом, расчет мощности привода, геометрических размеров и прочности элементов насоса (вала, корпуса, радиальных подшипников, осевых опор и пр.).

Общие принятые в гл. 5 обозначения: ω — угловая скорость колеса; c — абсолютная, u — окружная и w — относительная линейные скорости движения жидкости в колесе; индексы у скоростей показывают место их определения: 0 — до входа на лопасти;

1 — между лопастями на входе в колесо; 2 — то же, что и 1, но перед выходом из колеса; 2 ∞ — после выхода с лопастей.

§ 1. Расчет проточного канала рабочего колеса

Теоретический расчет колеса. При расчете проточных каналов прежде всего определяют размеры меридианного сечения рабочего колеса (рис. 5.1, а) и отвода (рис. 5.1, б).

Размеры и параметры меридианного сечения рабочего колеса можно рассчитать в такой последовательности:

1. Коэффициент быстроходности

$$n_s = n \sqrt{Q} / (gH_{ст})^{3/4}, \quad (5.1)$$

где $H_{ст}$ — напор, создаваемый одной ступенью; n — частота вращения колеса; Q — подача насоса.

2. Расход жидкости в каналах рабочего колеса

$$Q_k = Q / \eta_{об}. \quad (5.2)$$

Здесь $\eta_{об}$ — объемный коэффициент полезного действия.

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 6 \cdot 10^{-3} (n_s)^{-2/3}}. \quad (5.3)$$

Эта формула рекомендована А. А. Ломакиным, который нашел зависимость $\eta_{об}$ от n_s . Он определил коэффициент перед n_s для часто встречающихся соотношений размеров в ступенях центробежных поверхностных насосов и для характерной величины коэффициента расхода у щелей в ступени.

3. Приведенный диаметр входа в рабочее колесо по одному из критериев подобия:

$$Q_k / (n D_{1пр}^3) = \text{const}, \quad (5.4)$$

$$D_{1пр} = k_{вх} \sqrt[3]{Q_k / n} = (0,9 \div 1,28) \sqrt[3]{Q_k / n}. \quad (5.5)$$

Приведенный диаметр входа в рабочее колесо

$$D_{1пр} = D_0^2 - d_{вт}^2. \quad (5.6)$$

D_0 и $d_{вт}$ — внешний диаметр входа в рабочее колесо и диаметр втулки колеса, пока неизвестные. Д. Я. Суханов на основе анализа статистических данных рекомендовал принимать коэффициент входа $k_{вх} = 1,02 \div 1,15$. Однако в литературе последних лет этот коэффициент дается в пределах $0,9 \div 1,28$. Причем самые большие коэффициенты рекомендуют для малых размеров $D_{1пр}$ (< 70 мм), средние — для первых ступеней многоступенчатых насосов, малые — для больших диаметров и промежуточных ступеней многоступенчатых насосов.

4. К. п. д. насоса

$$\eta = \eta_r \eta_{об} \eta_m, \quad (5.7)$$

где составляющие общего к. п. д. — это гидравлический, объемный и механический к. п. д.

На основе опытных данных рекомендована следующая зависимость для расчета гидравлического к. п. д.:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1 пр} - 0,172)^2}. \quad (5.8)$$

Здесь $D_{1 пр}$ — в мм.

Объемный к. п. д. определяют по (5.3).

Механический к. п. д. принимают при этих расчетах в пределах $\eta_m = 0,8—0,98$. Меньшие значения обычно для насосов многоступенчатых, с малым n_s , с осевой опорой у каждого колеса (рис. 5.1, б).

5. Мощность насоса (потребляемая насосом)

$$N = Q_k \rho g H / \eta. \quad (5.9)$$

Здесь H — общий напор насоса; ρ — плотность жидкости.

6. Диаметр вала

$$d_v = \sqrt[3]{N/n[\tau]}, \quad (5.10)$$

где $[\tau]$ — допустимое напряжение материала вала при кручении. В предварительном расчете вала оно принимается заниженным, $[\tau] = 12—20$ МПа.

7. Внешний диаметр втулки

$$d_{вт} = (1,20 \div 1,35) d_v. \quad (5.11)$$

Для валов меньшего диаметра (25—17 мм) берут коэффициент 1,3—1,35.

8. Диаметр входа в колесо

$$D_0 = \sqrt{(4Q_k/\pi c_0) + d_{вт}^2}. \quad (5.12)$$

Осевую скорость жидкости у входа c_0 в пространстве между D_0 и $d_{вт}$ определяют без учета подкрутки потока по зависимости С. С. Руднева

$$c_0 = (0,9 \div 1,28) \sqrt[3]{Q_k n^2}. \quad (5.13)$$

Формула (5.13) получена так же, как и (5.5) из (5.4). Действительно, умножив и разделив зависимость (5.4) на n^2 , получаем в знаменателе $n^3 D_{1 пр}^3 = c^3$, а в числителе $Q_k n^2$. С. С. Руднев в отличие от Д. Я. Суханова считал, что статистические данные позволяют ему расширить верхний предел $k_{вх}$, увеличив его до 1,2. Как было показано в (5.5), в литературе последних лет верхний предел увеличен до 1,28.

Значение D_0 (в мм) округляется до целого четного числа.

9. Диаметр колеса у входной кромки лопасти

$$D_1 = (0,8 \div 0,9) D_0. \quad (5.14)$$

10. Ширина канала рабочего колеса у входной кромки лопасти (см. рис. 5.1)

$$b_1 = Q_k / \pi D_1 c_{0m}, \quad (5.15)$$

где c_{0m} — скорость потока на входе у лопастей до стеснения ими проходного сечения $c_{0m} \cong c_0$.

Дальнейшие расчеты выполняют методом последовательного приближения, так как для определения влияния конечного числа лопастей на напор насоса необходимо знать основные размеры колеса, которые в начале расчета неизвестны.

11. Угол входной кромки лопасти определяют по следующей формуле:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \delta. \quad (5.16)$$

Угол атаки $\delta = 5—10^\circ$. Для повышения кавитационных качеств колеса принимают $\delta \approx 15^\circ$.

Угол β_1 определяют по выражению

$$\tg \beta_1 = c_{1m} / u_1, \quad c_{1m} = k_1 c_0, \quad u_1 = \omega D_1 / 2. \quad (5.17)$$

Коэффициент стеснения $k_1 = 1,1—1,25$ проходного сечения лопастями на входе колеса задают предварительно.

Он равен отношению сечения потока, свободного от лопастей, к действительному сечению потока.

Обычно угол входной кромки лопасти $\beta_{1л} = 18—35^\circ$. Меньшие значения угла принимают для насосов с $n_s \approx 0,18 \div 0,19$, а большие — с $n_s \approx (0,06 \div 0,08)$.

12. Средний внешний диаметр колеса D_2 определяют последовательным вычислением:

теоретического напора

$$H_\tau = H / \eta_r;$$

коэффициента окружной составляющей абсолютной скорости жидкости при выходе из колеса

$$\bar{c}_{2u} = 2(1 - \rho_k),$$

($\rho_k = 0,7—0,75$ — коэффициент реакции для насосов с $n_s = 0,17—0,06$);

окружной скорости

$$u_2 = \sqrt{g H_\tau / \bar{c}_{2u}} \quad (5.18)$$

и далее

$$D_2 = 2u_2 / \omega.$$

Коэффициент реакции ρ_k отражает приращение потенциальной энергии потока в рабочем колесе. Чем выше коэффициент реакции, тем меньше кинетической энергии надо преобразовать в энергию давления в направляющем аппарате, т. е. тем совершеннее рабочее колесо.

13. Ширина канала рабочего колеса у выходной кромки лопасти

$$b_2 = Q_k / \pi D_2 c_{2m\infty}. \quad (5.19)$$

Меридиальную скорость жидкости на выходе из колеса, взяв без учета стеснения проходного сечения лопастями, принимают $c_{2m\infty} = (0,8—1,1) c_{0m}$. В частности, коэффициент у скорости c_{0m} ближе к нижнему пределу в случае, если возникают технологические трудности при изготовлении колеса с узким каналом на выходе из него.

14. Угол выходной кромки лопасти β_2 находят из планов скорости ω_1 и ω_2 с учетом коэффициентов стеснения.

В результате

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_{1л} \frac{\omega_1}{\omega_2} \frac{k_2}{k_1} \frac{c_{2m\infty}}{c_{1m}}, \quad (5.20)$$

где $\omega_1/\omega_2 = 1,6—1,2$.

Для насоса с $n_s = 0,04—0,1$ и для насосов с $n_s = 0,1—0,25$ $\omega_1/\omega_2 = 1,2—1,1$. Коэффициент стеснения проходного сечения лопастями на выходе из колеса предварительно принимают $k_2 = 1,04—1,1$ (большой коэффициент при меньших диаметрах D_2).

15. Оптимальное число лопастей дает формула К. Пфлейднера:

$$z_{л} = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_{1л}}{2}. \quad (5.21)$$

При лопастях относительно большой толщины ($\sim 4—6$ мм) $k = 6,5$. При лопастях, выполненных из листа с малой толщиной ($\sim 2—3$ мм), $k \geq 8$.

16. Теоретический напор колеса при бесконечном числе лопастей

$$H_{рт} = (1 + p) H_T, \quad (5.22)$$

где

$$p = \frac{2\psi}{z_{л}} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}; \quad (5.23)$$

$$\psi = \frac{\pi}{2} [\sin \beta_2 + (D_1/D_2)^2 \sin \beta_{1л}]. \quad (5.24)$$

Для $n_s = 0,06—0,125$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2. \quad (5.25)$$

Коэффициенты в скобках выражения (5.25) отражают влияние на напор состояния поверхности канала. При значительной шероховатости выбирают большие значения коэффициента.

17. Проверка расчета и при необходимости выполнение дальнейшего уточняющего расчета.

Находим

$$c_{2m} = k_2 c_{2m\infty}. \quad (5.26)$$

Основное уравнение потока и треугольник в плане скоростей на выходе из колеса дает следующее уравнение:

$$H_{рт} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2m}}{g \tan \beta_2}.$$

Решая это квадратное уравнение относительно u_2 , находят

$$u_{2.2} = \frac{c_{2m}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{(c_{2m}/2 \tan \beta_2)^2 + g H_{рт}}. \quad (5.27)$$

Определяют

$$D_{2.2} = 2u_{2.2}/\omega. \quad (5.28)$$

Индекс 2.2 показывает второе приближение к искомому значению.

Далее уточняют величину b_2 по (5.19).

Находят новые значения коэффициентов k_1 и k_2

$$k_{1.2} = \frac{1}{1 - (z_{л1} s_1 / \pi D_1 \sin \beta_{1л})}; \quad (5.29)$$

$$k_{2.2} = \frac{1}{1 - (z_{л2} s_2 / \pi D_2 \sin \beta_2)}. \quad (5.30)$$

Здесь s_1, s_2 — толщина лопасти на входе и выходе.

При этом относительные скорости

$$\omega_{1.2} = k_{1.2} (c_{1m} / \sin \beta_{1л}); \quad (5.31)$$

$$\omega_{2.2} = k_{2.2} (c_{2m} / \sin \beta_2). \quad (5.32)$$

Если расхождение величин u_2, k_1 и k_2 при первом и втором приближении в пределах 2—3 %, то расчет можно считать законченным. При большем расхождении проводят вычисления по циклу следующего приближения, начиная с позиции 10 со значениями k_1 и k_2 , полученными на стадии последнего приближения.

Таким образом, в результате расчета получают значения $D_0, d, d_{вт}; D_1, b_1; D_2, b_2; \beta_1, \beta_2$ и число лопастей $z_{л}$, затем вычерчивают меридианное сечение канала рабочего колеса. Для этого (см. рис. 5.1) намечают диаметр вала, втулки, проводят к оси насоса перпендикуляр и отмечают на нем размер $D_2/2$. От этой точки начинают построение меридианного сечения канала, опускаясь к оси по перпендикуляр или по прямой, отклоненной от него на 3—4°. Со втулкой эта линия образует или прямой, или тупой угол. На этой линии отмечают расстояние по радиусу, примерно равное $D_0/2$.

Полученную точку и поверхность втулки $d_{вт}$ соединяют плавной кривой или радиусом. Таким образом намечают одну поверхность канала рабочего колеса. Затем проводят линию, параллельную оси, на расстоянии от нее $D_1/2$, и на этой линии находят центр окружности с диаметром b_1 так, чтобы окружность касалась полученной нами ранее поверхности канала колеса. Так же намечают линию на расстоянии $D_2/2$ и там проводят окружность

с диаметром b_2 . Вторая, противоположная первой поверхность канала колеса должна проходить, касаясь окружностей b_1 и b_2 . Соединяя точки касания обеих поверхностей в окружностях b_1 и b_2 , получим проекции кромок лопастей (входной и выходной). При $n_s' \geq (0,125-0,25)$ и выходная кромка лопасти может быть наклонена, если отвод находится за колесом по оси насоса.

Проектирование рабочих органов по модели и коэффициентам. Первоначально находят частоту вращения вала насоса. В ряде случаев ее определяют в довольно узких пределах, обусловленных типоразмером привода и передаточным числом трансмиссии от привода к насосу. С другой стороны, заданные подача и напор позволяют связать частоту вращения вала насоса с коэффициентом быстроходности. Анализ достигнутых к. п. д. при определенных коэффициентах быстроходности позволяет оценить наиболее выгодную частоту вращения, используя (5.1).

После определения частоты вращения вала и коэффициента быстроходности конструктор подбирает модель из известных насосов с тем же коэффициентом быстроходности, соответствующим наклоном кривой $Q-H$ и приемлемым к. п. д. Модель должна быть близка к проектируемому насосу и по своей конструкции, т. е. для одноступенчатого консольного насоса лучше подбирать одноступенчатый консольный модельный насос. Желательно, чтобы отводы, так же как и другие характерные конструктивные особенности, были однотипны у этих насосов.

Изыскание модели производят по данным оптимального режима работы насоса.

Общие зависимости гидродинамического подобия насосов позволяют перейти к определению масштаба λ пересчета и конкретных размеров рабочего колеса

$$\lambda = \frac{D_p}{D_m} = \sqrt[3]{\frac{Q_p}{Q_m} \frac{n_m}{n_p}} = \frac{n_m}{n_p} \sqrt[3]{\frac{H_p}{H_m}}. \quad (5.33)$$

Кинематическое подобие позволяет найти угловую характеристику входного потока колеса с радиальным входом:

$$\frac{Q}{nD_1^3} = \frac{\pi}{4} \operatorname{tg} \beta_{1л}. \quad (5.34)$$

Также проверяется и угол лопасти на выходе из колеса.

Здесь индексы обозначают: п — проектируемый насос; м — модельный насос. Расчет по коэффициентам дан в гл. 9.

§ 2. Построение профиля лопасти рабочего колеса

Для полной разработки рабочего колеса, кроме меридианного сечения, необходимо построить проекцию лопасти на диаметрально-противоположное сечение рабочего колеса.

Достаточно точный и довольно простой метод получения проекции изогнутой в пространстве лопасти — это перенос линии

струйки потока жидкости у лопасти на диаметрально-противоположное сечение колеса с помощью конформного отображения (рис. 5.2).

Конформное (равноугольное) отображение основывается на разделении пространственной линии на ряд участков, на которых построены треугольники (рис. 5.2, а). Гипотенузы этих треугольников образуют пространственную линию. Эти треугольники могут быть перенесены на цилиндр (рис. 5.2, б). Чем больше число отрезков, на которые делится линия, тем мельче треугольники и точнее перенос линии на цилиндр.

Перенос сложной линии на цилиндрическую поверхность, которая потом разворачивается в плоскость (рис. 5.2, б), дает возможность получить диаметрально-противоположную проекцию струйки (рис. 5.2, г).

При построении профиля лопасти не получают ее пространственного изображения, имеют только меридианную проекцию (рис. 5.2, в) и значения входного и выходного углов $\beta_{1л}$, β_2 . Поэтому метод построения проекции следующий: на развертке цилиндра (рис. 5.2, б) строят плавный профиль лопасти, который затем переносят на диаметрально-противоположное сечение (рис. 5.2, г).

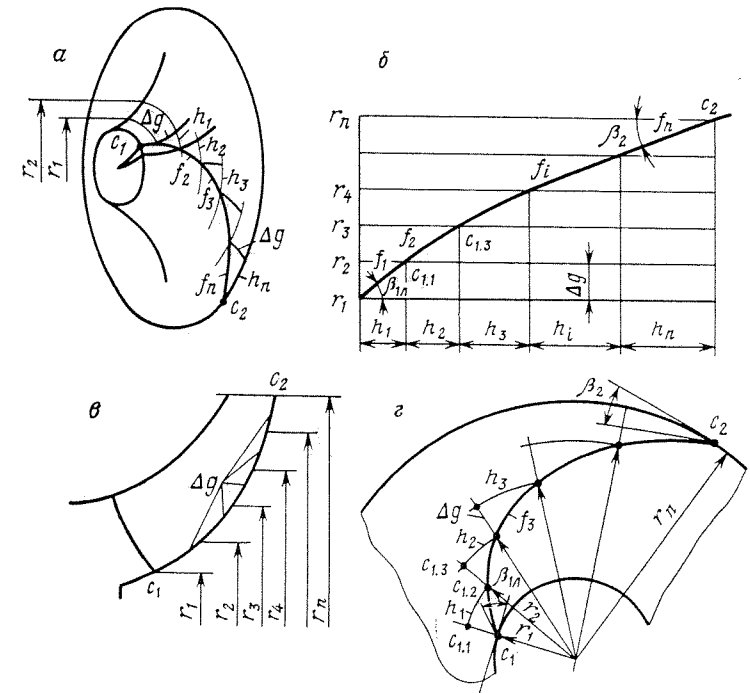


Рис. 5.2. Схемы и графики к построению профиля лопасти:

а — пространственное изображение заднего диска рабочего колеса и линии контакта его с лопастью (линия струйки у диска); б — развертка отображения линий струйки; в — меридианное сечение проходного канала рабочего колеса; г — проекция линии струйки на диаметрально-противоположное сечение колеса

Меридианную проекцию струйки (рис. 5.2, в) делят на участки, величиной Δg с радиусами $r_1, \dots, r_n$. Рисуют сетку (рис. 5.2, б) с разбивкой по вертикали на величины Δg . Практически при построении принимают более частое деление для получения мелких треугольников. При этом точность построения возрастает. На нижней линии r_1 намечают угол входа $\beta_{1л}$, на верхней r_n — угол β_2 . Отдвигают исходящую точку угла β_2 от намеченного угла входа, пока линии, идущие под этими углами по сетке, не пересекутся в участке 0,35—0,5 от высоты сетки в нижней ее половине. Ориентируясь на эти две пересекающиеся прямые, проводят плавную кривую. Углы $\beta_{1л}$ и β_2 при этом не должны искажаться. Таким образом получают треугольники со сторонами $f_i - \Delta g - h_i$.

На диаметральной сечении колеса (рис. 5.2, з) радиусами $r_1, r_2, \dots, r_n$ проводят окружности, затем линию проекции первого меридианного сечения через любую точку, например c_1 , окружности с радиусом r_1 . В этой точке строят угол $\beta_{1л}$, отмечают точку $c_{1.1}$ пересечения линии проекции первого меридианного сечения с окружностью радиуса r_2 . От точки $c_{1.1}$ по окружности радиуса r_2 откладывают отрезок h_1 , величину которого берут с сетки (рис. 5.2, б). Получают точку $c_{1.2}$, через которую проводят линию проекции второго меридианного сечения до окружности радиуса r_3 . Здесь на окружности радиуса r_3 откладывают отрезок h_2 . Повторяя эти операции, получают ряд точек $c_1, c_{1.1}, c_{1.2}, \dots, c_2$, которые намечают линию проекции струйки на диаметральной сечении колеса. Соединяют все эти точки плавной кривой. Касательные к этой кривой в точках c_1 и c_2 должны образовать с касательными к окружностям r_1 и r_n углы $\beta_{1л}$ и β_2 . Эту кривую обычно принимают за осевую линию лопасти.

Ось лопасти можно построить и с применением аналитического расчета, используя ЭВМ (рис. 5.3), автоматизированное проектирование и вычерчивание оси.

При этом методе плавная кривая (рис. 5.2, б) является частью окружности, проведенной радиусом R , или кривой, проведенной несколькими радиусами. Рассмотрим вариант, когда кривая очерчена одним радиусом (рис. 5.4).

Отрезок $h_1(h_i)$ определяется разностью $(D_0O - D_1O)$. Эту разность можно определить, зная величины R, H и Δq в прямоугольных треугольниках A_0D_0O и A_1D_1O .

Радиус R определяют из треугольника A_0BO , в котором предварительно находится катет A_0B , равный $f_1 + f_1'$. Учитывая, что $q/2 = y$; $x_1 + x_2 = h_z$, находят (см. рис. 5.4)

$$h_z = \frac{q}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{1л}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right), \quad (5.35)$$

$$f_1 = \frac{q - h_z \operatorname{tg} \beta_2}{\cos \beta_{1л} (\operatorname{tg} \beta_{1л} - \operatorname{tg} \beta_2)}; \quad (5.36)$$

$$f_2 = \frac{h_z \operatorname{tg} \beta_{1л} - q}{(\operatorname{tg} \beta_{1л} - \operatorname{tg} \beta_2) \cos \beta_2}; \quad (5.37)$$

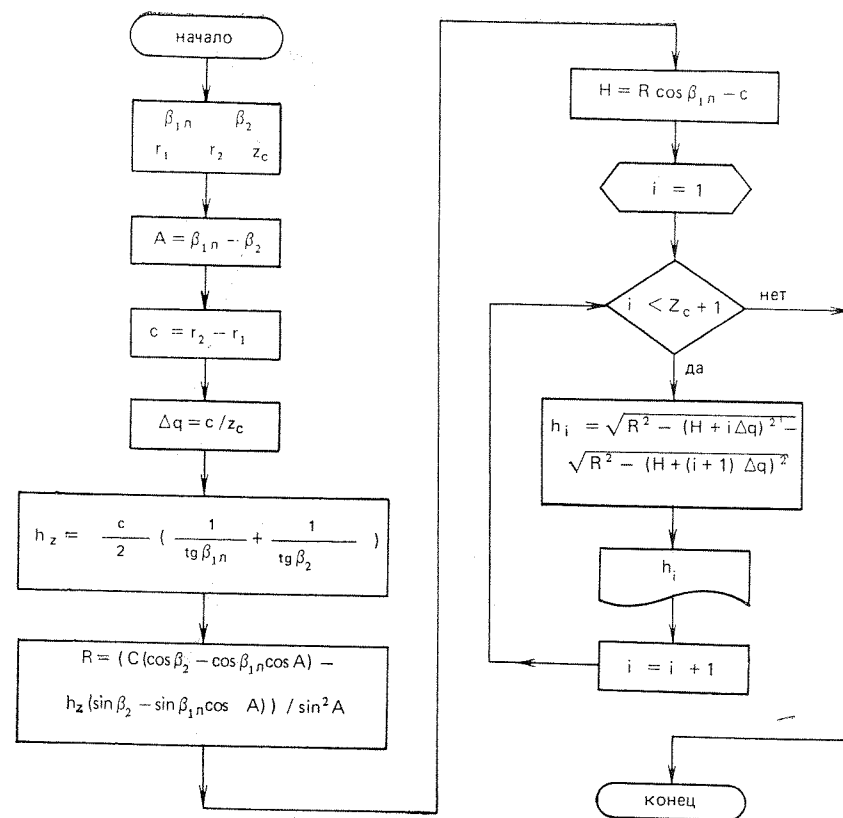


Рис. 5.3. Алгоритм определения массива h_i

$$f_1' = f_1 / \cos (\beta_{1л} - \beta_2); \quad (5.38)$$

$$R = (f_1' + f_2) \operatorname{ctg} (\beta_{1л} - \beta_2) = \\ = \frac{q [\cos \beta_2 - \cos \beta_1 \cos (\beta_{1л} - \beta_2)] - h_z [\sin \beta_2 - \sin \beta_{1л} \cos (\beta_{1л} - \beta_2)]}{\sin^2 (\beta_{1л} - \beta_2)}. \quad (5.39)$$

Величину H определяют из зависимости

$$(H + q) / R = \cos \beta_{1л}. \quad (5.40)$$

Искомый размер (см. рис. 5.2)

$$h_i = \sqrt{R^2 - (H + i \Delta q)^2} - \sqrt{R^2 - [H + (i + 1) \Delta q]^2}. \quad (5.41)$$

Здесь $\Delta q = q/z$ (см. рис. 5.2). Обычно z принимается в пределах 10—20.

Алгоритм решения этой задачи на ЭВМ дан на рис. 5.3. Для вычерчивания оси лопасти с помощью графопостроителя можно использовать программу, в которой предусмотрены еди-

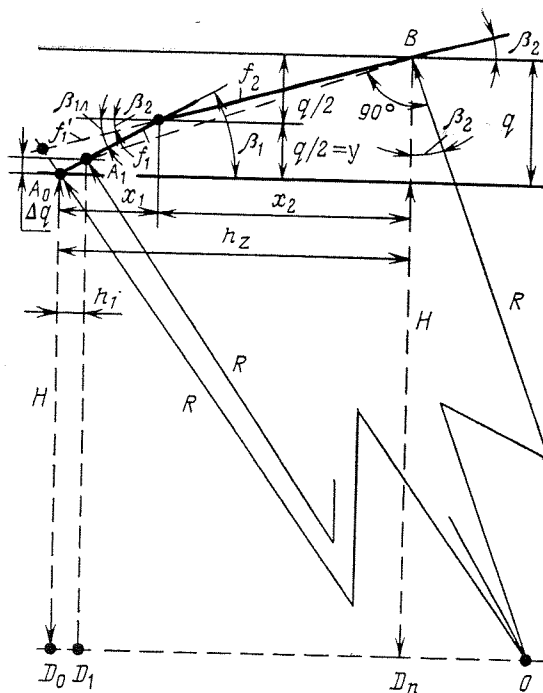


Рис. 5.4. Схема к выводу аналитической зависимости для определения величины h_i

ницы измерения — миллиметры (п. 4), выбор размера страницы (п. 5), ограничение зоны графики (п. 6), привязка к выбранному пространству (п. 7), построение внутренней полуокружности с радиусом входа струйки жидкости на лопасть R_1 (пп. 8—24) и внешней полуокружности колеса R_2 (пп. 11—27).

1. REAL X (2), Y (2)
2. READ 100, XC, YC, R2, R1, HJ, B, DG
3. 100 FORMAT (7 F7.4)
4. CALL MMS
5. CALL PAGE (200, 200, «ROUND», 5, 1)
6. CALL REGION (10., 10., 18., 18., «—», 0, 0)
7. CALL LIMITS (XC—R2, XC+R2, YC—R2, YC+R2)
8. ALFA = 4.71
9. R = R1
10. B = 2
11. 3X1 = XC + (R * cos (ALFA))
12. Y1 = YC + (R * sin (ALFA))
13. DA = 2*ARC sin (B/(2 * R))
14. 5 ALFA = ALFA + DA
15. X2 = XC + (R * cos (ALFA))
16. Y2 = YC + (R * sin (ALFA))
17. CALL LINE 0 (X, Y, 2)
18. ALFA = ALFA + DA
19. X1 = XC + (R * cos (ALFA))

20. Y1 = YC + (R * sin (ALFA))
21. CALL LINE 0 (X, Y, 2)
22. IF (ALFA, GT. 3.14) GO TO 8
23. GO TO 5
24. 8 IF (R. EQ. R2) GO TO 12
25. R = R2
26. ALFA = 4.71
27. GO TO 3
28. 12ALFA = 4.71
29. R = R1
30. X1 = XC + (R * cos (ALFA))
31. Y1 = YC + (R * sin (ALFA))
32. I = 0
33. J = 0
34. 15 DA = 2 * ARC sin (HJ/(2 * (R + DG * I)))
35. ALFA = ALFA + DA
36. I = I + 1
37. X2 = XC + (R + DG * I) * cos (ALFA)
38. Y2 = YC + (R + DG * I) * sin (ALFA)
39. CALL LINE 0 (X, Y, 2)
40. IF (J. GT. 20) GO TO 20
41. X1 = X2
42. Y1 = Y2
43. J = J + 1
44. DA = 2 * ARC sin (HJ/(2 * (R + DG * I)))
45. ALFA = ALFA + DA
46. I = I + 1
47. X2 = XC + (R + DG * I) * cos (ALFA)
48. Y2 = YC + (R + DG * I) * sin (ALFA)
49. CALL LINE 0 (X, Y, 2)
50. IF (J. GT. 20) GO TO 20
51. X1 = X2
52. Y1 = Y2
53. J = J + 1
54. GO TO 15
55. 20 CALL END PEGE (0)
56. STOP
57. END

За начало угловой координаты $ALFA$ принята вертикаль, проведенная вверх из центра с координатами XC и YC . Построение полуокружностей ведется с угла $ALFA=4,71$ рад. Далее отмечают начальную точку оси лопасти на внутренней окружности с углом $ALFA=4,71$ (п. 28), отмечают на ней величину h_1 (п. 28—39), определяют размещение точки A_1 (см. рис. 5.4 и 5.2) и соединяют нулевую точку с точкой A_1 . Это даст первый отрезок оси лопасти. Далее принимают точку A_1 за нулевую, по величине h_2 находят точку A_2 и соединяют A_1 и A_2 . Повторение операций дает ось лопасти.

При вычерчивании оси лопасти без использования ЭВМ и графопостроителя повторяющиеся вычисления h_i при переменном i могут выполняться с помощью микрокалькулятора типа БЗ-34. Для этого находят последовательные значения каждого из корней выражения (5.41) по программе.

В/О F ПРГ		F	АВТ
00 ИП7	07	× (i)	П7
01 ИП8	08	ИПА (Δq)	П8
02 ×	09	+	П9

	В/О	Ф	ПРГ	АВТ
03 ИП9	10	$F\sqrt{\quad}$	(R^2)	ПА
04 +	11	$C/П$	(-1)	ПВ
05 Fx^2				С/П
06 ИПВ				

Получив значения корней, их сводят в таблицу и вычислением последующего значения корня из предыдущего находят величину h_i .

В расчете [зависимости (5.29) и (5.30)] были приняты толщины лопаток на входе S_1 и на выходе S_2 . Используя эти величины и осевую линию, строят тело лопасти. На входе тело лопасти будет иметь радиус примерно $S_1/2$. На выходе тело лопасти обычно не закругляют, а делают срез по радиусу r_n . Здесь могут быть сделаны фаски с тыльной стороны лопасти для некоторого увеличения напора или с лицевой стороны для устранения западания кривой $Q-H$ при малых подачах. Фаски несколько (на 1—1,5 %) повышают к. п. д., но технология исполнения их трудоемка, особенно при многоступенчатых насосах.

При лопасти одинарной кривизны (цилиндрической) ее найденная форма повторяется по всей высоте лопасти. В этом случае кривизна лопасти изображена полностью проекцией (см. рис. 5.2, г). Наклон входной кромки у одного диска начинается в точке c_1 с радиусом r_1 , а у другого — где-то ближе к радиусу r_3 .

При лопастях двойной кривизны линии тока по высоте лопасти имеют различную кривизну. В этом случае для построения лопасти недостаточно найти одну диаметральною проекцию ее оси, а необходимо рассматривать несколько линий струек жидкости по высоте лопатки. Для каждой из них строится своя проекция.

Полученные проекции позволяют построить сечения лопасти в литевых моделях рабочих колес, шаблоны для построения и проверки моделей или шаблоны для штампов лопастей.

§ 3. Построение профиля проходных каналов-отводов

Отводы могут быть безлопастные и лопастные, спиральные отводы — у одноступенчатых насосов и направляющие аппараты — у многоступенчатых насосов.

При расчете и конструировании отвода ставятся цели: наиболее полно преобразовать кинетическую энергию потока в энергию давления, обеспечить асимметричный поток жидкости при выходе из рабочего колеса для достижения ее установившегося движения и отвода потока к выходному патрубку насоса или к приему следующей ступени. Обычно в диффузоре отводящего канала преобразуется в давление от одной четверти до трети напора лопастного колеса.

Спиральный отвод состоит из спирального канала с постепенно увеличивающимся сечением и диффузора.

При расчете спирального отвода определяют размеры его канала в сечениях по окружности колеса и размеры диффузорной части. Для построения профиля спирального отвода (рис. 5.5) его делят обычно по окружности на восемь сечений, для каждого из которых определяют размеры канала.

При круговом сечении канала его текущий радиус находят по зависимости

$$R_i = \frac{\varphi_i}{k} + \sqrt{2 \frac{\varphi_i}{k} r_3}, \quad (5.42)$$

где φ_i — угол расположения рассчитываемого сечения (рис. 5.6); $r_3 = (1,03—1,05)r_2$; k — коэффициент.

$$k = \frac{360}{\omega} \frac{gH_T}{Q}. \quad (5.43)$$

При спирали произвольного сечения его размеры также определяются для каждого угла φ_i с учетом увеличения подачи жидкости от колеса в спираль, начиная от точки А (рис. 5.6) под язычком спирали. Обычно произвольным сечением выбирают трапецеидальное с закругленными углами (рис. 5.6). Выходное сечение 8 имеет площадь, рассчитанную на всю подачу насоса, а остальные — на меньшие: $7Q/8$; $6Q/8$ и т. д. При расчете полости, ограниченной радиусами r_3 и r_4 , учитывают толщину языка спирального отвода (см. рис. 5.5). Полость r_2-r_3 позволяет выравнивать пульсации скорости жидкости, вызываемые конечным числом лопастей.

Ширина канала (см. рис. 5.6) равна

$$b_3 = b_2 + 0,05D_2. \quad (5.44)$$

Увеличение ширины b_3 по отношению к b_2 (ширине канала рабочего колеса) позволяет упростить монтаж спирали на насосе, поскольку снижается требование к точности осевой установки канала спирали по отношению к каналу колеса.

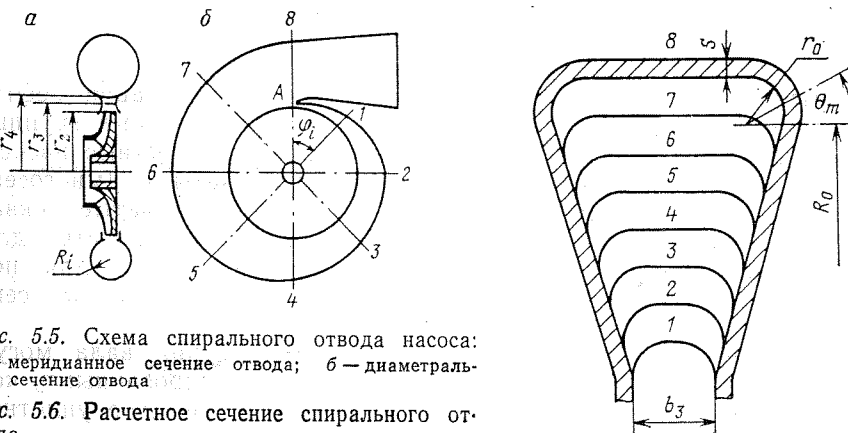


Рис. 5.5. Схема спирального отвода насоса: а — меридианное сечение отвода; б — диаметрально сечение отвода

Рис. 5.6. Расчетное сечение спирального отвода

Выходной диффузор спирали рекомендуется изготавливать с углом конуса менее 8° . Увеличение проходного сечения диффузора более чем в два раза вызывает отрыв потока от стенок.

В многоступенчатых насосах имеется часть, отводящая жидкость от предыдущего колеса, и осуществляющая подвод к следующему рабочему колесу. Отвод состоит из спирального и диффузорного участков.

Траектории струек в отводе образуют логарифмические спирали. Угол спирали, а следовательно, и угол входа лопаток направляющего аппарата определяют по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = c_{3m} / c_{3u}, \quad (5.45)$$

где

$$c_{3m} = Q / \pi D_2 b_2; \quad c_{3u} = g H_T / u_2.$$

Текущий радиус i -го участка спирали равен

$$r_i = r_3 e^{v_i \operatorname{tg} \alpha_3}. \quad (5.46)$$

Здесь v_i — угол расположения первоначального сечения i -го участка спирали (от кромки спирали).

Число лопаток отвода выбирают в 1,5—2,5 раза меньшим, чем число лопастей колеса. Коэффициент стеснения на входе в лопаточный отвод не должен превышать 1,15.

Угол расхождения стенок диффузорной части для канала с расширением в одной плоскости обычно принимают 10 — 12° , а для канала с расширением в двух плоскостях по оси диффузора — 6 — 8° .

Подводящая часть лопаток канала направляющего аппарата заканчивается участком с углом, равным 93 — 94° . Скорость жидкости в подводящей части должна составлять $0,8$ — $0,85 c_0$ (скорости входа в колесо).

§ 4. Конструкции центробежных насосов, расчет корпусов и валов

Центробежные насосы, применяемые при эксплуатации нефтяных месторождений, можно разделить на три основные группы: поверхностные, погружные и скважинные. Поверхностные насосы могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми (многосекционными); погружные насосы обычно одноступенчатые, скважинные — многоступенчатые. Термин многосекционность для скважинных насосов, в отличие от многоступенчатости для поверхностных насосов, означает наличие в насосе отдельных секций, состоящих из 50 — 80 ступеней.

У поверхностных насосов концевые уплотнения вала могут быть с мягким уплотняющим элементом; комбинированными, которые имеют мягкий уплотняющий элемент и щелевое уплотнение. Применяются также и торцевые уплотнения.

Мягкий уплотняющий элемент может состоять из манжет. При самоуплотняющихся манжетах уплотнение осуществляется без поджатия фланцем, что уменьшает утечки и потери мощности на трение. Сальниковое уплотнение имеет кольца или шнур, поджимаемые нажимной втулкой и фланцем. При перекачке холодных жидкостей применяют хлопчатобумажные шнуры с пропиткой графитом и смазывающим материалом. При перекачке горячей воды — асбестовые нити, графит и резиновый клей. Для горячих нефтепродуктов используют кольца из алюминиевой фольги с мягким сердечником или спрессованной фольги без сердечника.

Можно применять сальниковые кольца из асбестовой нити, пропитанные суспензией фторопласта с наполнителями (талком или дисульфидом молибдена).

У торцевых уплотнений пара трения выполняется из силицированного графита (обе детали), твердого сплава и керамики, стали и графита. В последнем случае часто применяют сталь 2Х13 (50 НРС) и графит 2П-100.

Материал опорного элемента торцевого уплотнения обычно выполняется более твердым, и опорный элемент имеет большую ширину контактирующего торца, чем упорный. Последний поджимается к опорному пружиной или сильфоном и наиболее часто располагается на вращающейся детали.

Уплотнения у рабочих колес обычно щелевые.

Корпусные детали насосов, рассчитанных на давление менее 5 МПа, при их сложной конфигурации выполняются обычно из серого чугуна. При больших давлениях применяют литейные углеродистые или легированные стали.

Корпусные детали сложной конфигурации рассчитывают с определенными допущениями по отдельным его элементам. Элементы корпуса выбирают так, чтобы они максимально приближались к простым фигурам — цилиндру, пластине и т. д.

У спирального отвода насоса наибольшие напряжения возникают в меридианном сечении с наибольшими размерами (см. рис. 5.6, б, сечение 8).

При трапециевидальном сечении канала и скруглении внешнего угла максимальные напряжения в сечении будут возникать у этого скругления при угле

$$\theta_m = \frac{11,225}{(2K^2)^{1/3}}. \quad (5.47)$$

Здесь

$$K = \sqrt[4]{12(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{\alpha\beta}{2}}; \quad (5.48)$$

$$\alpha = r_0 / R_0; \quad \beta = r_0 / S.$$

Напряжение, направленное в плоскости сечения по горизонтали (индекс и — соответствует напряжению изгиба, р — растяжения), равно:

$$\sigma_1 = \sigma_{1и} + \sigma_{1р},$$

где

$$\sigma_{1и} = 1,52p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt[3]{\frac{\beta^2}{\alpha}}; \quad (5.49)$$

$$\sigma_{1р} = p \frac{\beta}{\alpha} \left(0,61 \sqrt[3]{\alpha\beta} + \frac{0,41}{\sqrt[3]{\alpha\beta}} + 1,5\alpha \right), \quad (5.50)$$

где p — максимальное давление в насосе.

Окружное напряжение в спирали можно определить по формуле

$$\sigma_2 = \sigma_{2и} + \sigma_{2р}, \quad (5.51)$$

где

$$\sigma_{2и} = \mu\sigma_{1и} - 0,652p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt[3]{\alpha\beta}; \quad (5.52)$$

$$\sigma_{2р} = p \frac{\beta}{\alpha} \left(0,237 \sqrt[3]{\frac{\beta^2}{\alpha}} - \frac{0,41}{\sqrt[3]{\alpha\beta}} \right). \quad (5.53)$$

Радиальное напряжение равно

$$\sigma_3 = -p.$$

Эквивалентное напряжение находится по энергетической теории формоизменения для пластичных материалов и по теории предельных состояний при хрупких материалах (чугун).

Формулы (5.47—5.53) выведены для спирали с постоянной толщиной стенки. Действительные напряжения будут несколько ниже, так как стенки обычно имеют утолщение к центру спирали и ребра жесткости.

Запас прочности по пределу текучести для пластичных материалов принимают в пределах 1,65—1,9, по эквивалентному пределу прочности для хрупких материалов — 1,85—3. Эквивалентный предел прочности определяют по выражению

$$\sigma_{Вэ} = \lambda_p \sigma_{Вр} - \beta \lambda_{и} \sigma_{Ви}. \quad (5.54)$$

Здесь

$$\lambda_p = \sigma_{Вр} / (\sigma_{Вр} + \sigma_{Ви}); \quad \lambda_{и} = \sigma_{Ви} / (\sigma_{Вр} + \sigma_{Ви}).$$

Наименьшую толщину стенки определяют по зависимости

$$S_{\min} = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4p}{[\sigma] - 1,3p}}. \quad (5.55)$$

Здесь $D = 2R_0$ (см. рис. 5.6); $[\sigma]$ — допустимое напряжение. Для чугуна $[\sigma] = 25—30$ МПа, для стали $[\sigma] = 80—100$ МПа.

70

В месте разъема корпуса (при его горизонтальном разъеме) проверяют прочность шпилек и фланца.

Шпильки должны воспринимать давление перекачиваемой жидкости на верхнюю часть корпуса и обеспечить герметичность этого соединения.

При расчете шпилек принимают, что давление в насосе действует на площадь горизонтальной проекции верхней крышки, ограниченную контуром по осям шпилек и средней линии контакта крышек, контакт верхней и нижней частей стыка происходит по всей площади стыка, контактное давление при уплотнении металлической прокладкой в 4—5 раз, а при паронитовой прокладке в 2,5—3 раза больше максимального давления в насосе.

Для многоступенчатых насосов, корпуса ступеней которых стянуты шпильками, характерны следующие расчеты.

Расчет корпуса ступени (рис. 5.7, п. 3). На корпус ступени действует давление перекачиваемой жидкости и осевая сила сжатия корпусов стяжными шпильками. При расчете принимают, что корпус состоит из короткого цилиндра, с одним защемленным концом в месте сопряжения со стенкой (с толстой пластиной, разделяющей полости двух ступеней), с другими — свободным.

Размеры цилиндра: длина цилиндра l , наружный и внутренний диаметры $D_{нар}$ и $D_{вн}$, толщина стенки S , средний радиус $r = (D_{нар} + D_{вн})/4$. Давление в корпусе p .

В расчетах необходим параметр

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2 S^2}}. \quad (5.56)$$

Здесь μ — коэффициент Пуассона.

Наибольшее напряжение возникает в месте защемления цилиндра.

Для этого сечения определяют интенсивность изгибающего момента — изгибающий момент, приходящийся на единицу длины в радиальном направлении (Н·м/м),

$$M_r = \frac{p}{2\beta^2} \frac{\sin^2 \beta l \operatorname{ch}^2 \beta l + \cos^2 \beta l \operatorname{sh}^2 \beta l}{\cos^2 \beta l + \operatorname{ch}^2 \beta l}, \quad (5.57)$$

интенсивность срезающей силы в радиальном направлении (Н/м)

$$Q_r = \frac{p}{\beta} \frac{\sin^2 \beta l \cos \beta l + \operatorname{sh} \beta l \operatorname{ch} \beta l}{\cos^2 \beta l + \operatorname{ch}^2 \beta l}, \quad (5.58)$$

максимальное напряжение в радиальном направлении

$$\sigma_{r \max} = \frac{6M_r}{S^2} + \frac{Q_r}{S}, \quad (5.59)$$

запас прочности по этому напряжению принимают равным

$$n = \sigma_T / \sigma_{r \max} = 1,8—3.$$

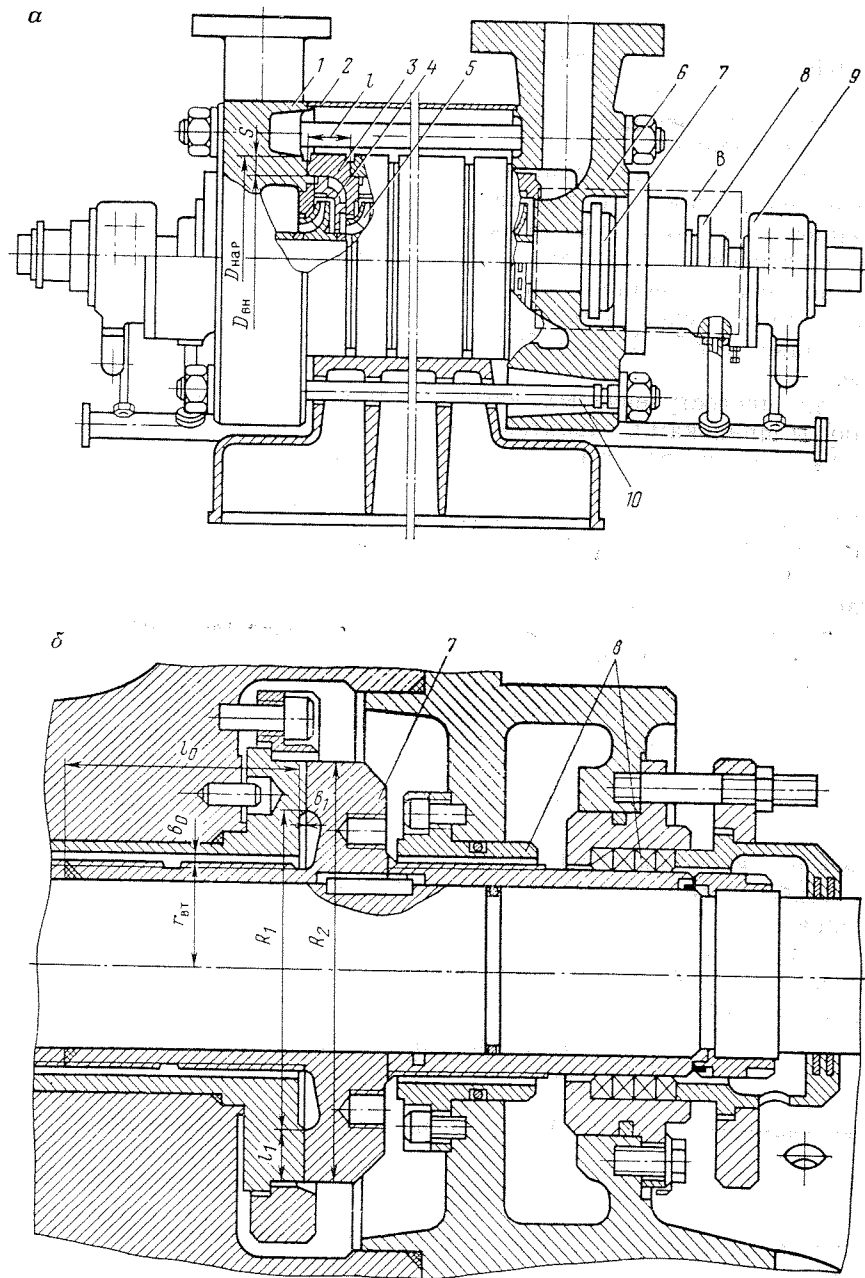


Рис. 5.7. Конструкция насоса типа ЦНС:

а — общий вид насоса; б — узел подшипника; 1 — крышка всасывания; 2 — защитный кожух; 3 — корпус ступени секции; 4 — направляющий аппарат; 5 — рабочее колесо; 6 — крышка нагнетания; 7 — диск восприятия осевых усилий; 8 — комбинированные концевые уплотнения; 10 — шпильки, стягивающие крышки и корпуса секций насоса

Расчет может быть уточнен при определении окружных и осевых напряжений в цилиндрической части корпуса ступени.

Расчет шпилек насоса (см. рис. 5.7, п. 10). Наибольшее осевое усилие P_1 , действующее на шпильки, определяется усилием затяжки P_3 и силой P , обусловленной давлением внутри насоса.

$$P_1 = P_3 + \chi P, \quad (5.60)$$

где χ — коэффициент основной нагрузки; $\chi = \lambda_{шп}/2(\lambda_{шп} + \lambda_{кк})$; $\lambda = l/FE$ — коэффициент податливости шпильки и корпуса; l — длина; F , E — площадь сечения и модуль упругости материала детали.

Особенность этого соединения ступеней насоса (так же, как и у скважинных центробежных насосов) заключается в следующем: распределение деформации стягиваемых деталей после их нагрузки давлением не соответствует деформации болтов и корпусных деталей, которые рассматриваются обычно в курсе сопротивления материалов. Обычно деформация предварительно стянутых деталей уменьшается при приложении нагрузки на детали корпуса. Шпильки тоже дополнительно растягиваются, когда насос начинает работать и создавать давление. Но стянутые детали (ступени) не все разгружаются от усилия предварительной затяжки, а только их часть со стороны нагнетания. Деформация этих ступеней уменьшается, а ступеней у всасывания увеличивается за счет давления, создаваемого последующими ступенями. Эта особенность несколько изменяет обычные зависимости, по которым находят усилие предварительной затяжки и эксплуатационное усилие.

Эксплуатационное усилие, действующее на корпуса ступеней, равно

$$P_3 = P_3 - P(1 - \chi). \quad (5.61)$$

Усилие P_3 должно обеспечить герметичность стыков. Оно может быть определено по следующим зависимостям:

$$P_3 = \pi d_2 b_2 m p; \quad (5.62)$$

$$P_3 = \pi d_2 b_2 p_n, \quad (5.63)$$

где m — коэффициент кратности, p_n — допустимое контактное давление; d_2 , b_2 — средний диаметр и эффективная ширина прокладки или места контакта деталей.

При расчетах выбирают большую величину P_3 , но не больше чем P_3 , определенное по (5.63).

Эффективная ширина для плоских прокладок равна ширине прокладки b_2 , если $b \leq 10$ мм, и $b_2 = 3,16\sqrt{b}$, если $b > 10$ мм (табл. 5.1).

Вводя коэффициент запаса и раскрывая P , из (5.61) получают усилие затяжки шпилек

$$P_3 = k \left[(1 - \chi) \frac{\pi d_2^2}{4} p + P_3 \right]. \quad (5.64)$$

Таблица 5.1. Параметры прокладок

Материал и конструкция прокладок	m	p_n , МПа	E , МПа	Рекомендуемые размеры прокладки, мм	
				h	b
Твердая резина с тканевой прокладкой	1,2	7	$4 \cdot 10^{-6} \times (1 + b/2)$	1—3	—
Паронит	1,6	32	0,003	1—3	12—20
Фторопласт-4	1,4	10	0,002	0,8—0,9	10
Гладкая с асбестовым наполнителем и оболочкой из меди или алюминия	1,6	50	0,005	—	—
Сплошная из мягкого алюминия	2	$(1 + 0,33 \frac{b}{h}) \sigma_T$	0,07	1—4	8—16
из мягкой меди	2,4	$(1 + \frac{0,33b}{h}) \sigma_T$	0,11	1—4	8—16
из мягкой стали	2,7	$(1 + \frac{0,33b}{h}) \sigma_T$	0,2	1—4	8—16
из стали ХН18Н9Т	3,2	$(1 + \frac{0,33b}{h}) \sigma_T$	0,21	1—4	8—16

Коэффициент запаса $k=1,1—1,4$ (большие величины для более твердых материалов).

Шпильки при работе насоса претерпевают растяжение от силы P_1 и кручение, обусловленное усилиями при затяжке шпилек.

Крутящий момент, передаваемый на шпильку при ее затяжке, приближенно равен

$$M = \frac{1}{z} \kappa P_s d, \quad (5.65)$$

где z — число шпилек; κ — коэффициент, зависящий от состояния поверхности гайки и шайбы; d — диаметр шпильки. Для чисто обработанных смазанных поверхностей $\kappa=0,06—0,08$, для грубо обработанных смазанных поверхностей $\kappa=0,11—0,13$ и для грубо обработанных поверхностей без смазки $\kappa=0,15—0,17$.

По крутящему моменту определяют напряжение кручения τ . По осевой нагрузке P_1 [см. зависимость (5.60)] находят напряжение растяжения σ .

Приведенное напряжение определяют по энергетической теории прочности

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Запас прочности по пределу текучести должен быть в пределах 5—10.

Кроме того, проверяют угол закручивания шпильки, а также возможность среза резьбы.

§ 5. Расчет валов центробежных насосов

Валы центробежных насосов проверяют на статическую прочность, выносливость и динамическую устойчивость.

Для проверки на статическую прочность необходимо знать крутящий момент на валу, который определяется мощностью, потребляемой насосом, и частотой вращения вала. Для точного расчета мощности насоса надо определить гидравлические, объемные потери, потери энергии в сальниках, опорах и в узлах разгрузки осевого усилия у рабочих колес.

Надежных зависимостей для определения каждой из составляющих гидравлических потерь (потери на трение при движении жидкости и на вихреобразование) пока нет. Поэтому их уточняют при балансовых испытаниях ступени насоса. Можно сопоставить гидравлический к. п. д., полученный по (5.8), с тем же к. п. д. у лучших образцов отечественных и зарубежных насосов. Были обработаны технико-экономические данные насосов с подачей от 40 до 3000 м³/час и с частотой вращения вала от 780 до 3000 в мин⁻¹.

Была найдена экспериментальная зависимость гидравлического к. п. д. от $D_{1пр}$:

$$\eta_r = 0,7 + 0,0835 \lg D_{1пр}. \quad (5.66)$$

Объемные потери можно уточнить, зная конструкцию насоса и размеры зазоров в местах утечек. В центробежном насосе это сумма утечек Σq в концевых уплотнениях вала насоса, уплотнениях рабочего колеса и в гидравлической пяте. Объемный к. п. д. при этом равен

$$\eta_{об} = Q/(Q + \Sigma q).$$

Утечки определяют по известным формулам течения жидкости в узкой щели с учетом местных сопротивлений. Необходимо при этом учитывать, что при вращении внутренней поверхности щели расход через нее уменьшается пропорционально u/ω_0 (ω_0 — относительная скорость жидкости в неподвижной щели).

Для одноступенчатых насосов зазоры в щелевых уплотнениях колес принимают обычно в пределах $\delta_1 \leq 0,003 D_y$, а для межступенчатых уплотнений $\delta_2 \leq 0,004 D_y$, где D_y — диаметр уплотняющей щели. Длина щели для насосов с $D_y > 100$ мм принимается равной 0,12—0,15.

Механический к. п. д. насоса определяют расчетом затраты мощности на дисковое трение у рабочих колес, в концевых уплотнениях вала, опорах ступеней и подшипниках ротора насоса.

Потери мощности на дисковое трение рабочего колеса

$$N'_{\text{дт}} = c_f \rho r_2^5 \omega^3, \quad (5.67)$$

где c_f — коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса Re в щели; r_2 — радиус диска; ω — угловая скорость вращения; ρ — плотность жидкости.

При турбулентном течении в пазухах коэффициент $c_f = 0,0275/Re^{1/5}$.

Из-за восстановления части кинетической энергии потока в пазухе между колесом и стенкой корпуса потери мощности на дисковое трение снижаются:

$$N_{\text{дт}} = (1 - \eta_{\text{нд}}) N'_{\text{дт}}, \quad (5.68)$$

где $\eta_{\text{нд}}$ — коэффициент, учитывающий насосный эффект дисков. Для $N_s = 0,033$ $\eta_{\text{нд}} = 0,15 - 0,2$ (экспериментальные данные). Потери мощности на трение в сальнике с мягкой набивкой

$$N_{\text{тр с}} = 2\pi^2 r^2 n h p_{\text{ж}} (e^{2f/l} - 1), \quad (5.69)$$

где r — радиус детали, вращающейся в сальнике; n — частота вращения вала в секунду; h , l — толщина и длина уплотняющего элемента; $p_{\text{ж}}$ — давление перекачиваемой жидкости; f — коэффициент трения в сальнике. Для войлочных сальников $f = 0,07 - 0,12$.

Для валов диаметром до 100 мм $h = \sqrt{2}r$ и для больших диаметров $h = (2/3)\sqrt{2}r$. Длина набивки $l = (5 - 8)h$.

Потери мощности на трение в торцовом уплотнении

$$N_{\text{тр т}} = f P_{\text{т}} v, \quad (5.70)$$

где $P_{\text{т}}$ — усилие, сжимающее уплотнительные кольца; v — скорость скольжения в паре трения; f — коэффициент трения.

При жидкостном трении $f = 0,001 - 0,005$, при работе на жидком масле и небольших контактных давлениях (смешанное трение) $f = 0,005 - 0,1$; при пластичной смазке и больших контактных давлениях $f = 0,05 - 0,15$, и при сухом трении $f = 0,1 - 0,6$.

Если есть опасение перегрева уплотнения, необходимо проверить температуру в месте трения.

Потери мощности на трение в радиальных опорах скольжения примерно равны

$$N_{\text{тр п}} = 0,5 f P_{\text{п}} \omega d, \quad (5.71)$$

где $P_{\text{п}}$ — радиальная сила в опоре; d — диаметр вала.

При стальной вращающейся детали коэффициент трения будет изменяться в зависимости от материала опоры: для серого чугуна $f = 0,15 - 0,2$; бронзы $f = 0,1 - 0,15$; баббита $f = 0,07 - 0,12$; бронзографита $f = 0,08 - 0,12$; фторопласта $f = 0,04 - 0,08$.

Сумма механических потерь равна

$$\Sigma N_{\text{м}} = z_{\text{ст}} N_{\text{дт}} + z_{\text{упл}} (N_{\text{тр т}} \text{ или } N_{\text{тр с}}) + z_{\text{п}} N_{\text{тр п}}, \quad (5.72)$$

где $z_{\text{ст}}$, $z_{\text{упл}}$, $z_{\text{п}}$ — число ступеней, уплотнений и опор.

Мощность насоса определяют по формуле

$$N = (Q \rho g H / \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ос}}) + \Sigma N_{\text{м}}. \quad (5.73)$$

По мощности рассчитывают крутящий момент на валу.

На статическую прочность вал проверяют при работе с наибольшей мощностью и в расчетном режиме. При этом учитывают силы тяжести деталей, насаженных на вал, радиальные усилия от неравномерности распределения давления по периферии рабочего колеса, осевые усилия, центробежную силу, возникающую из-за дебаланса рабочих колес, и крутящий момент.

Центробежную силу, вызывающую изгиб вала, вычисляют $F = m \omega^2 r$. Здесь m — масса рабочих колес и разгрузочной пяты, которые имеют дебаланс; r — биение.

Для деталей диаметром 300—500 мм $r \leq 0,075$ мм; для уплотняющих поверхностей $r \leq 0,015$ мм, для защитных втулок $r \leq 0,03 - 0,04$ мм.

Растягивающие или сжимающие нагрузки вала обусловлены осевой силой у рабочих колес и восприятием ее разгрузочной пятой.

Расчет валов подробно описан в деталях машин.

Таким образом определяют напряжения кручения, изгиба и растяжения (или сжатия).

Эквивалентное напряжение при изгибе, растяжении и кручении

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{р}})^2 + 3\tau^2}. \quad (5.74)$$

Запас прочности k определяют по пределу текучести материала вала. При $k \approx 8 - 15$ для углеродистых сталей и $k = 12 - 20$ для легированных сталей проверку на выносливость не проводят. Большие запасы прочности используют при расчетах валов с галтелями, шпоночными канавками, выточками, а также для сталей с меньшим пределом выносливости.

При проверке на выносливость учитывают силы, создающие перемену напряжений в сечении вала. Это могут быть гидродинамические силы в радиальных опорах скольжения, которые не меняют своего направления по отношению к корпусу. Поэтому для вращающегося вала они имеют переменное направление. Опытные данные показали также, что пульсация давления на выходе из колеса создает переменную составляющую касательных напряжений. Она может быть принята $\tau_a = 0,25 \tau_m$. Среднее напряжение τ_m будет равно касательному, определенному по расчетному крутящему моменту.

Запасы прочности вала по усталости: при изгибе

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_d \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad (5.75)$$

при кручении

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_d \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}; \quad (5.76)$$

общий

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (5.77)$$

Расчет критической частоты вращения вала. Частота вращения вала, при которой форма оси становится динамически неустойчивой, называется критической частотой. При этом прямолинейная ось начинает периодически приобретать изогнутую форму, и начинается вибрация вала.

При переходе за первую критическую частоту вращения ось вала приобретает устойчивую изогнутую форму с одной полуволной изгиба. При второй критической частоте ось вала вновь начинает менять свою форму, периодически появляется вторая полуволна изгиба вдоль оси и снова начинается вибрация. Увеличение частоты вращения вала приводит к устойчивой форме вала с двумя полуволнами изгиба (с одной полной волной изгиба).

Критическая частота вращения зависит от гидродинамических сил в опорах, в щелевых уплотнениях, осевых сил, энергии, затрачиваемой на изгиб вала.

Критическая частота вращения в общем случае равна

$$\omega_{кр} = \sqrt{g/f}, \quad (5.78)$$

где f — наибольшая стрела прогиба вала, м.

Рабочую частоту вращения вала рекомендуют выбирать в следующих пределах:

$$(1,4 \div 1,25) \omega_{кр} \leq \omega \leq (0,7 \div 0,8) \omega_{кр}. \quad (5.79)$$

Некоторые методы расчета, например методы Релея, Релея — Ритца, Галеркина, Дункерли и другие, применяются для приближенного определения частот собственных изгибных колебаний. Наиболее простой метод Дункерли применяется при несложных схемах валов.

Критическую угловую скорость $\omega_{кр}$ для вала постоянного сечения с сосредоточенными нагрузками (например, рабочими колесами) по Дункерли можно получить из зависимости

$$\frac{1}{\omega_{кр}^2} = \frac{1}{\omega_v^2} + \sum \frac{1}{\omega_i^2},$$

где критические угловые скорости: ω_v — вала при действии только собственной распределенной массы; ω_i — вала, не имеющего массы, под действием сосредоточенных масс деталей, смонтированных на валу.

Можно рассмотреть упрощенно насос, показанный на рис. 5.7. Условно принимаем, что в данном случае имеем ротор с равно-

мерно распределенными массой и моментом инерции. Тогда критическая скорость i -го порядка будет равна:

$$\omega_{кр i} = \frac{i\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m(x)}} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{i^2\pi^2}{m(x)l^2} I_d(x)}}, \quad (5.80)$$

где l — расстояние между опорами; E — модуль упругости материала вала; I — момент инерции сечения вала; $m(x)$ — линейная плотность ротора; $I_d(x)$ — удельный массовый диаметральный момент инерции

$$I_d(x) = [m(x)/16] (D^2 + d^2). \quad (5.81)$$

Здесь D , d — наружный и внутренний диаметры вращающихся деталей (вала, ступеней).

Для определения максимального статического прогиба существуют зависимости для различных схем установки рабочих колес и опор на валу. По прогибу могут быть определены и критические скорости вращения [см. зависимость 5.78)].

§ 6. Расчет узла разгрузки осевых усилий

Осевые нагрузки возникают в насосе от перепада давления у дисков рабочего класса T_1 и давления на втулку колеса T_2 . По оси также действует сила T_3 , обусловленная натеканием жидкости на колесо и изменением осевого направления потока на радиальное. У консольных насосов действует еще и сила T_4 от давления жидкости на площадь вала в приемной части насоса.

Суммарная осевая сила, действующая в направлении силы T_1 , равна:

$$T = T_1 \pm T_2 - T_3 - T_4. \quad (5.82)$$

У консольного насоса (рис. 5.8) при равных диаметрах уплотнений 3 из (5.82) практически исключается T_1 и T_2 . Таким образом, оценивая осевые силы в насосе, необходимо проанализировать, какие из составляющих этих сил действуют и в каком направлении.

Рассмотрим многоступенчатый насос. Здесь действуют силы T_1 , T_2 и T_3 , причем силы T_1 и T_2 в одном направлении.

$$T_1 = \rho g \pi (r_{01}^2 - r_{вт}^2) \left[H_p - \frac{\omega}{8g} \left(r_2^2 - \frac{r_{01}^2 - r_{вт}^2}{2} \right) \right]; \quad (5.83)$$

$$T_2 = H_p \pi (r_{вт}^2 - r_v^2); \quad (5.84)$$

$$T_3 = -\rho Q v_0. \quad (5.85)$$

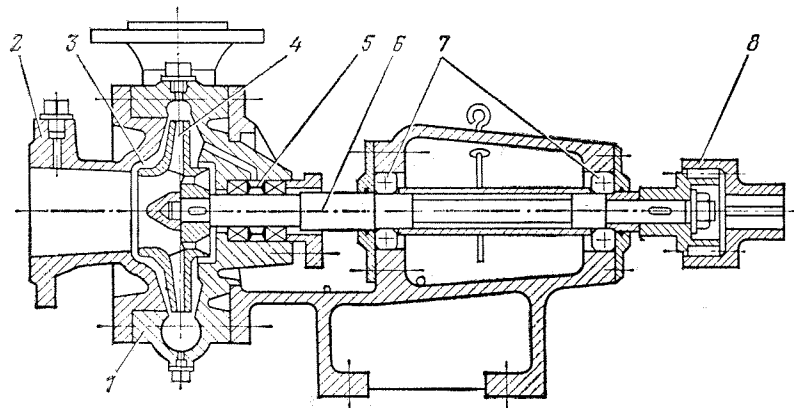


Рис. 5.8. Конструкция одноступенчатого консольного насоса

Общая осевая сила, действующая на ротор насоса с числом ступеней z , равна

$$T_p = \sum_1^z T_i. \quad (5.86)$$

В этих выражениях геометрические размеры соответствуют обозначениям рис. 5.1, а величина

$$H_p = H_k \rho_k. \quad (5.87)$$

Здесь H_k — напор одного рабочего колеса в многоступенчатом насосе; ρ_k — коэффициент реакции (см. расчет рабочего колеса).

По силе T_p определяют размеры узла разгрузочного диска, который воспринимает осевые нагрузки, действующие на ротор насоса. Наружный радиус диска 7 равен R_2 ; больший радиус внутренней пазухи между диском и его опорой имеет радиус R_1 ; длина радиальной щели $l_1 = R_2 - R_1$, ширина этой щели b_1 ; перепад давления в щели $(p_1 - p_2)$, причем p_1 — давление в пазухе перед щелью, а p_2 — за щелью у радиуса R_2 (см. рис. 5.7).

Осевое щелевое уплотнение слева от диска образуется ступицей диска и втулкой опоры. В насосе типа ЦНС на ступице имеется винтовая нарезка (канавка) для улучшения уплотнения. В рассматриваемом примере примем это щелевое уплотнение гладким, без канавок. Длина щели l_0 , ширина b_0 , радиус осевой щели R_0 примем равным $r_{вт}$. Сила T_2 уравновешена давлением на ступицу диска.

Таким образом, расчетная осевая сила будет равна

$$T_{pn} = \sum_1^z (T_1 - T_3).$$

При расчете узла разгрузки определяют необходимый перепад давления у разгрузочного диска, объем утечек через радиальную щель, перепад давления у осевой щели уплотнения перед разгрузочным диском. Расчет заканчивается проверкой предварительно принятых коэффициентов. При необходимости проводят корректировку заранее принятых размеров узла разгрузки, а также и определяют некоторые из них заново.

Расчет и конструирование узла разгрузки можно вести в следующем порядке.

1. Задаются (рис. 5.7) шириной радиальной щели у диска $b_1 = 0,15 - 0,2$ мм; отношениями $b_1/R_2 = (0,8 - 1,2) 10^{-3}$; $R_1/R_2 = 0,6 - 0,7$; величиной $R_0 = r_{вт}$ (радиусом втулки рабочего колеса), а также коэффициентом снижения давления в щели $\varphi = (0,18 - 0,25)$.

2. Находят коэффициент распределения давления по поверхности диска при допущении линейного закона изменения давления по длине щели

$$\psi = \frac{(1 - \varphi)(1 + R_1/R_2) + (1 + 2\varphi)(R_1/R_2)^2 - 3(r_{вт}/R_2)^2}{3[1 - (r_{вт}/R_2)^2]}. \quad (5.88)$$

3. Рассчитывают необходимый перепад давления в радиальной щели

$$\Delta p_{рад} = T_{pn} / \psi \pi (R_2^2 - r_{вт}^2). \quad (5.89)$$

4. Проверяют объем утечек через радиальную щель

$$q_{рад} = \mu 2\pi R_1 b_1 \sqrt{2\Delta p_{рад} / \rho}. \quad (5.90)$$

Предварительно принимают коэффициент расхода $\mu = \sqrt{\varphi/1,5}$. Рекомендуемый объем утечек $q \leq 0,05Q$. Если утечки больше этой величины, то изменяют размеры радиального уплотнения.

5. Задаются давлением за радиальной щелью, т. е. перед уплотнением вала. Желательно иметь перед сальником невысокое давление $p_2 \leq 0,5$ МПа.

Давление перед щелью

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{рад}. \quad (5.91)$$

6. Определяют перепад давления в осевой щели (b_0 , l_0 , рис. 5.7, б)

$$\Delta p_0 = p_{нас} - \Delta p_{диск} - p_1. \quad (5.92)$$

Здесь $p_{нас}$ — давление на выкиде последней ступени насоса; $\Delta p_{диск}$ — снижение давления при движении жидкости от выкида последнего колеса по пространству между диском колеса и корпусом ко втулке осевого уплотнения.

$$\Delta p_{диск} = \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r_{вт}^2). \quad (5.93)$$

7. Задавая один из размеров осевой щели b_o или l_o , находят другой из зависимости (учитывая, что $q_o = q_{\text{рад}}$), где q_o — утечка в осевом щелевом уплотнении)

$$\frac{2\pi r_{\text{вт}} b_o}{\sqrt{\frac{\lambda_o l_o}{2b_o} + 1,5}} = \frac{q_{\text{рад}}}{\sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{диск}}}{\rho}}} \quad (5.94)$$

В этой зависимости принимают в первом приближении коэффициент сопротивления в осевой щели $\lambda_o = 0,02 \div 0,03$.

Определив размеры узла разгрузки и откорректировав их при графическом оформлении узла, выполняют вновь расчет.

При этом уточняют коэффициенты φ , μ , $\lambda_{\text{рад}}$ и λ_o .

$$\varphi = \frac{1,5}{\frac{\lambda_{\text{рад}} l_1}{2b_1} \frac{R_1}{R_2} + \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 + 0,5}; \quad (5.95)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_{\text{рад}} l_1}{2b_1} \frac{R_1}{R_2} + \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 + 0,5}} \quad (5.96)$$

Коэффициенты сопротивления в радиальной и осевой щелях $\lambda_{\text{рад}}$ и λ_o определяют по формулам гидравлики в зависимости от характера потока (величины Re).

При существенном расхождении величин, полученных в первом и втором расчетах, выполняют расчет третьего приближения.

§ 7. Примеры расчета колеса центробежного насоса

Теоретический расчет. Основные исходные данные: $Q = 0,0416 \text{ м}^3/\text{с} = 150 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 36 \text{ м}$; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$; $\omega = 152 \text{ рад/с}$; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Расчет проточного канала рабочего колеса

1. Коэффициент быстроходности [формула (5.1)]

$$n_s = n \sqrt{Q} / (gH_{\text{ст}})^{3/4} = \frac{24,16 \sqrt{0,0416}}{(9,81 \cdot 36)^{3/4}} = 0,0605.$$

Для центробежных насосов такой коэффициент допустим, однако он свидетельствует о небольшом к. п. д. насоса.

2. Расход жидкости в каналах рабочего колеса [формулы (5.2) и (5.3)]

$$Q_k = Q/\eta_{\text{об}} = \frac{0,0416}{0,96} = 0,0433 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 6 \cdot 10^{-3} (n_s)^{-2/3}} = 0,96.$$

3. Приведенный диаметр входа в рабочее колесо [формула (5.5)]

$$D_{1\text{пр}} = 0,95 \sqrt[3]{Q_k/n} = 0,95 \sqrt[3]{0,0433/24,16} = 0,115 \text{ м}.$$

4. К. п. д. насоса [формулы (5.8) и (5.7)]

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0,172)^2} = 1 - 0,117 = 0,88;$$

$$\eta = \eta_r \eta_{\text{об}} \eta_m = 0,88 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \approx 0,8.$$

Принимаем $\eta_m = 0,95$.

5. Мощность насоса [формула (5.9)]

$$N = Q_k \rho g H / \eta = 0,0433 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 36 / 0,8 = 19115 \text{ Вт} = 19,1 \text{ кВт}.$$

6. Диаметр вала [формула (5.10)]

$$d = \sqrt[3]{N/n[\tau]} = \sqrt[3]{19100/24,16 \cdot 16 \cdot 10^6} = 0,037 \text{ м}.$$

Принимают $[\tau] = 16 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

7. Внешний диаметр втулки [формула (5.11)]

$$d_{\text{вт}} = 1,2 d_v = 1,2 \cdot 0,037 = 0,044 \text{ м},$$

8. Диаметр входа в колесо [формулы (5.12), (5.13)]

$$D_0 = \sqrt{(4Q_k/\pi c_0) + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0433}{3,14 \cdot 2,8} + 0,044^2} = 0,147 \text{ м};$$

$$c_0 = 0,95 \sqrt[3]{Q_k n^2} = 0,95 \sqrt[3]{0,0433 \cdot 24,16^2} = 2,8 \text{ м/с}.$$

9. Радиус колеса у входной кромки лопасти [формула (5.14)]

$$D_1 = 0,85 D_0 = 0,85 \cdot 0,147 \approx 0,125 \text{ м}.$$

10. Ширина b_1 [формула (5.15)]

$$b_1 = Q_k / \pi D_1 c_{0m} = \frac{0,0433}{3,14 \cdot 0,125 \cdot 2,8} = 0,0394 \text{ м};$$

$$c_{0m} = c_0.$$

11. Угол входной кромки лопасти [формула (5.16)]

$$\beta_{1л} = \beta_1 = \delta = 18^\circ 17' + 7^\circ = 25^\circ 17';$$

$$\lg \beta_1 = c_{1m}/u_1 = 3,14/9,5 = 0,33;$$

$$c_{1m} = k_1 c_{0m} = 1,12 \cdot 2,8 = 3,14 \text{ м/с};$$

$$u_1 = \omega D_1/2 = 152 \cdot 0,125/2 = 9,5 \text{ м/с};$$

$$\beta_1 = 18^\circ 17'.$$

12. Внешний диаметр колеса [формула (5.18)]

$$D_2 = 2u_2/\omega = 2 \cdot 28,3/152 = 0,37 \text{ м};$$

$$u_2 = \sqrt{gH_T/\bar{c}_{2н}} = \sqrt{9,81 \cdot 40,9/0,5} = 28,3 \text{ м/с};$$

$$H_T = H/\eta_r = 36/0,88 = 40,9 \text{ м};$$

$$\bar{c}_{2н} = 2(1 - \rho_k) = 2(1 - 0,75) = 0,5.$$

Отношение $D_2/D_1 = 0,370/0,125 = 2,96$.

Значение D_2/D_1 указывает на неверный выбор типа насоса. При этом отношении рекомендуется использовать многоступенчатый насос. Поэтому все определенные выше величины, начиная с n_s , пересчитывают для насоса этого типа.

Результаты пересчета в первом приближении приведены ниже.

Параметр	n_s	$\eta_{об}$	Q_K , м ³ /с	$D_{1пр}$, м	η_T	η	N , кВт
Значение	0,102	0,97	0,0429	0,115	0,88	0,81	18,9
Параметр	d , м	$d_{вт}$, м	c_0 , м/с	D_0 , м	D_1 , м	b_1 , м	k_1
Значение	0,037	0,044	2,78	0,147	0,125	0,039	1,12
Параметр	$c_{1м}$, м/с	u_1 , м/с	$\beta_{1л}$, градус	D_2 , м	u_2 , м/с	k_2	D_2/D_1
Значение	3,11	9,5	25°	0,263	20	1,04	2,1

Величина отношения D_2/D_1 находится в приемлемых пределах, и можно продолжить расчет.

13. Ширина b_2 [формула (5.19)]

$$b_2 = Q_K / \pi D_2 c_{2м\infty} = \frac{0,0429}{3,14 \cdot 0,263 \cdot 2,5} = 0,021 \text{ м};$$

$$c_{2м\infty} = 0,9 c_{0м} = 0,90 \cdot 2,78 = 2,5 \text{ м/с}.$$

14. Угол выходной кромки лопасти [формула (5.20)]

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_{1л} \frac{w_1}{w_2} \frac{k_2}{k_1} \frac{c_{2м\infty}}{c_{1м}} = \sin 25^\circ \cdot 1,1 \frac{1,04}{1,12} \frac{2,5}{3,11} = 0,35;$$

$$\beta_2 = 20^\circ 18'.$$

15. Число лопастей [формула (5.21)]

$$z_{л} = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_{1л}}{2} = 6,5 \frac{0,263 + 0,125}{0,263 - 0,125} \sin \frac{20^\circ + 25^\circ}{2} = 7.$$

16. Теоретический напор [формулы (5.22) — (5.24)]

$$H_{рт} = (1 + p) H_T = (1 + 0,258) 20,45 = 25,7 \text{ м};$$

$$p = \frac{2\psi}{z_{л}} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2} = \frac{2 \cdot 0,7}{7} \frac{1}{1 - (0,125/0,263)^2} = 0,258;$$

$$\psi = \frac{\pi}{2} [\sin \beta_2 + (D_1/D_2)^2 \sin \beta_{1л}] = \frac{3,14}{2} [\sin 20^\circ 18' + (0,125/0,263)^2 \sin 25^\circ] = 0,7.$$

$$H_T = H/\eta_T = 18/0,88 = 20,45 \text{ м}.$$

17. Проверка расчета [формулы (5.19), (5.26) — (5.32)]:

$$c_{2м} = k_2 c_{2м\infty} = 1,04 \cdot 2,5 = 2,6 \text{ м/с};$$

$$u_2 = (c_{2м}/2 \operatorname{tg} \beta_2) + \sqrt{(c_{2м}/2 \operatorname{tg} \beta_2)^2 + g H_{рт}} = (2,6/2 \operatorname{tg} 20^\circ) + \sqrt{(2,6/2 \operatorname{tg} 20^\circ)^2 + 9,81 \cdot 25,7} = 19,7 \text{ м/с};$$

$$D_2 = 2u_2/\omega = 2 \cdot 19,7/152 = 0,26 \text{ м};$$

$$b_2 = Q_K / (\pi D_2 c_{2м\infty}) = 0,0429 / (3,14 \cdot 0,26 \cdot 2,5) = 0,021 \text{ м};$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - (z_{л} S_1 / \pi D_1 \sin \beta_{1л})} = \frac{1}{1 - (7 \cdot 0,004 / 3,14 \cdot 0,125 \sin 25^\circ)} = 1,2;$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - (z_{л} S_2 / \pi D_2 \sin \beta_2)} = \frac{1}{1 - (7 \cdot 0,003 / 3,14 \cdot 0,263 \sin 20^\circ)} = 1,08;$$

$$\omega_1 = k_1 c_{1м} / \sin \beta_{1л} = 1,20 \cdot 3,14 / \sin 25^\circ = 8,9 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = k_2 c_{2т} / \sin \beta_2 = 1,08 \cdot 2,6 / \sin 20^\circ = 8,2 \text{ м/с};$$

$$\omega_1/\omega_2 = 8,9/8,2 = 1,08.$$

Принимаем толщины лопатки на входе $S_1 = 4$ мм, на выходе $S_2 = 3$ мм. Коэффициенты k_1 и k_2 существенно (более чем на 3 %) отличаются от принятых ранее (1,12 и 1,04). Возвращаемся к п. 11 для расчета второго приближения, используя параметры D_2 , k_1 , k_2 , ω_1 и ω_2 .

Результаты расчета второго приближения приведены ниже.

Параметр	$c_{1м}$, м/с	$\beta_{1л}$, градус	b_2 , мм	β_2 , градус	$z_{л}$	$H_{рт}$, м	$c_{2м}$, м/с
Значение	3,36	26°30'	21	20°30'	7	25,8	2,7

Параметр	u_2 , м/с	D_2 , м	k_1	k_2	ω_1 , м/с	ω_2 , м/с
Значение	20	0,263	1,19	1,08	8,37	8,32

Величины k_1 и k_2 достаточно близки к полученным в предыдущем расчете (1,2 и 1,08). Расчет можно закончить.

Результаты расчета геометрических размеров колеса приведены ниже.

Параметр	D_1 , м	b_1 , мм	$\beta_{1л}$	D_2 , м	b_2 , мм	β_2	S_1 , мм	S_2 , мм	$z_{л}$
Значение	0,125	39	26°30'	0,263	21	20°30'	4	3	7

Расчет проточной части рабочего колеса с помощью ЭВМ (рис. 5.9). Исходные данные для ввода в ЭВМ: Q — заданная подача насоса; H — напор, создаваемый насосом; n — частота вращения вала; ω — угловая скорость вала; ρ — плотность жидкости; k — коэффициент, значение которого указано в пояснении к зависимости 5.21; g — ускорение силы тяжести; η_m — механический к. п. д. насоса; $[\tau]$ — допускаемое напряжение материала вала при кручении; I — делитель, равный первоначально принятому числу ступеней насоса; k_1 и k_2 — первоначально принятые коэффициенты стеснения; S_1 и S_2 — толщина лопасти на входе и на выходе, взятая по перпендикуляру к оси лопасти; ρ_k — коэффициент реактивности; $c_{0м}$ — меридианная проекция абсолютной скорости жидкости на входе на лопасти; δ — угол атаки.

В данном примере принято, что переход от одной ступени насоса к двум и более должен происходить при $D_2/D_1 > 2,5$; диаметр втулки определяют по диаметру вала и вспомогательному коэффициенту m с округлением до целых чисел (в мм).

Расчет координат точек оси лопасти рабочего колеса. Исходные данные: $r_1 = 138/2 = 69$ мм; $r_2 = 250/2 = 125$ мм; $\beta_{1л} = 30^\circ 30' = 0,532$ рад. $\beta_2 = 24^\circ = 0,4187$ рад.

Выбирают число делений сетки $z_c = 20$.

Расчет выполняют по алгоритму (см. рис. 5.3).

$$A = 0,532 - 0,4187 = 0,1133 \text{ рад}; \quad C = 0,125 - 0,059 = 0,066 \text{ м},$$

$$\Delta q = 0,66/20 = 0,0038 \text{ м};$$

$$h_z = \frac{0,066}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} 0,532} + \frac{1}{\operatorname{tg} 0,4187} \right) = 0,13 \text{ м}.$$

$$R = (0,066 (\cos 0,4187 - \cos 0,532 \cdot \cos 0,1133) - 0,13 (\sin 0,4187 - \sin 0,532 \times \sin 0,1133)) / \sin^2 0,1133 = 1,283 \text{ м}.$$

$$R^2 = 1,646.$$

$$H = 1,283 \cos 0,532 - 0,066 = 1,0399 \text{ м},$$

$$h_i = \sqrt{1,646 - (1,0399 + i \Delta q)^2} - \sqrt{1,646 - (1,0399 + (i+1) \Delta q)^2}.$$

Уточняют конфигурацию деталей и сборочных единиц и выполняют проверочный параметрический и прочностной расчет.

(6.1)
$$D = \sqrt{8Q/zatucp\alpha}$$

Диаметр поршня насоса

Здесь z — число цилиндров у насоса; a — коэффициент, зависящий от расположения рабочих камер в насосе; ucp — средняя скорость поршня; α — коэффициент подачи.

Зависимость (6.1) определяют из соотношения

(6.2)
$$Q = zaFSna$$

с учетом того, что

(6.3)
$$n = ucP/2S;$$

(6.4)
$$F = \pi D^2/4.$$

Здесь n — число ходов поршня; F — площадь поперечного сечения поршня.

В (6.2) величина $zaFS = q$ — рабочий объем насоса — показател, характерный для поршневых насосов.

В начале расчета задают, а затем проверяют коэффициент a , который характеризует уменьшение рабочей полости насоса из-за прохода через нее потока поршня.

Для насоса одностороннего действия, а также дифференциального $a = 1$; для насоса двустороннего действия $a = 2 - f_{шт}/F$, где $f_{шт}$ и F — площади поперечного сечения штока и поршня.

При работе насоса стремятся к увеличению этого коэффициента, пределом которого является $a = 2$. Рост коэффициента у насоса двустороннего действия возможен за счет уменьшения диаметра штока поршня. Однако это может вызвать потерю его прочности при знакопеременной нагрузке и устойчивости при продольном изгибе. Например, у насоса 9МЛр при диаметре поршня 100 мм (максимальное давление насоса — 13 МПа) $a = 1,77$; при диаметре поршня 125 мм ($p = 7,5$ МПа) $a = 1,85$.

Выбирают, а затем в процессе разработки конструкции корпектируют среднюю скорость поршня ucp , которая может меняться в широких пределах — от 0,2 до 2 м/с.

У большинства передвижных нефтетепловых поршневых насосов эта скорость изменяется от 0,7 до 1,8 м/с. Ее возрастание происходит с увеличением числа ходов (от 150 до 270 мин⁻¹), длина хода (от 130 до 200 мм), а также с уменьшением диаметра поршня. Эти соотношения не всегда точны, но тенденция явно прослеживается.

У стационарно установленных насосов пределы скорости ниже: 0,5—1,2 м/с, и определенной ее зависимости от изменения числа ходов, длины хода и диаметра поршня не наблюдается. Между тем ее увеличение позволяет уменьшить габариты и массу насосов.

На коэффициент подачи α влияет ряд факторов, уменьшающих ее, на ΔQ_1 — из-за наличия газа в цилиндре; на ΔQ_2 — из-за

сжимаемости жидкости во вредном пространстве; на ΔQ_3 — из-за запаздывания закрытия клапанов; на ΔQ_4 — из-за деформации рабочей камеры; на ΔQ_5 — из-за инерционных и кавитационных явлений; на ΔQ_6 — из-за утечек у поршней, сальников, из-за неплотности закрытых клапанов.

Таким образом,

(6.5)
$$\alpha = \alpha_1\alpha_2\alpha_3\alpha_4\alpha_5\alpha_6.$$

Каждое из $\alpha_i = 1 - Q_i/Q$.

Вначале принимают общий коэффициент подачи $\alpha = 0,78 - 0,95$ при расчетном числе ходов. При наличии газа в перекачиваемой жидкости этот коэффициент имеет меньшее значение. При этом надо учитывать, что условия работы поверхностей насосов обычно исключают большое количество газа на приеме насоса. При проектировании насоса, как правило, принимают условие отсутствия газа в жидкости.

После разработки конструкции гидравлической части определяют отдельные составляющие коэффициента подачи и уточняют его общую величину, по которой корректируют диаметр или длину хода поршня.

Для учета сжимаемости жидкости рассчитывают коэффициент

(6.6)
$$\alpha_2 = 1 - [V_0\beta_0/V(1 - \beta_0)],$$

где V_0 и V — объемы вредного пространства и пространства, occupied насосом при увеличении давления, β_p — удельный коэффициент объемного сжатия жидкости.

Составляющие коэффициента подачи принимают по аналогии с составом насоса, по литературным данным или определяют расчетом.

Таким образом можно определить все параметры в (6.1) и найти диаметр поршня.

Диаметр поршня или поршня должен соответствовать диаметрам, рекомендованным ГОСТ 12052—77. Предпочтительней выбирать диаметры из первого ряда.

Рекомендуемые диаметры (мм) поршней и плунжеров приведены ниже.

1 ряд	6	10	12	16	20	22	25	28	32	36	40	45
2 ряд	8	9	14	18	24	30	34	38	42	48	52	58
1 ряд	50	55	60	65	70	80	90	100	110	125	140	150
2 ряд	63	75	85	95	105	115	120	130	150	170	190	210
1 ряд	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	
2 ряд	210	230	240	260	270	300	340	380	420	480		

Далее вводят коэффициент

$$\psi_s = S/Dza$$

и определяют длину хода поршня S .

(6.7)

У современных нефтепромысловых насосов коэффициент ψ_S изменяется следующим образом.

Диаметр поршня (плунжера), мм	20	30	60	100	120
ψ_S	1,8—1,5	1,2—0,8	0,8—0,06	0,7—0,4	0,55—0,3

Для насосов, перекачивающих воду, рекомендуется следующая зависимость коэффициента ψ_S от числа ходов

n, c^{-1}	0,6—1,3	1,3—2,5	2,5—6
ψ_S	2,5—2	2—1,2	1,2—0,5

Число ходов находят по (6.3).

Определив длину хода поршня, можно ориентировочно проверить шток на устойчивость. Для насоса двухстороннего действия условно принимают длину штока равной $2S$, для насоса одностороннего действия — $1,5S$. Запас устойчивости при этом равен $2—4$.

Полный расчет штока включает расчет на выносливость.

Подставив в известное уравнение Эйлера принятую длину штока и учитывая запас устойчивости, получают

$$f_{шт} = (2 \div 1,5) SD \sqrt{3\rho_k/E}. \quad (6.8)$$

При насосе двухстороннего действия по $f_{шт}$ проверяют коэффициент a .

После расчета поршневой группы переходят к выбору типа, определению размеров и конструкции клапанов.

Клапан насоса должен обеспечивать герметичность при закрытом состоянии и своевременное закрытие и открытие отверстия седла, иметь минимальное сопротивление потоку жидкости при открытом клапане и достаточную прочность и надежность.

При разработке клапана первоначально выбирают его конструкцию, определяют допустимую высоту подъема тарелки и уточняют число ходов поршня. Параллельно ведут графическую разработку узла клапана. Расчеты выполняют с несколькими приближениями, пока разность в получаемых результатах не станет незначительной ($2—3\%$).

В насосах обычно применяют самодействующие клапаны, которые открываются под действием протекающей через них жидкости, а закрываются под действием гравитационных сил и пружины клапана.

Клапаны изготавливают тарельчатыми и кольцевыми. Первые имеют плоскую или конусную посадочную поверхность. Вторые могут иметь одно или несколько колец, через которые пропускается жидкость. Последние имеют большую площадь щелей, пропускающих жидкость, и применяются в насосах с весьма большой подачей. Клапаны, имеющие несколько колец, встречаются в насосах редко.

Наибольшее распространение в нефтяной промышленности получили тарельчатые клапаны с конусной посадочной поверхностью. Они приспособлены для работы с высокими давлениями

и при наличии механических примесей в перекачиваемой жидкости.

Конический клапан выполняется с уплотнением в месте контакта металла тарелки и седла или имеет еще и уплотняющее резиновое кольцо, которое монтируют на седле или на тарелке клапана.

Приведем основные зависимости, необходимые для определения размеров клапана и параметров его пружины.

Сначала рассчитывают максимальную высоту подъема тарелки клапана. Ограничением при этом является появление стука тарелки о седло в момент посадки. В основном применяют два метода расчета: И. И. Куколевского и Г. Берга. Обе зависимости базируются на большом количестве данных экспериментов. (В последующих формулах h в [мм], а n в [мин⁻¹]).

Метод Куколевского дает следующую формулу:

$$c = h_{\max} n_{\max}. \quad (6.9)$$

Коэффициент c (рис. 6.2), по данным исследований И. И. Куколевского и Л. К. Ляховского, выбирают в зависимости от отношения m/F_T , где m — масса клапана, F_T — площадь его тарелки.

Практически в начале расчета значения m и F_T еще не известны, поэтому расчет начинают, принимая

$$h_{\max} \leq (10 \div 16)/n_{\max}. \quad (6.10)$$

Затем проверяют правильность заданной величины подъема клапана и методом приближения рассчитывают конечное значение $h_{\max}$.

Вычисления по (6.9) и (6.10) дают высоту подъема тарелки клапана и число ходов меньше, чем те, при которых появляется стук клапанов. Методы расчета буровых и нефтепромысловых насосов дают величины в $1,6—3$ раза большие.

Метод Л. С. Айрапетова для расчета клапана бурового насоса дает увеличение этих параметров в $1,6—1,7$ раза. В буровых насосах принята широкая опора тарелки клапана на седло (ширина опоры около $16—20\%$ от внешнего диаметра тарелки). Обычно ширину принимают меньшей, и поэтому коэффициент c , полученный опытным путем, может быть в этом случае больше.

Метод Берга дает зависимость

$$(Q_k n) < (H_{кр} l_k / \lambda_k). \quad (6.11)$$

Произведение среднего секундного расхода жидкости через клапан на частоту ходов поршня в минуту $Q_k n$ называют границей стука; $H_{кр}$ — критическая нагрузка

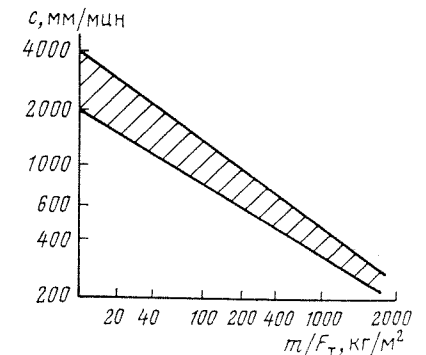


Рис. 6.2. График зависимости коэффициента c от параметра m/F_T

клапана, соответствующая границе стука; l_k — периметр щели клапана; λ_k — коэффициент, характеризующий конструкцию клапана;

$$H_{кр} = G_{ж} + P_{пр}/(f_c \rho_{ж} g). \quad (6.12)$$

Здесь $G_{ж}$ — сила тяжести клапана в жидкости; $P_{пр}$ — натяжение пружины клапана при h_{max} ; f_c — площадь сечения отверстия в седле; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости.

Преобразование (6.11) с переводом числа ходов в секунду дает величину критического поднятия клапана

$$h_{max} \leq (\pi/2\mu)^2 (d_t/60g\lambda_k). \quad (6.13)$$

Здесь d_t — внешний диаметр тарелки клапана с уплотняющим элементом, если он расположен на металле тарелки; μ — коэффициент расхода щели клапана.

Для легких небольших тарельчатых и однокольцевых клапанов $\lambda_k = 0,4$, для двухкольцевых $\lambda_k = 0,5$, для трехкольцевых клапанов $\lambda_k = 0,7$. При самых неблагоприятных условиях $\lambda_k = 1,63$.

Расчет по зависимостям Г. Берга рекомендуют применять для небольших тарельчатых клапанов диаметром до 100 мм и кольцевых с диаметром до 190 мм при числе ходов поршня $n = 250 \text{ мин}^{-1}$.

Как видно из (6.10) и (6.11), необходимость предотвращения стука клапанов ограничивает допустимое число ходов поршня. При расчете по зависимости Г. Берга граничное значение этого параметра на 10—20 % больше, чем при расчете по зависимости И. И. Куколевского. Расчет по максимальному значению λ_k дает примерно четырехкратный запас увеличения частоты ходов поршня без появления стука в клапанах и пригоден для случая, когда необходимо гарантированно предупредить стук клапана.

Определив первоначально h_{max} по (6.9) или (6.10), приступают к дальнейшему расчету.

Округляют h_{max} , уменьшая ее значение (далее обозначаем расчетную высоту поднятия тарелки клапана h). Находим внешний диаметр тарелки клапана

$$d_t = Q_k/(h\mu c_{щ}). \quad (6.14)$$

Здесь $c_{щ}$ — теоретическая скорость жидкости в щели клапана; Q_k — секундный объем жидкости, проходящей через рассчитываемый клапан (он определяется с учетом коэффициента подачи и числа рабочих полостей насоса).

Скорость жидкости в щели обычно берут в пределах 3—6 м/с. При перекачке вязких, горячих и легко испаряющихся жидкостей $c_{щ} \leq 3 \text{ м/с}$. При наличии подпора на приеме насоса скорость $c_{щ} \approx 6 \text{ м/с}$.

Значения коэффициента μ в зависимости от высоты подъема тарелки при нагнетании воды насосом с тарельчатым клапаном без направляющих ребер приведены ниже.

$h, \text{ мм}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\mu \cdot 10^2$	87	73,2	63	59,9	56	53,2	51,5	50	48,5

$h, \text{ мм}$	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\mu \cdot 10^2$	47,2	45,9	44,5	431	42	40,7	39,5	38,1	37

Эти данные могут быть приняты приближенно и для однокольцевых клапанов.

Для плоской тарелки с узкой опорной поверхностью О. В. Байбаков рекомендует

$$\mu = 0,47 (b/h)^{0,15}, \quad (6.15)$$

где b — ширина прохода в седле.

Эта формула справедлива для $Re_{щ} < 10$. Число Рейнольдса для потока у входа в щель равно

$$Re_{щ} = (c_{щ} R_{щ})/\nu, \quad (6.16)$$

где $R_{щ} = h/2$ — гидравлический радиус щели; ν — кинематическая вязкость жидкости.

При высоковязких неньютоновских жидкостях типа высокопарафинистых нефтей или глинистых растворов критерий Рейнольдса определяют с учетом динамических вязкости и напряжения сдвига.

При плоской тарелке и отношении ширины опорной поверхности клапана к внутреннему диаметру седла d_c , меньшему или равному 0,05, а также при $Re_{щ} > 10$ коэффициент расхода определяют так:

$$\mu = 0,42 (d_c/h)^{0,15}. \quad (6.17)$$

Для тарельчатых клапанов с конической щелью и опорной поверхностью под углом 45° при $25 < Re_{щ} < 300$ коэффициент расхода равен:

$$\mu = 0,225 (h/d_c)^{0,054} \sqrt{Re_{щ}}. \quad (6.18)$$

Проходные каналы в отверстиях седла проектируют с учетом того, что скорость в них у всасывающего клапана должна быть в пределах 1—3 м/с, а у нагнетательного — около 2—4 м/с.

Сила натяжения пружины равна:

$$P_{пр} = \xi \frac{c_{щ}^2}{2} \rho_{ж} F_t - G_{ж}, \quad (6.19)$$

где F_t — площадь тарелки клапана; ξ — коэффициент обтекания тарелки клапана.

Коэффициент обтекания можно определить по формуле

$$\xi = \mu^{-2} \quad (6.20)$$

или по эмпирическим зависимостям Баха:

для тарельчатого клапана с плоской тарелкой без нижнего направления

$$\zeta = \alpha + \beta (d_c/h); \quad (6.21)$$

$$\alpha = 0,55 + 4 (\delta - 0,1d_c)/d_c, \quad (6.22)$$

где δ — ширина поверхности соприкосновения седла и тарелки клапана; $\beta = 0,15—0,16$.

Формулы пригодны при соотношениях:

для тарельчатого клапана с плоской тарелкой с нижними направляющими в виде ребер

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 [d_c^2/\pi d_c - i s_1] h; \quad (6.23)$$

$$\alpha_1 = \theta [0,55 + 4 (\delta - 0,1d_c)/d_c], \quad (6.24)$$

где $\beta_1 = 1,7 \div 1,75$; i — число ребер; s_1 — ширина ребра; $1,8 \leq \theta < 1,6$ в зависимости от стеснения потока ребрами $0,87 \div 0,8$;

для тарельчатого клапана с конусной опорной поверхностью и верхним направлением в виде стержня

$$\zeta = 2,6 - 0,8d_c/h + 0,14 (d_c/h)^2 \quad (6.25)$$

при $4 < d_c/h < 10$ и $d_c/\delta \approx 10$.

При закрытом клапане сила действия пружины на тарелку составляет

$$P_{пр0} = (0,5—0,7) P_{пр}.$$

Исходя из этих условий, определяют пружину клапана.

Тарелку клапана рассчитывают как круглую пластину, нагруженную равномерной нагрузкой и опирающуюся на жесткий контур.

Толщина тарелки клапана

$$\delta_T = d_c \sqrt{0,31 (p_k - p_n)/[\sigma_{из}]}. \quad (6.26)$$

Здесь $[\sigma_{из}]$ — допустимое изгибающее напряжение материала тарелки клапана, p_k , p_n — конечное и начальное давления насоса.

Принимают ширину металлического пояса клапана, который создает уплотнение и опору тарелки,

$$\delta_{пк} = 0,8 \sqrt{d_k}; \quad (6.27)$$

ширину резинового уплотнения

$$\delta_p = (0,4 \div 0,8) \delta_{пк}. \quad (6.28)$$

Прочность опорных поверхностей проверяют по допустимому напряжению сжатия материала (резина 1,5—2,5 МПа, чугун 3,5—14 МПа, бронза 14—20 МПа и сталь нержавеющей 30—80 МПа).

После графического оформления гидравлической части насоса и уточнения размеров деталей клапана и массы тарелки рассчитывают второе приближение для определения h и n , начиная с выбора коэффициента s (см. рис. 6.2) и расчета h_{max} по (6.9).

При необходимости выполняют расчеты и последующих приближений.

Получив размеры клапана и число ходов поршня, возвращаются к (6.5) и уточняют коэффициент наполнения α . Затем по числу ходов поршня, не изменяя его среднюю скорость, проверяют S , используя (6.3).

Определяют новый диаметр поршня по уточненному коэффициенту наполнения и проверяют подачу насоса по (6.2).

При разности первоначально принятых и рассчитанных параметров или размеров насоса более 3 %, может быть выполнен вновь весь расчет для получения более точного результата.

Заканчивают расчет гидравлической части насоса определением диаметров всасывающего d_n и нагнетательного d_k патрубков. При этом соблюдаем равенство $Q = F_n v_n = F_k v_k$.

$$d_n = \sqrt{4Q/\pi v_n}; \quad (6.29)$$

$$d_k = \sqrt{4Q/\pi v_k}. \quad (6.30)$$

Обычно принимают $v_n = 1—2$ м/с, $v_k = 1,5—2,5$ м/с.

§ 2. Расчет компенсаторов

Основная задача компенсаторов — снижение пульсации давления, которая может быть обусловлена неравномерностью потока жидкости на приеме и на выкиде насоса. Отношение максимальной теоретической подачи насоса к его средней теоретической называется степенью неравномерности подачи. Компенсаторы у поршневых насосов иногда устанавливают на приеме и почти всегда — на выкиде (рис. 6.3). Насос забирает жидкость с уровня 1—1, на котором атмосферное давление p_a . В приемном компенсаторе устанавливается уровень жидкости 2—2, давление на этом уровне — $p_{к1}$.

Высота всасывания насоса $z_1 = h_{вс}$.

Уровень жидкости в компенсаторе рассматривается на линии нагнетания 3—3. Давление в нагнетательном компенсаторе $p_{к2}$. Общее давление нагнетания насоса обусловлено подъемом жидкости на высоту z_2 (сечение 4—4), где жидкость имеет давление p_k и скорость v_k .

Компенсатор на всасывающей линии создает условия для установившегося движения жидкости: снижает гидравлические потери и уменьшает инерционные усилия жидкости. Поэтому высота всасывания насоса увеличивается.

Компенсатор на линии нагнетания уменьшает неравномерность подачи насоса и колебания давления в нагнетательном трубопроводе. Это снижает затраты энергии в нагнетательном трубопроводе, делает более равномерной нагрузку на детали насоса и трубопровода, снижает вероятность возникновения вибрационных явлений.

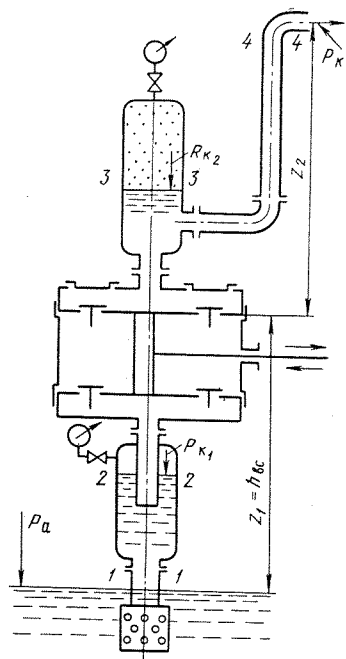


Рис. 6.3. Схема насосной установки с компенсаторами

Применяют, как правило, пневматические компенсаторы. В них неравномерность потока сглаживается за счет сжатия и расширения газа.

Колебания давления в колпаке и в напорном трубопроводе могут совпасть (или быть кратными) с частотой колебаний в насосе, что необходимо проверять.

Для прямого нагнетательного трубопровода без изгибов частоту колебаний определяют по формуле Г. Берга

$$n_t = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_{к2} f_t}{\rho_{ж} l V_{г}}} \quad (6.31)$$

Здесь $\rho_{к2}$ — давление в компенсаторе; f_t — площадь поперечного сечения трубопровода; l — длина напорного трубопровода; $V_{г}$ — объем газа в компенсаторе при работе насоса.

Прочность корпуса компенсатора проверяют на максимальное давление в момент пуска насоса, когда необходимо преодолеть инерцию жидкости в трубопроводе:

$$\rho_{к\max} = \sigma \rho_{\text{нап}} \quad (6.32)$$

Коэффициент повышения давления σ определяют по параметру $m\sigma$:

$m\sigma \cdot 10^4$	0	12	44	93	156	316	408	508	512	712	834	1190
σ	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,4	1,45	1,5	1,55	1,7

Этот параметр находится по зависимости

$$m\sigma = l Q^2 \rho_{ж} / (2 f V_{\text{нап}} \rho_{\text{нап}}), \quad (6.33)$$

где $V_{\text{нап}}$ — объем газа в компенсаторе перед пуском насоса.

§ 3. Расчет и конструирование приводной части насосов

Нагрузка на приводную часть насоса обуславливается нагрузкой на поршни и силами трения в насосе.

По нагрузке на поршень (рис. 6.4) с учетом сил трения и динамических сил находят усилия, действующие на шток — $P_{шт}$, $P'_{шт}$, шатун — $P_{шат}$, $P'_{шат}$, крейцкопф — $P_{крв}$, $P'_{крв}$, $P_{шт}$, $P_{шт}'$ и кривошипный вал — $P_{крв}$, T . Знак плюс или минус сил зависит от направления инерционных сил движения поршня.

Сила $P_{шт}$ учитывает силу давления жидкости на поршень $P_{п}$, инерционную силу от массы поршня $P_{инп}$ и силу трения поршня о цилиндр $P_{трп}$. Сила $P'_{шт}$ равна сумме $P_{шт}$, инерционной силы

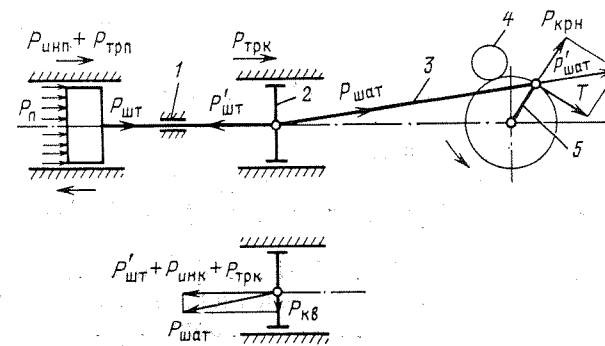


Рис. 6.4. Схема привода насоса и схема сил, действующих на поршень и шатунно-кривошипный механизм:
1 — уплотнение штока; 2 — направление штока; 3 — шатун; 4 — трансмиссионный вал; 5 — кривошип

от массы штока $P_{иншт}$ и силы трения в сальнике или радиальной опоре (если они есть в конструкции насоса). Подобное рассмотрение сил, действующих на остальные детали, даст возможность определить их величины. На рисунке стрелками без обозначений показаны: направления вращения кривошипного вала и движения поршня.

Расчет деталей на статическую прочность выполняют по максимальной нагрузке. При этом динамические нагрузки учитывают коэффициентом $k_{дс} = 1,25 - 1,35$ или определяют расчетом.

На выносливость детали рассчитывают с учетом наибольших и наименьших усилий. Для этого анализируют график усилий, приложенных к деталям привода поршней за один или за два полных цикла.

Направление вращения кривошипного вала предпочтительно выбирать так, чтобы вертикальная составляющая $P_{крв}$ силы действия шатуна на палец крейцкопфа прижимала его к нижней направляющей. На рис. 6.4 указано направление вращения кривошипного вала, при котором это условие соблюдается при ходе поршня в обе стороны. При обратном направлении вращения вертикальная составляющая рассматриваемой силы действовала бы вверх и в некоторых положениях, будучи больше силы тяжести крейцкопфа, поднимала бы его вверх. В результате происходил бы удар крейцкопфа о направляющие.

Рассмотрим некоторые особенности расчета насоса.

Расчет поршня или плунжера. На поршень действуют сила от давления в цилиндре и сила трения поршня о цилиндр. Первую определяют по давлению и площади диаметрального сечения поршня, вторую — по коэффициенту трения $f_{тр}$ и по силе прижатия к цилиндру концевой участка уплотнения поршня. Таким образом, сила трения поршня равна

$$P_{трп} = \pi D \delta f_{тр} p_n, \quad (6.34)$$

где δ — ширина пояса уплотнения, прижатого к цилиндру.

Если в насосе имеется плунжер, то сила трения в уплотнении плунжера (см. рис. 6.1) равна

$$P_{\text{тр уп}} = 0,15\pi D_{\text{пл}} l_{\text{с}} f_{\text{тр уп}} p_{\text{к}}. \quad (6.35)$$

Здесь $l_{\text{с}}$ — длина сальника.

В этом случае $f_{\text{тр уп}} = 0,04—0,05$.

Силу трения у направления (см. рис. 6.4) определяют по силе нормальной $P_{\text{к вр}}$ и коэффициенту трения $f_{\text{тр н}} = 0,05—0,08$ при полусухом трении.

Расчет крейцкопфа. Крейцкопф (ползун) имеет корпус и чугунные накладки, которые прикреплены к нему и скользят по направлению корпуса. Направление корпуса, в свою очередь, имеет стальные накладки. Силу прижатия крейцкопфа к направлению определяют по $P_{\text{кв}}$ (см. рис. 6.4) и силе тяжести крейцкопфа, половины штока и шатуна.

При трении серых чугунов по стали давление (при скорости движения крейцкопфа — 1 м/с) принимают равным 2 МПа и менее. При скорости 2 м/с давление рекомендуют снижать до 0,1 МПа. Для антифрикционных чугунов АКЧ-1 при скорости 5 м/с допустимо давление до 0,5 МПа.

Расчет шатуна. Стержень шатуна, соединяющий его малую и большую головки, чаще всего выполняют двутаврового сечения, как у насоса 4Р-700 (см. рис. 6.1), или крестового сечения, как у насоса 9МГР.

Стержень испытывает знакопеременную нагрузку от давления жидкости на поршень, от сил трения у поршня, уплотнения, крейцкопфа и сил инерции деталей.

Продольные силы инерции равны:

$$P_i = m_d r \omega^2 (1 + r/l). \quad (6.36)$$

Здесь m_d — масса деталей и части шатуна, расположенных с той стороны от рассматриваемого сечения шатуна, куда направлены инерционные силы; r — радиус кривошипа; l — длина шатуна.

Суммарная расчетная сила при ходе поршня влево:

$$P_c = P_n + \Sigma P_f + P_i, \quad (6.37)$$

при ходе поршня вправо

$$P_p = P'_n + \Sigma P'_f + P'_i. \quad (6.38)$$

Здесь P_c и P_p — усилия сжатия и растяжения шатуна; P_n и P'_n — сила давления жидкости на поршень соответственно слева и справа; ΣP_f и $\Sigma P'_f$ — сумма сил трения у поршня, уплотнения, крейцкопфа при давлении жидкости на поршень соответственно слева и справа; P_i , P'_i — продольные инерционные силы от масс деталей.

Стержень шатуна рассчитывают на продольный изгиб и на переменную нагрузку: сжатие и растяжение.

При проверке на продольный изгиб учитывают его длину l , наибольшую силу сжатия P_c , момент инерции наиболее слабого

сечения I , модуль упругости материала шатуна E и характер закрепления концов стержня μ . Зависимость известна из сопротивления материалов:

$$P_{\text{кр}} = \pi^2 EI / (\mu l)^2.$$

Запас прочности при этом расчете принимают ~ 7 .

Расчет на переменную нагрузку (сжатия и растяжения) ведут для наиболее слабого сечения стержня. Определяют максимальные напряжения растяжения и сжатия, среднее напряжение и его амплитуду. Запас прочности находится по зависимости (5.75). Принимают $(K_{\sigma})_d = 0,7—1,0$, а $\psi_{\sigma} = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0$. Здесь σ_0 — предел усталости при пульсирующей нагрузке.

Поскольку асимметрия цикла невелика, $\psi_{\sigma} = 0,12—0,2$.

Головки шатуна нагружаются периодически растягивающей и сжимающей силой. На рис. 6.5 показан шатун, на котором условно левая часть его головки нагружена силой растяжения, правая — силой сжатия. В действительности головки одновременно нагружены или силой растяжения, или силой сжатия.

Малую и большую головки шатуна рассчитывают на растяжение с учетом силы P_p (6.38). Принимают, что эта сила равномерно распределена по половине головки. Окружность головки шатуна считают защемленной в местах перехода проушины в стержень. Наибольшее напряжение возникает на внешней поверхности головки шатуна (см. рис. 6.5, левая эпюра), а также в заделке (переход в стержень).

Для головки прямоугольного сечения напряжения растяжения $\sigma_{\text{н i}}$ и сжатия $\sigma_{\text{вн i}}$ равны:

$$\sigma_{\text{н i}} = \left[2M \frac{6r+h}{h(2r+h)} + kN \right] \frac{1}{ah}; \quad (6.39)$$

$$\sigma_{\text{вн i}} = \left[-2M \frac{6r-h}{h(2r-h)} + kN \right] \frac{1}{ah}. \quad (6.40)$$

При растяжении

$$M = M_0 + N_0 r (1 - \cos \varphi) - 0,5 P_p r (\sin \varphi - \cos \varphi);$$

$$N = N_0 \cos \varphi + 0,5 P_p (\sin \varphi - \cos \varphi);$$

$$M_0 = P_p r (0,00033 \varphi - 0,0297); \quad N_0 = P_p (0,572 - 0,0008 \varphi);$$

$$k = \left(1 + \frac{E_{\text{вт}} F_{\text{вт}}}{E_{\text{ш}} F_{\text{гш}}} \right)^{-2},$$

где $\sigma_{\text{н i}}$; $\sigma_{\text{вн i}}$ — напряжение на наружной и внутренней поверхностях головки шатуна; M ; M_0 — изгибающие моменты в рассматриваемом сечении и в сечении, расположенном на оси шатуна (см. рис. 6.5); N ; N_0 — нормальная сила в тех же сечениях; φ — угол, на котором находится рассматриваемое сечение от 90° до угла заделки в радианах (см. рис. 6.5); r — средний радиус стенки головки шатуна; h , a — толщина и длина стенки головки шатуна; $E_{\text{ш}}$; $E_{\text{вт}}$ — модуль упругости материала шатуна и втулки, впрес-

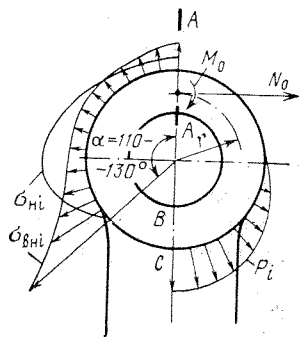
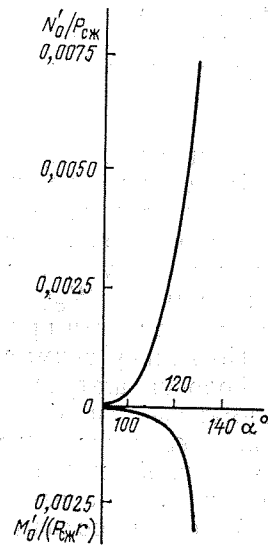


Рис. 6.5. Схема шатуна насоса с распределением сил, действующих на него:

$\sigma_{внi}$; $\sigma_{нi}$ — эпюры напряжений на внутренней и наружной поверхностях головки шатуна при его растяжении; P_i — нагрузка при сжатии; r — средний радиус головки; α — угол заделки; M_0 и N_0 — изгибающий момент и нормальная сила в сечении А—А

Рис. 6.6. График для определения M_0' и N_0' при сжатии шатуна



сованной в головку; $F_{гш} = (D-d)\alpha$; $F_{вт} = (d-d_1)\alpha$ — площади сечения стенки головки шатуна и втулки; k — коэффициент, учитывающий частичную передачу на головку действующей силы, определяемую соотношением жесткостей при растяжении головки и втулки. Жесткость втулки учитывают при условии совместной деформации головки и втулки, обеспечиваемой первоначальным натягом при запрессовке втулки в головку. $E_{вт}$ — при бронзе равно $0,115 \cdot 10^6$ МПа.

Напряжение в головках от силы, сжимающей шатун (рис. 6.5, правая эпюра), рассчитывают при следующих допущениях: участок между заделками головки не деформируется и распределение давления на нижнюю часть головки принимают косинусоидальным.

Максимальные силы в этом случае также возникают в месте заделки головки в стержень шатуна (участок ВС). Для этого участка изгибающий момент и нагрузка сжатия равны

$$M_{сж} = M_0' + N_0' r (1 - \cos \varphi) - P_{сж} \frac{r}{\pi} \left(\frac{\pi \sin \varphi}{2} - \varphi \sin \varphi - \cos \varphi \right); \quad (6.41)$$

$$N_{сж} = N_0' \cos \varphi + \frac{P_{сж}}{\pi} \left(\frac{\pi \sin \varphi}{2} - \varphi \sin \varphi - \cos \varphi \right). \quad (6.42)$$

Величины M_0' и N_0' определяются по графику (рис. 6.6). Напряжение в головке при сжатии шатуна находят по (6.39) и (6.40) со значениями $M_{сж}$, M_0' , N_0' и $P_{сж}$ вместо M , M_0 , N_0 и P_p .

Таблица 6.1. Коэффициенты полезного действия насосов

Наименование к. п. д.	Потери	Место потерь	Величина к. п. д.	Общий средний к. п. д. насоса
Объемный	Объемные потери через уплотнения	Манжеты поршня	1—0,99	1—0,97
		Сальник штока	1—0,99	
		Уплотнение клапана	1—0,99	
Гидравлический	Гидравлические	Каналы корпуса гидравлической коробки	0,99	0,98—0,97
Механический	Механические	Клапаны	0,99—0,98	
		Поршень	0,95—0,9	
		Сальник	0,97—0,95	
		Подшипники	0,99	
		Ползун	0,92	
		Зубчатая передача	0,98	0,82—0,76

Поскольку напряжения в расчетном сечении головок переменные, то определяют амплитуду напряжений и среднее напряжение цикла. Запас прочности находят так же, как и для стержня шатуна.

Запас прочности при расчете шатуна принимают равным в пределах 5—7.

Расчет мощности привода насоса. Выполнив основные гидравлические и прочностные насосы, определив конструкцию насоса, можно уточнить необходимую мощность. Для этого рассчитывают потери во всех элементах насоса.

Величины к.п.д. отдельных элементов буровых насосов (табл. 6.1) примерно равны к.п.д. насосов ГР, применяемых при добыче нефти.

Таким образом, общий к.п.д. насоса не превышает 0,8—0,71. Мощность привода насоса определяют по зависимости

$$N = Q p_k / \eta.$$

Контрольные вопросы

1. Опишите порядок разработки поршневого насоса.
2. Каковы особенности выбора схемы гидравлической части насоса?
3. Каковы исходные данные при расчете диаметра поршня?
4. На основе чего определяют число ходов поршня?
5. Опишите основные методы расчета высоты подъема тарелки клапана.
6. Назовите методы определения коэффициента расхода щели.
7. Как рассчитать тарелку клапана на прочность?
8. Как рассчитать шток поршня на прочность и устойчивость?
9. Опишите метод расчета компенсатора.

10. Опишите метод расчета шатуна.

11. Опишите силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

Глава 7

ФОНТАННАЯ АРМАТУРА

Фонтанная арматура, предназначенная для оборудования устья фонтанирующей скважины, обеспечивает подвеску насосно-компрессорных труб, герметизацию межтрубного пространства, регулировку режима работы скважины с помощью дросселей, отвод продукции скважины в манифольд и промысловую сеть, контроль состояния затрубного пространства и давления в основном стволе арматуры с помощью манометров [2].

Условия работы арматуры фонтанных скважин в большинстве случаев таковы, что для обеспечения безаварийной и долговечной работы оборудования необходим тщательный выбор его схем, конструкции узлов и материалов деталей. Давление в фонтанирующих скважинах может подниматься до 100 МПа, причем оно изменяется, пульсирует. Скорость движения выходящей из скважины смеси жидкости, газа и механических примесей (например, кварцевого песка) в некоторых частях арматуры достигает нескольких десятков метров в секунду. Жидкость и газ часто агрессивны и вызывают интенсивную коррозию арматуры.

Аварии с арматурой, установленной на скважинах, приводят к открытому фонтанированию, а иногда к выбросу труб и пожарам. Ликвидация таких аварий требует больших затрат и времени. С другой стороны, масса и стоимость арматуры, устанавливаемой на одной скважине, велики. Так, например, масса комплекта арматуры на 21 МПа для двухрядного подъемника около 3 т. При выборе и разработке арматуры необходимо это учитывать.

§ 1. Выбор схем арматуры, ее элементов и материалов деталей

Параметры и схемы фонтанной арматуры предусмотрены ГОСТ 13846—84.

При разработке фонтанной арматуры задаются ее основными параметрами: рабочим давлением и диаметром проходного сечения стволовой части фонтанной елки, а также дополнительными данными — числом и размером спускаемых колонн насосно-компрессорных труб, характеристикой продукта пласта, его агрессивностью, наличием в нем механических примесей.

Обычно порядок расчета следующий: 1) выбирают схему арматуры — тройниковую или крестовую; 2) определяют число отводов фонтанной елки; вид запорных устройств; материалы ос-

новных деталей; 3) рассчитывают и графически оформляют общий вид и детали арматуры.

Для низких и средних давлений (7—35 МПа) рекомендуют применять тройниковую арматуру; для средних и высоких (35—105 МПа) — крестовую (рис. 7.1).

Диаметр проходного сечения арматуры и число отводов, идущих к манифольду, определяют по объему продукции скважины. При выборе надо стремиться к получению невысоких скоростей движения жидкости или газа в тройниках, крестовинах и запорных устройствах арматуры. В среднем это должны быть скорости 0,5÷5 м/с. В дросселях при этом скорости могут достигать 100—150 м/с, а при давлениях 70—105 МПа они могут быть еще более высокими для уменьшения числа дросселей в арматуре.

При наличии значительных механических примесей в продукции скважин надо предусмотреть запасные отводы для отбора продукции при износе основных рабочих отводов.

При выборе запорных устройств можно ориентироваться на сложившуюся практику применения кранов для низких давлений (7—14 МПа) и прямооточных задвижек для более высоких. Надо избегать применения клиновых задвижек, уплотняющие поверхности которых не защищены от активного воздействия продукции скважины.

В зависимости от предъявленных к арматуре требований запорные устройства проектируются с ручным, дистанционным и автоматическим управлением.

Вследствие тяжелых условий работы арматуры ее крестовины, тройники, переводники, фланцы и корпусные детали запорных устройств выполняют только из стали.

Распространены литые и сварные детали арматуры. Для литых деталей применяют стали марок: 45Л, 40ХЛ, 40ХНЛ, 25ХГСЛ, 06Х20Н8МЗДЛ и другие легированные стали. Для сварных — стали 40 и 40Х. Для деталей, предназначенных для работы в высокоагрессивных сероводородных средах, рационально приме-

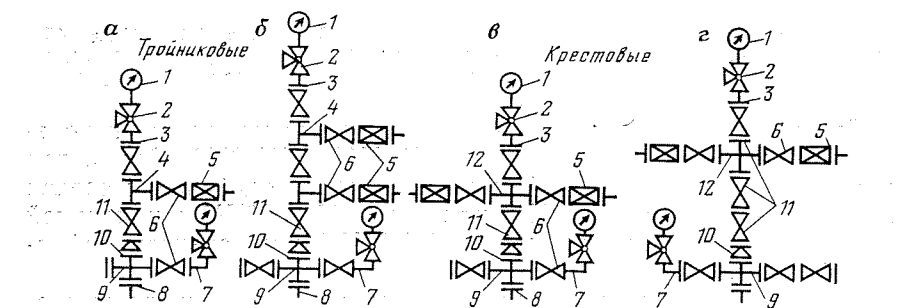


Рис. 7.1. Типовые схемы фонтанной арматуры:

1 — манометр; 2 — запорное устройство к манометру; 3 — фланец под манометр; 4 — тройник; 5 — дроссель; 6 — запорное устройство отвода; 7 — буфер; 8 — ответный фланец; 9 — крестовина, устанавливаемая на колонной головке; 10 — переводник трубной головки; 11 — стволовое запорное устройство; 12 — крестовина елки

Таблица 7.1. Основные требования к материалам корпусных деталей фонтанной арматуры

Рабочее давление, МПа	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	Относительное удлинение σ , %	Относительное сужение ψ , %
7	492	253	22	30
14, 21, 35 (концы деталей под приварку)	492	316	19	32
14, 21, 35 (цельные детали)	632	421	18	35
70 (концы деталей под приварку)	703	527	17	36
105				

ние стали 20ХН2М. Для изготовления фонтанной арматуры (табл. 7.1), стойкой к сероводородному растрескиванию, применяют сталь марки 30ХМА с термической обработкой или сталь марки 06Х20Н8МЗД. При углекислотной коррозии считается наиболее целесообразным применение стали с 5,8—9 %-ным содержанием хрома.

Фланцевая арматура соединяется шпильками с двумя гайками и уплотняется металлическим кольцом, зажимаемым между фланцами. Для установки уплотняющего кольца во фланцах сделаны канавки.

Уплотняющие кольца изготавливают из стали более мягкой, чем фланцы арматуры, потому что материал, деформируемый при меньшем усилии, лучше уплотняет место соединения, чем более твердый материал. Кроме того, при чрезмерной затяжке соединения пластической остаточной деформации будут подвержены более простые и дешевые детали — кольца, которые проще заменить, чем сложную деталь с фланцем.

Качественные углеродистые стали, рекомендованные Азинмашем, для уплотняющих колец арматуры приведены ниже.

Марки стали	08КП	Сталь 20	Сталь 30	Сталь 45
Рабочее давление, МПа	<14	21—50	50—70	70—100
Предел текучести, МПа	180	250	300	360

Из легированных сталей для прокладок рекомендуют использовать аустенитные стали марок 0Х18Н10, 12Х18Н9. Для седел запорных устройств при работе в сероводородсодержащих средах применяют стали марок 12Х13 или стали 40 и 30ХМ с наплавкой калманом. Для пружин — сталь 12Х18Н9Т с упрочением деформацией.

Через втулки дросселей продукция скважины проходит со скоростью, достигающей до 80—150 м/с. При этом она может содержать песок, агрессивную жидкость. Поэтому втулки изготавливаются из закаленных сталей, твердых сплавов, термостойких.

Возможны следующие конструкции фланцевой арматуры:

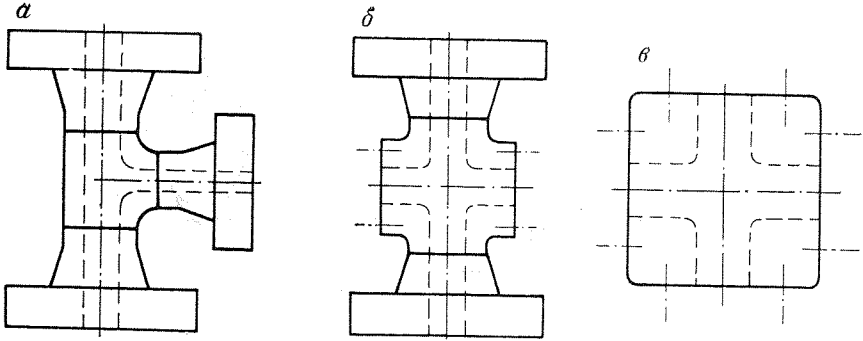


Рис. 7.2. Детали арматуры ковано-сварные и кованые

сварные (рис. 7.2,а, тройник, сваренный из четырех поковок); кованосварные (рис. 7.2, б, детали, в которых исключается часть фланцев) и кованые (рис. 7.2, в, в которых исключаются все фланцы). В последних только шпильками подсоединяют фланцы соседних элементов арматуры. Кроме того, идет создание комплексной детали, совмещающей тройник и крестовину.

В комплексных деталях упрощается использование сварных или цельнокованых конструкций, что позволяет увеличить прочность деталей при снижении их массы, перейти на применение нелегированных или малолегированных сталей для изготовления деталей, предназначенных для работы в средах с незначительной агрессивностью.

§ 2. Определение усилий, действующих на фланцевое соединение арматуры

Наиболее распространено соединение узлов и деталей арматуры с помощью фланцев. При этом уплотнение осуществляется металлическим кольцом овального или восьмиугольного сечения (рис. 7.3). Эластичные, неметаллические уплотнения широко применяются в поверхностных соединениях системы сбора и подготовки нефти.

Размеры всех фланцевых соединений предусмотрены ГОСТом.

В фонтанной арматуре усилие, действующее на кольцо, не должно приводить к его остаточным деформациям.

Возможна работа фланцевого соединения фонтанной арматуры при двух вариантах касания уплотняющего кольца и канавки фланца.

В первом варианте (рис. 7.3,б) уже при сборке кольцо соприкасается с канавками фланцев по их внутреннему и внешнему скосам. Уплотнение происходит за счет упругой деформации кольца и фланцев в месте их соприкосновения. Во втором (рис. 7.3, в) кольцо в начале сборки соприкасается только с внешним скосом канавки у верхнего фланца и фаски у нижнего

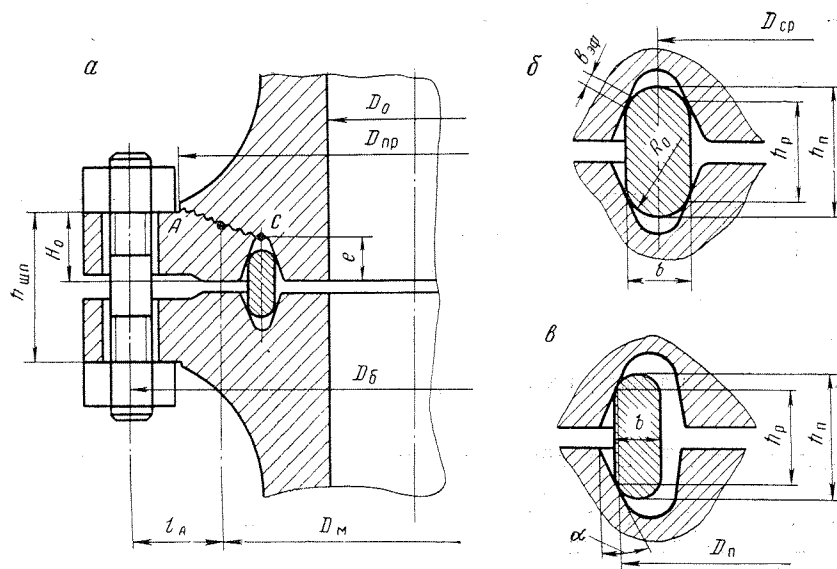


Рис. 7.3. Схема фланцевого соединения деталей арматуры

фланца. При затяжке соединения шпильками оно уменьшается в диаметре (в пределах упругих деформаций) и доходит до внутреннего скоса канавки, в этот момент затяжку прекращают. Момент упора кольца во внутренний скос замечен по резкому возрастанию усилия затяжки гаек у шпилек.

Когда в арматуре повышается давление, фланцы раздвигаются под его действием и кольцо занимает первоначальное положение (см. рис. 7.3, в).

Усилия при этих двух вариантах уплотнения рассчитывают различными методами. Но в обоих случаях определяют усилия предварительной затяжки, рабочее усилие при повышении в арматуре давления, учитывают влияние разности температур откачиваемой жидкости или газа и окружающей арматуру среды и влияние веса боковых отводящих труб, подсоединенных к арматуре.

Арматуру выпускают для использования по второму варианту уплотнения, но на практике часто применяется и первый.

Расчет усилий при уплотнении с двухсторонним контактом прокладки (см. рис. 7.3, б). Усилие предварительной затяжки $P_{зат}$ в этом случае определяют по давлению допустимого предварительного смятия:

$$P_{зат} = \pi D_{ср} b_{эф} q, \quad (7.1)$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр кольца (считается, что уплотнение может происходить как по внутреннему, так и по наружному скосу канавки на фланце); $b_{эф}$ — эффективная ширина прокладки,

т. е. суммарная ширина уплотняющего пояса у кольца; q — допустимое давление (для мягких сталей, например ст. 2, $q = 127$ МПа, а для более твердых, например 1X18H9, $q = 172$ МПа).

Усилие $P_{эк}$, действующее при эксплуатации, учитывает: действие давления $P_{дав}$, разжимающего фланцы; остаточное усилие затяжки $\Delta P_{зат}$, которое должно быть достаточным для уплотнения соединения; влияние температуры перекачиваемой среды P_t ; усилие отводящих манифольдов $P_{ман}$.

Две первые составляющие $P_{эк}$ равны

$$P_{дав} + \Delta P_{зат} = \frac{\pi D_{ср}^2}{4} p + \pi D_{ср} b_{эф} m p, \quad (7.2)$$

где p — давление в арматуре; m — прокладочный коэффициент, зависящий от упругих свойств материала прокладки (для мягкой стали $m = 5,5$, для более твердой $m = 6,5$).

При работе арматуры с газом или со смесью жидкости и газа в (7.2) вводят коэффициент $2m$.

При подаче в скважину теплоносителя (например, пара) или отборе пластовой жидкости с высокой температурой металл арматуры около проходного сечения и прокладка нагреваются. Температура шпилек будет ниже, так как условия их охлаждения лучше. В результате температурное расширение деталей арматуры и прокладки становится больше, чем шпилек, и они нагружаются дополнительным усилием P_t .

Считая (для упрощения) фланцевые окончания деталей жесткими, а шпильки и прокладку упругими, определяют возникающее усилие

$$P_t = \frac{\Delta t h_{шп} \alpha}{(h_{шп}/E_{шп} \Sigma f_{шп}) + (h_{раб}/E_{пр} f_{пр})}, \quad (7.3)$$

где Δt — разность температур фланца и шпилек; $h_{шп}$ — длина растягиваемой части шпильки; α — коэффициент теплового расширения материала фланца, $1/^\circ\text{C}$; $h_{раб}$ — высота прокладки между поверхностями ее опоры о соседние фланцы; $E_{шп}$, $E_{пр}$ — модули упругости шпилек и прокладки соответственно; $f_{шп}$, $f_{пр}$ — площади горизонтального сечения шпильки и прокладки соответственно.

Если температура пара, проходящего через арматуру, равна 300°C , то разность температур фланца и шпилек в начале прогрева близка к 20°C , а при установившемся режиме — к 10°C . Несмотря на небольшую разность температур, усилия, вызываемые ею, соизмеримы с усилиями, которые определены по (7.2).

Рабочая высота прокладки

$$h_{раб} = h_n - 2(1 - \cos \alpha_1) R_0. \quad (7.4)$$

Обозначения h_n , α_1 и R_0 см. на рис. 7.3, 7.5.

Масса арматуры и манифольдов, подсоединяемых к ним и оборудованных несколькими задвижками и дросселями, бывает весьма значительной. При этом не всегда отводящие трубопро-

воды имеют надежную опору, и поэтому часть их силы тяжести передается арматуре, что создает момент, который нельзя не учитывать в расчетах. Получается рычаг, к которому приложена сила в центре тяжести отвода между тройником и надежной опорой отвода. Рычаг опирается о прокладку фланца и растягивает часть шпилек. Это шпильки, наиболее удаленные от манифольда, создающего изгибающий момент. Так как расстояние до центра тяжести отвода от оси арматуры измеряется обычно метрами, а от опоры фланца до шпилек — сантиметрами, существенный вес отвода создает большую дополнительную нагрузку на шпильки.

$$P_{\text{ман}} = \frac{M_{\text{изг}}}{(D_{\text{ср}} + D_6)/2}, \quad (7.5)$$

где $M_{\text{изг}}$ — изгибающий момент, равный произведению расстояния от центра тяжести отвода до оси арматуры устья на силу тяжести отвода; D_6 — диаметр окружности, проведенной через ось болтов.

Поскольку это усилие воспринимается только частью шпилек, условно принимаем, что нагрузка $P_{\text{ман}}$ передается $1/3$ всех шпилек соединения. Действительно, при шести шпильках две, расположенные ближе к отводу, будут разгружены, на двух средних нагрузка не изменится и у двух шпилек нагрузка увеличится (рис. 7.4).

Таким образом, общее усилие, действующее на наиболее нагруженную шпильку фланцевого соединения при работе арматуры, можно принять примерно равным

$$P_{\text{шп}} = (P_{\text{дав}} + \Delta P_{\text{зат}} + P_t + 3P_{\text{ман}})/z, \quad (7.6)$$

где z — число шпилек в соединении.

Напряжение в наиболее нагруженной шпильке

$$\sigma_{\text{шп}} = P_{\text{шп}}/f_{\text{шп}}. \quad (7.7)$$

Расчет усилий при уплотнении с односторонним контактом прокладки (см. рис. 7.3, в). При затяжке соединения с овальным кольцом при втором варианте его установки оно сжимается по оси соединения и по радиусу. Если условно принять силу, действующую по радиусу, равномерно распределенной по внешней поверхности кольца, то кольцо можно рассматривать как толстостенный цилиндр (отношение толщины цилиндра к его диаметру близко или более $1/10$), сжимаемый внешним условным давлением. В этом случае большее эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экр}}$ будет возникать у внутренней поверхности овального кольца. Оно находится по окружному (σ_r) и осевому (σ_z) напряжениям:

$$\sigma_r = -p_0 \frac{2r_{\text{н}}^2}{r_{\text{н}}^2 - r_{\text{в}}^2}; \quad (7.8)$$

$$\sigma_z = -P_z/f_{\text{пр}}, \quad (7.9)$$

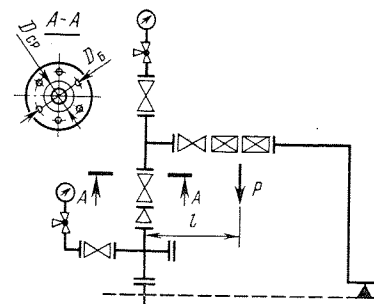


Рис. 7.4. Схема нагрузки на арматуру устья от отводящего трубопровода

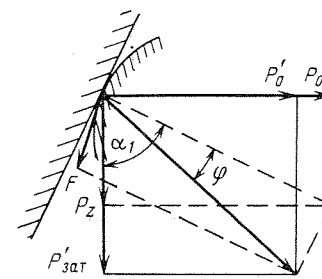


Рис. 7.5. Схема распределения усилий на контакте уплотняющего кольца и фланца

где p_0 — условное давление на цилиндр прокладки; $r_{\text{н}}$ и $r_{\text{в}}$ — наружный и внутренний радиусы прокладки соответственно; P_z — осевое усилие, действующее на прокладку ($P_z = P_{\text{зат}}$ см. (7.1)); $f_{\text{пр}}$ — площадь сечения прокладки, перпендикулярного к ее оси.

Радиальное напряжение у внутренней поверхности овального кольца будет при затяжке равно нулю, так как в этот период внутри арматуры избыточного давления нет.

Эквивалентное напряжение определяют по четвертой теории прочности:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_r^2 - \sigma_z \sigma_r}. \quad (7.10)$$

Подставляя в (7.10) σ_r и σ_z из (7.8) и (7.9), находим

$$p_0 = \frac{P_z \pm \sqrt{3P_z^2 + 4\pi^2(r_{\text{н}}^2 - r_{\text{в}}^2)\sigma_{\text{экр}}^2}}{4\pi r_{\text{н}}^2}. \quad (7.11)$$

В то же время условное внешнее давление p_0 связано с осевым усилием P_z , приложенным к овальному кольцу, следующей зависимостью (рис. 7.5):

$$2P_z \tan \alpha = p_0 \pi D_{\text{п}} h_{\text{раб}}, \quad (7.12)$$

где $D_{\text{п}}$ — диаметр цилиндра, проведенный через места касания прокладки и фланцев,

$$D_{\text{п}} = 2r_{\text{н}} - 2R_0(1 - \sin \alpha_1). \quad (7.13)$$

Здесь $h_{\text{раб}}$ — рабочая высота прокладки, при применяемых углах

$$h_{\text{раб}} = h_{\text{п}} - 0,22R_0.$$

Таким образом, из (7.11) и (7.12) можно определить P_z . При этом принимают, что p_0 не превышает величину, при которой $\sigma_{\text{экр}} \approx \sigma_r$, т. е. при расчетах можно использовать σ_r с определенным запасом прочности. Для прокладки этот запас принимают

обычно несколько меньшим, чем для фланца. Если запас прочности при расчете фланца $n=2,5$, то для прокладки $n=2,25$.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_T / n.$$

Однако P_z не равно усилию затяжки фланцевого соединения, так как часть усилия тратится на преодоление сил трения в месте сопротивления прокладки и фланца.

В некоторых случаях необходимо учитывать и силу трения. При этом усилие затяжки (см. рис. 7.5) будет

$$P'_{\text{зат}} = \frac{\pi D_{\text{п}} h_{\text{раб}} (r_{\text{н}}^2 - r_{\text{в}}^2) \sigma_{\text{экв}}}{2 [2 r_{\text{н}}^2 \operatorname{tg} (\alpha_1 - \varphi) - h_{\text{раб}} D_{\text{п}}] \left[1 - \frac{\cos (\alpha_1 + \varphi)}{\cos (\alpha_1 - \varphi)} \right]}. \quad (7.14)$$

Учитывая, что шероховатость поверхности канавки и прокладки мала, а перед сборкой канавка и прокладка покрываются смазкой, в некоторых случаях можно пренебречь силой трения. При больших углах α (см. рис. 7.3) можно также пренебречь и осевыми напряжениями. Тогда упрощенное выражение для усилия затяжки будет иметь следующий вид:

$$P'_{\text{зат}} = 0,25 \pi D_{\text{п}} h_{\text{раб}} (1 - k^2) \sigma_T \operatorname{ctg} \alpha_1, \quad (7.15)$$

где

$$k = r_{\text{в}} / r_{\text{н}}.$$

Для определения усилия, действующего на шпильки во время работы арматуры, можно воспользоваться зависимостью Азин-маша

$$P_{\text{экс}} = P_{\text{дав}} + \Delta P_{\text{заст}} = (F_0 + A_0) p_{\text{раб}}, \quad (7.16)$$

где

$$F_0 = \pi D_{\text{п}}^2 / 4; \quad A_0 = 0,5 \pi D_{\text{п}} h_{\text{раб}} f(k) \operatorname{ctg} \alpha_1; \quad f(k) = 2k^2 / (1 + \mu k^2). \quad (7.17)$$

Выражение (7.16) получено для случая, когда прокладка при затяжке доводится до двухстороннего касания с канавкой фланца. При определении зависимости (7.16) были приняты допущения, которые занимают значение A_0 примерно на 30 % при коэффициенте трения 0,16 ($\varphi=9^\circ$) и завышают на 16 % при коэффициенте трения 0,05 ($\varphi=3^\circ$). При $\varphi=5^\circ$ значения A_0 , полученные по формуле Азинмаша и по более точным зависимостям (7.14), совпадают.

§ 3. Проверка прочности деталей фланцевого соединения

При прочностном расчете деталей арматуры достаточно проверить прочность шпилек, фланца, прокладки и цилиндрической части деталей арматуры.

Расчет фланца. Фланец рассчитывают по наиболее опас-

ному сечению АС (см. рис. 7.3). При расчете фланца его можно представить в виде консольной балки с заделкой в сечении АС.

В соответствии с обозначениями рис. 7.3 уравнение для расчета изгибающего момента балки запишется так:

$$M_{\text{АС}} = P l_{\text{А}}. \quad (7.18)$$

Здесь $P = P_{\text{шп}} z$.

Момент сопротивления опасного сечения

$$W_{\text{АС}} = \frac{\pi D_{\text{м}}}{6} \left[\frac{(D_{\text{пр}} - D_{\text{ср}})^2 + 2 (H_0 - e)^2}{2} \right]. \quad (7.19)$$

Напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{\text{АС}} = (M_{\text{АС}} / W_{\text{АС}}) \leq [\sigma]. \quad (7.20)$$

Допустимое напряжение $[\sigma]$ определяют по пределу текучести материала фланца при запасе прочности 2,5.

Проверка шпилек и прокладки на прочность. Внутренний диаметр резьбы шпилек проверяют по формуле

$$d_{\text{шп}} = \sqrt{\frac{4 P n}{\pi z \sigma_T}}, \quad (7.21)$$

где $n=3-5$ — коэффициент запаса прочности шпилек.

Для определения прочности прокладки проверяют параметр βl , отражающий устойчивость формы прокладки при действии на нее осевых сил:

$$\beta l = \frac{1,285 h_{\text{раб}}}{\sqrt{b R_{\text{ср}}}}, \quad (7.22)$$

где $R_{\text{ср}} = (r_{\text{в}} + r_{\text{н}}) / 2$.

Если $\beta l \leq 1$, расчет считается законченным. Если $\beta l > 1$, то надо сделать прокладку прочнее, например, изменить материал прокладки и найти новую ширину сечения прокладки b из зависимости

$$\frac{b}{h_{\text{раб}}} = \frac{0,5 \operatorname{ctg} \alpha_1 + \sqrt{0,25 \operatorname{ctg}^2 \alpha_1 + 3 \left(\frac{\sigma_T}{n_1 p} - 1 \right)}}{2 \left(\frac{\sigma_T}{n_1 p} - 1 \right)}, \quad (7.23)$$

где σ_T — предел текучести материала прокладки; n_1 — запас прочности прокладки, принимается несколько меньшим, чем у фланца; если у фланца $n_{\text{ф}}=2,5$, то $n_1=2,25$; α_1 — угол наклона внешней поверхности канавки на фланце к его торцу ($65-75^\circ$).

Определение размеров корпусов деталей арматуры.

Размеры переводников, тройников и крестовин арматуры в их диаметральной сечении обусловлены заданными диаметром проходного отверстия этих деталей и толщиной стенок в этом се-

чении. Длину центрального корпуса и отводов определяют в основном размерами фланцев и удобством работы с гайками и шпильками при соединении фланцев.

Толщину стенок цилиндрических частей рассчитывают по зависимости

$$S = \frac{D_{\text{вн}}}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p}{[\sigma_p] - p}} - 1 \right) + \Delta S, \quad (7.24)$$

где $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр цилиндрической части арматуры; p — рабочее давление; $[\sigma_p]$ — допустимое напряжение на растяжение для материала, из которого изготавливается изделие; ΔS — увеличение толщины, учитывающее коррозию металла.

Запас прочности по пределу текучести принимают равным 2,5÷3. Величину ΔS определяют по характеристике материала, из которого сделана деталь, скорости его коррозии и сроку службы детали, который учитывают при расчете.

§ 4. Расчет запорных устройств фонтанной арматуры

Расчет задвижки с выдвижным шпинделем. (Определение осевого усилия и крутящего момента на шпинделе). Наибольшее осевое усилие на шпинделе возникает в момент закрытия задвижки, когда на клин со стороны входа среды действуют следующие силы (рис. 7.6):

сила гидростатического давления среды

$$P = p\pi \left(D_{\text{в}} + \frac{2}{3} b \right)^2 / 4, \quad (7.25)$$

где p — условное давление; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр уплотнительного кольца; b — ширина уплотнительного кольца; реакция N_1 уплотнительной поверхности корпуса со стороны входа среды, которую рассчитывают по обеспечивающей герметичность удельной нагрузке $q = (0,25 \div 0,50) p$ на уплотнительной поверхности:

$$N_1 = q\pi (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) / 4, \quad (7.26)$$

где $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр уплотнительного кольца; сила трения

$$F_1 = N_1 f, \quad (7.27)$$

где f — коэффициент трения на уплотнительной поверхности (можно принять $f = 0,15$).

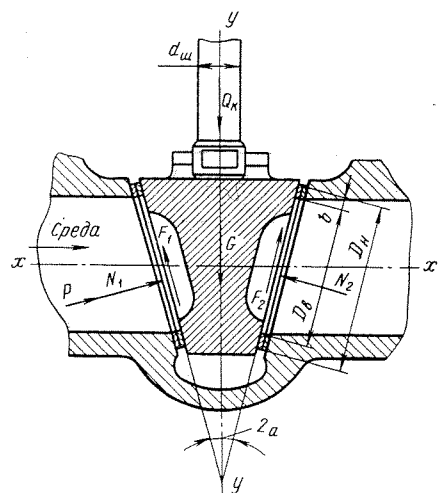


Рис. 7.6. Схема сил, действующих на клин

В момент закрытия клин прижимается к уплотнительной поверхности со стороны входа среды под действием сил P , N_1 , F_1 и на уплотнительной поверхности со стороны выхода среды возникают реакция N_2 и сила трения $F_2 = N_2 f$, действующие на клин. На клин также действуют сила давления шпинделя Q и сила тяжести G , направленные по оси $y-y$.

Из условия равенства нулю суммы проекций на ось $x-x$ всех сил, действующих на клин,

$$(P + N_1) \cos \alpha - F_1 \sin \alpha - N_2 \cos \alpha + N_2 f \sin \alpha = 0$$

можно определить силу

$$N_2 = \frac{(P + N_1) \cos \alpha - F_1 \sin \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha}. \quad (7.28)$$

Принимают $\alpha = 5^\circ$, поэтому, учитывая малую величину $\sin \alpha$, полагают

$$N_2 \cong P + N_1. \quad (7.29)$$

Усилие Q_k , которое нужно приложить к оси шпинделя для преодоления сил, действующих на клин, определяют из условия равенства нулю суммы проекций на ось $y-y$ всех сил, действующих на клин:

$$Q_k + G - (P + N_1) \sin \alpha - F_1 \cos \alpha - N_2 \sin \alpha - F_2 \cos \alpha = 0. \quad (7.30)$$

Используя равенства (7.27) и (7.29) и учитывая, что $F_2 = N_2 f$ из (7.30), получаем

$$Q_k = P(2 \sin \alpha + f \cos \alpha) + 2N_1(\sin \alpha + f \cos \alpha) - G \quad (7.31)$$

или при $\alpha = 5^\circ$ и $f = 0,15$

$$Q_k \cong 0,32P + 0,47N_1 - G. \quad (7.32)$$

Усилие на шпинделе, необходимое для преодоления трения в сальниках, равно

$$Q_c = \pi d_{\text{ш}} 0,4 h f p, \quad (7.33)$$

где $d_{\text{ш}}$ — диаметр шпинделя; h — высота сальника; $f = 0,1$ — коэффициент трения.

Усилие на шпинделе от внутреннего давления на торец шпинделя

$$Q_0 = p\pi d_{\text{ш}}^2 / 4. \quad (7.34)$$

Следовательно, суммарное осевое усилие, сжимающее шпиндель,

$$Q = Q_k + Q_c + Q_0. \quad (7.35)$$

Момент трения, возникающий в резьбе,

$$M_1 = Q r_c \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi), \quad (7.36)$$

где r_c — средний радиус резьбы; α_1 — угол подъема нарезки; $\varphi = 6^\circ$ — угол трения.

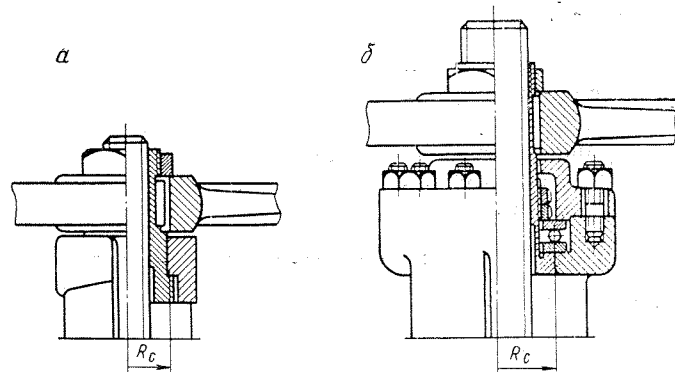


Рис. 7.7. Опора втулки маховика:
а — скольжения; б — качения

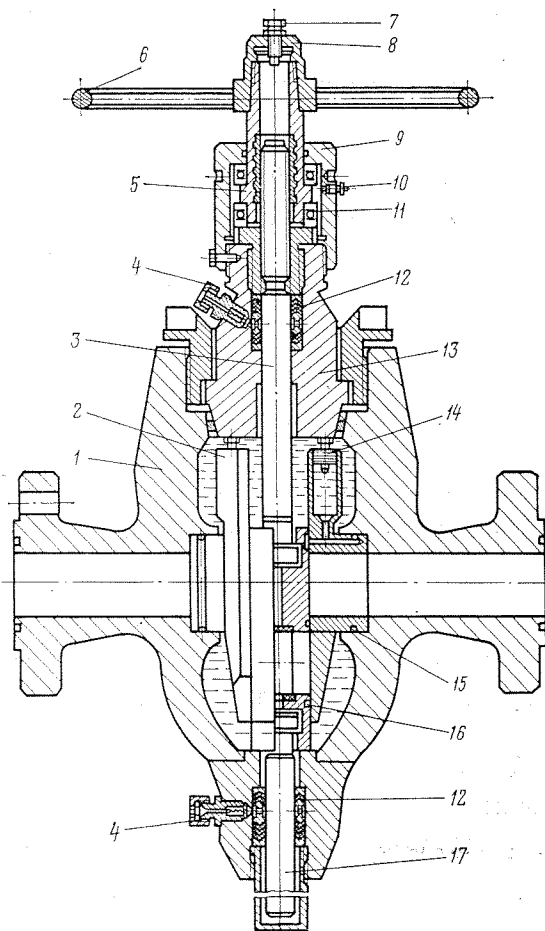


Рис. 7.8. Прямоточная задвижка с разгрузочным штоком

1 — корпус; 2 — щека; 3 — шпindel; 4 — заправочный клапан сальника; 5 — осевая опора и гайка шпинделя; 6 — маховик; 7 — ограничитель хода шпинделя; 8 — головка маховика; 9 — корпус опоры и гайка шпинделя; 10 — клапан для подачи смазки к подшипникам; 11 — подшипники опоры шпинделя; 12 — уплотнения шпинделя; 13 — корпус сальника; 14 — плавающая пробка; 15 — кольцевая канавка в щеке; 16 — кольцевая канавка в шибере; 17 — уравнивающий шток шпинделя

Шпindel рассчитывают на сжатие и кручение под действием силы Q и крутящего момента M_1 , а также проверяют на продольный изгиб при закрытом положении задвижки.

Определение момента на маховике. Крутящий момент M , который необходимо приложить к маховику, чтобы закрыть задвижку, складывается из момента трения в резьбе M_1 и момента трения в подшипнике втулки шпинделя M_2 :

$$M = M_1 + M_2. \quad (7.37)$$

Момент трения в подшипнике втулки

$$M_2 = QfR_c, \quad (7.38)$$

где R_c — средний радиус опорного заплечика втулки или радиус до центра шариков подшипника (рис. 7.7); f — коэффициент трения ($f=0,1-0,15$ для опоры скольжения и $f=0,01$ для опоры качения).

Проверка уплотнительного кольца на давление (см. рис. 7.6). Уплотнительные кольца клина и корпуса рассчитывают на удельное давление. Наибольшая сила прижатия на уплотнительных поверхностях N_2 возникает со стороны выхода среды. Давление на уплотнительных поверхностях

$$q = \frac{4N_2}{\pi(D_n^2 - D_v^2)}, \quad (7.39)$$

где D_v и D_n — внутренний и наружный диаметры уплотнительного кольца.

Для колец из коррозионностойкой стали удельное давление не должно превышать 40—60 МПа, для колец из бронзы — 16 МПа, для колец, наплавленных твердым сплавом, — 60 МПа.

Усилие закрытия у прямооточной задвижки. Расчет осевых усилий, действующих на шпindel в прямооточных задвижках, выполняется с учетом принципиально тех же усилий, что и у клиновой задвижки. При шибере прямооточной задвижки, половинки которого разжимаются пружинами (рис. 7.8), усилие закрытия будет равно

$$P_{\text{закр}} = f(N_{\text{пр}} + P_{\text{ус}}) + Q_0 - G, \quad (7.40)$$

где $N_{\text{пр}}$ — усилие распирающих пружин; $P_{\text{ус}}$ — усилие от давления среды, определенное по наружному диаметру подводящих смазку канавок у поверхностей уплотнения; Q_0 — давление на шпindel, определяемое по (7.34); G — сила тяжести шибера.

Остальные детали прямооточной задвижки рассчитывают так же, как у клиновой задвижки.

Контрольные вопросы

1. Чем обусловлен выбор схемы и размеров проектируемой фонтанной арматуры по данным условиям?

2. Какие материалы применяются для деталей арматуры?

3. Каковы основные положения расчета усилия, действующего

на фланцевое соединение при двухстороннем касании кольца и канавки фланца?

4. То же при одностороннем касании кольца и канавки фланца?

5. Опишите методы прочностного расчета фланца, шпилек и корпусных деталей.

6. Опишите методы расчета задвижек.

Глава 8

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГАЗЛИФТНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СКВАЖИН

При газлифтном способе эксплуатации нефтяных скважин подъем жидкости происходит за счет энергии газа, нагнетаемого под давлением с поверхности в колонну подъемных труб.

Наиболее рациональной технологической схемой эксплуатации скважин является замкнутый газлифтный цикл, при котором нагнетаемый в газлифтные скважины газ многократно используется для подъема жидкости из скважин. При этой схеме в состав промышленного газлифтного комплекса входят: компрессорная станция, трубопроводы подачи газа по промыслу, газораспределительные батареи, сепараторы, газоочистители и скважинное газлифтное оборудование [2,7].

§ 1. Оборудование скважины и расчеты газлифтных клапанов

В состав оборудования для эксплуатации скважин газлифтным способом входят: колонна насосно-компрессорных труб с рабочими и пусковыми клапанами, пакер, клапан-отсекатель, ингибиторный клапан, клапан аварийного глушения, разъединитель и прочие устройства, наличие которых обусловлено особенностями технологического режима эксплуатации скважин и характером пласта. Устье газлифтной скважины оборудуется колонной головкой и устьевой арматурой, позволяющими герметизировать межтрубное пространство, подвешивать одну или несколько колонн насосно-компрессорных труб, подводить в скважину газ, отводить продукцию пласта в промысловую сеть.

В задачу разработчика скважинного оборудования обычно входят: подбор насосно-компрессорных труб и оборудования устья скважины, разработка газлифтных камер и перечисленного выше оборудования (клапанов и пр.).

Насосно-компрессорные трубы подбирают по следующей рекомендации:

Дебит, т/сут	20—50	50—70	70—250	250—350	>350
Диаметр НКТ, мм	48	60	37	89	102; 104

Максимальную допустимую глубину спуска подъемной колонны определяют из условия обеспечения необходимого запаса ее прочности при растягивающих нагрузках от собственного веса насосно-компрессорных труб и усилий при посадке и извлечении пакера.

Для оборудования устья газлифтной скважины используется фонтанная арматура (см. гл. 7).

Для оборудования насосно-компрессорных труб различного вида клапанами в колонну труб встраивают скважинные камеры.

Скважинные камеры (табл. 8.1) предназначены для посадки газлифтных или ингибиторных клапанов, глухих или циркуляционных пробок при эксплуатации нефтяных скважин фонтанным или газлифтным способом.

Устанавливают газлифтные клапаны в скважинных камерах специальным инструментом, спускаемым на проволоке гидравлической лебедкой. Эксцентричность камеры обеспечивает при установленном клапане сохранение свободного проходного сечения, равного проходному сечению НКТ. Это позволяет выполнять необходимые работы в скважине без извлечения насосно-компрессорных труб.

Скважинные камеры состоят из наконечников, рубашки и кармана. Рубашку изготавливают из специальных овальных труб. Для уплотнения клапанов в кармане предусмотрены посадочные поверхности. В кармане камеры имеются перепускные отверстия, через которые газ поступает к газлифтному клапану и, открывая его, газифицирует жидкость в подъемных трубах.

При ремонтно-профилактических работах в карман может быть установлена циркуляционная пробка, а при необходимости заглушить перепускные отверстия — глухая пробка.

Таблица 8.1. Техническая характеристика скважинных камер

Параметр	К-60А-210	К-60Б-210	К-73А-210	К-73Б-210	КН-73А-210	КН-60А-210	КТ-73Б-500
Диаметр проходного отверстия, мм	50		60		62	50	62
Диаметр посадочного отверстия, мм	38,5 40,0	26,0 26,0	38,5 40,0	26,0 26,0	38,5 40,0		25,0 25,0
Рабочее давление, МПа			21				50
Габаритные размеры, мм:							
длина	2600	1640	2500	1740	2500	3055	2760
ширина В	97	76	116	97	116	97	116
высота Н	118	108	138	118	136	118	138
Масса, кг	74,8	24,0	68,2	38,0	75,0	60,0	82,5

Примечание. Условное обозначение: К — скважинная камера без газоотводного устройства, КН — то же с газоотводом, КТ — без газоотвода с направлением для отклонителя ОК.

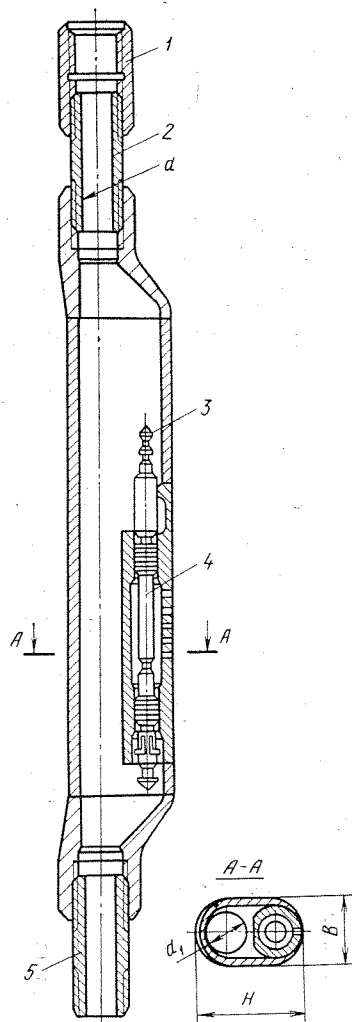


Рис. 8.1. Скважинная камера и размещение в ней газлифтного клапана:
1 — муфта; 2 и 5 — патрубок; 3 — кулачковый фиксатор; 4 — газ-лифтный клапан

Давление в сильфонной камере клапана регулируют через зарядник на специальном приспособлении стенда СИ-32.

Сильфонная камера — герметичный сварной сосуд высокого давления, основным рабочим органом которого служит металлический многослойный сильфон, являющийся чувствительным элементом клапана. Роль запорного устройства выполняет пара шток — седло. Газ к клапану поступает через отверстие, сооб-

Установка камер значительно облегчает и ускоряет спуск скважин и подъем оборудования.

Скважинная камера (рис. 8.1) имеет приварные наконечники и карманы для установки клапанов. Сварка в месте подсоединения наконечников ослабляет прочность скважинной камеры, особенно при работе в агрессивных средах. Поэтому конструкторами принята и вторая технология изготовления скважинных камер, в которой наконечники и рубашка выполняются из цельных труб, без сварки. В этом случае приваривают только карман для установки клапана.

Диаметральные размеры скважинных камер определяются диаметром колонны насосно-компрессорных труб, в которую они встраиваются, и диаметром клапанов.

Длина камеры обусловлена длиной клапана и технологическими особенностями его установки в карман. Последнюю задачу разработчик решает при графическом оформлении камеры с учетом размеров клапана и инструмента для его посадки.

Рассмотрим несколько подробнее пусковой сильфонный газлифтный клапан (рис. 8.2), имеющий характерные для всех клапанов элементы.

Газлифтные клапаны Г, управляемые давлением газа (рис. 8.2, а, б, табл. 8.2), состоят из устройства для зарядки, сильфонной камеры, пары шток — седло, обратного клапана и устройства фиксации клапана в скважинной камере. Сильфонную камеру заряжают азотом через золотник, установленный во ввернутом заряд-

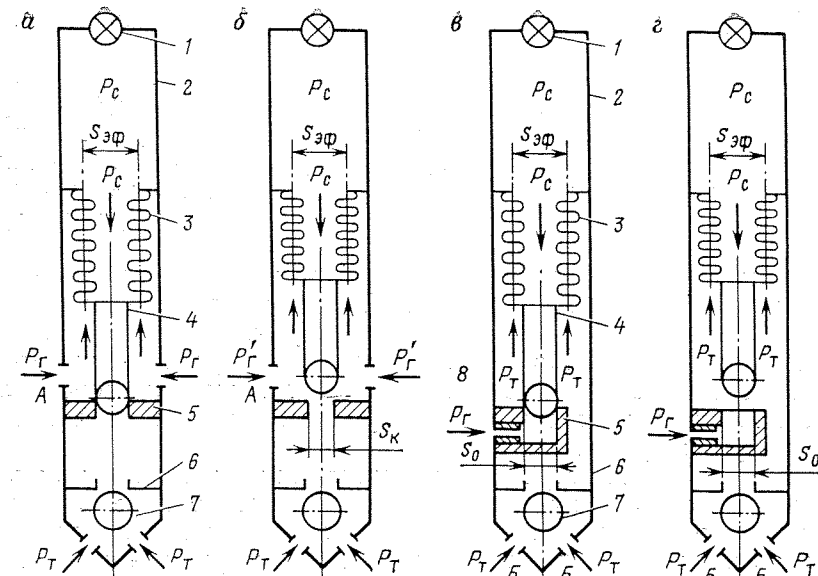


Рис. 8.2. Пусковой (а, б) и рабочий (в, г) сильфонные газлифтные клапаны:
а, в — клапан закрыт; б, г — клапан открыт; 1 — узел зарядки; 2 — корпус; 3 — сильфон; 4 — шток; 5 — седло; 6 — корпус седла; 7 — узел обратного клапана; 8 — дроссель

щающееся с затрубным пространством через окна кармана скважинной камеры. Отверстие расположено между двумя комплектами манжет, благодаря чему создается герметичный канал для поступления газа, нагнетаемого из затрубного пространства.

Обратный клапан предназначен для предотвращения перетока жидкости из подъемных труб в затрубное пространство скважины.

Таблица 8.2. Техническая характеристика газлифтных клапанов

Параметр	Г-20	Г-20Р	Г-25	Г-25Р	1Г-25	1Г-25Р	Г-38	Г-38Р
Условный наружный диаметр, мм	20			25			38	
Диаметр проходного отверстия седел, мм	5,0	5,0; 6,5	5,0; 6,5; 8,0	5,0; 6,5	5,0; 6,5; 8,0	5,0; 6,5	5,0; 6,5; 8,0; 9,5; 12,5	5,0; 6,5; 8,0
Рабочий ход сильфона при сжатии, мм			4				6	6
Габаритные размеры:								
диаметр	32,0		29,0		32,0		40,5	
длина	610			485			540	550
Масса, кг	1,5			1,2			3,0	3,2

Примечание. Рабочее давление — 21 МПа; давление зарядки сильфона — 2—7 МПа.

Газлифтные клапаны Г по назначению делятся на пусковые и рабочие.

Управляющим давлением для пусковых клапанов (см. рис. 82, а и б) является давление газа, нагнетаемого в затрубное пространство скважины. При их работе газ через отверстие А проникает в полость, где воздействуя на эффективную площадь сильфона, сжимает его, в результате чего шток поднимается и газ, открывая обратный клапан, поступает в подъемные трубы, аэрируя жидкость в них.

Нагнетаемый газ снижает уровень жидкости в кольцевом пространстве ниже первого клапана. При этом через отверстие клапана газ поступает в подъемные трубы, уровень жидкости постепенно повышается. По мере эксплуатации уровень жидкости в кольцевом пространстве снижается, и обнажается второй клапан. Первый клапан при этом закрывается, и аэризация происходит через второй клапан.

Число клапанов зависит от давления газа в скважине и ее глубины. Закрываются клапаны последовательно по мере снижения уровня в кольцевом пространстве скважины в момент, когда перепад между давлениями в кольцевом пространстве и в подъемной колонне, действующий на клапан, достигает заданного.

Понижение уровня в затрубном пространстве продолжается до глубины расположения нижнего (рабочего) клапана, через который поступает газ при заданном технологическом режиме работы скважины, при этом верхние (пусковые) клапаны закрыты. Они используются только в период пуска скважины.

Разработка клапана может иметь следующий порядок: определение исходных данных для конструирования и расчета клапана, определение диаметральных размеров клапана и сильфона, давления в сильфоне, его длины, прочности при статической и переменной нагрузке, разработка конструкции и компоновки остальных частей клапана.

При разработке обычно задаются размерами скважины (обсадной колонны), диаметром насосно-компрессорных труб, размерами скважинной камеры, давлениями, связанными с технологией пуска газлифтной скважины: давлением газа, которое можно создать при пуске на скважине $p_{г\text{отк}}$, давлением в насосно-компрессорных трубах у клапана p_r .

Для определения материалов деталей клапана необходимо учитывать агрессивность среды, в которой будет работать клапан.

Габариты клапана и его частей, в том числе и размеры сильфона, диаметр проходного сечения седла определяют при конструктивной графической разработке. Диаметр проходного сечения седла рассматривают, исходя из объема пропускаемого через него газа и перепада давления газа у седла.

Высота подъема клапана ΔL при его открытии должна обеспечивать кольцевой проход с площадью сечения несколько больше площади сечения отверстия седла S_0 .

Давления, при которых работает пусковой клапан, следующие:

в момент открытия

$$p_{г\text{отк}} \geq p_c \frac{1}{1-R} - p_r \frac{R}{1-R}, \quad (8.1)$$

где p_c — абсолютное давление нагнетаемого газа в сильфонной камере; $R = S_0/S_{\text{эф}}$ — степень неуравновешенности газлифтного клапана; $S_{\text{эф}}$ — эффективная площадь сильфона; после открытия клапана

$$p_r \geq p_c, \quad (8.2)$$

где p_r — абсолютное давление нагнетаемого газа на глубине расположения газлифтного клапана; при закрытии клапана

$$p_{г\text{зак}} = p_{г\text{отк}} - R(p_r - p_r). \quad (8.3)$$

За цикл открытия и закрытия внешнее давление у сильфона изменяется в следующих пределах:

$$\Delta p = p_{г\text{отк}} - p_{г\text{зак}} = R(p_r - p_r). \quad (8.4)$$

При этом можно принять давление в сильфоне постоянным, так как подъем клапана и деформация сильфона ΔL не велики (2,5—6 мм), по сравнению с объемом газовой камеры сильфона (см. рис. 8.2).

Разность перепада давлений внутри и вне сильфона позволяет связать эти внешние условия с характеристикой сильфона:

$$\Delta L = \Delta p S_{\text{эф}} \frac{1 - \mu^2}{Eh} \frac{n}{A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B_0 h^2 / R_b^2}, \quad (8.5)$$

где μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости; h — толщина стенки сильфона; n — число рабочих волн гофрировки сильфона; α — угол наклона к горизонтали плоской части гофра; A_0 ; A_1 ; A_2 ; B_0 — коэффициенты (рис. 8.3) в зависимости от $k = R_n/R_b$; $m = R_r/R_b$; R_r — радиус закругления гофра; R_n , R_b — наружный и внутренний радиусы сильфона.

Угол α обычно находится в пределах от 0 до 0,15 рад.

$$\alpha = (R_r - a/2)(R_n - R_b - 2R_r),$$

где a — зазор между гофрами.

Задаваясь толщиной материала сильфона, имея его геометрические размеры, а также данные по давлениям при работе клапана по (8.4) и (8.5), можно найти необходимое число волн гофрировки сильфона, давление в сильфоне p_c и определить его длину.

Статическую прочность сильфона проверяют по нагрузке на сильфон после зарядка его азотом на поверхности и при сжатии сильфона на величину ΔL . В этом случае перепад давления у сильфона и его деформация максимальны.

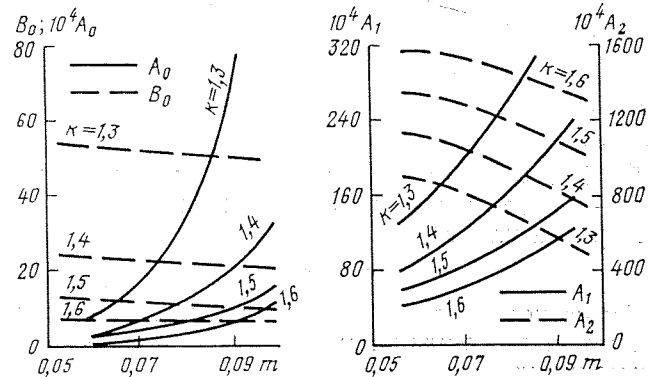


Рис. 8.3. График для определения расчетных коэффициентов A_0 , B_0 , A_1 , A_2 $m=R$

Напряжение от деформации в материале внутренней и наружной поверхности сильфона.

$$\sigma_{гв} = \frac{\Delta L}{n} \frac{Eh}{(1-\mu^2) R_B^2} k_{1в}; \quad (8.6)$$

$$\sigma_{гн} = \frac{\Delta L}{n} \frac{Eh}{(1-\mu^2) R_B^2} k_{1н}. \quad (8.7)$$

Напряжение от перепада давления

$$\sigma_{гв} = \frac{p_c R_B^2}{h^2} k_{3в}; \quad (8.8)$$

$$\sigma_{гн} = \frac{p_c R_B^2}{h^2} k_{3н}. \quad (8.9)$$

Значения коэффициентов приведены ниже.

k	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
$k_{1в}$	155	70	39,9	25,9	18,3	13,6	10,57
$k_{1н}$	145	63,7	35,4	22,3	15,33	11,16	8,45
$k_{3в}$	0,0051	0,0116	0,0207	0,0327	0,0476	0,0656	0,0861
$k_{3н}$	0,0049	0,0109	0,0191	0,0292	0,0420	0,0565	0,0725

Запас прочности при статической нагрузке принимают в пределах 2÷3.

При большом числе циклов работы клапана сильфон проверяют на допустимое число циклов N :

$$N/n = (112 \cdot 10^8 / \Delta p)^{3.5},$$

где $n=1,3 \div 1,5$ — запас прочности при циклическом нагружении.

Остальные детали клапана, в частности сильфонную камеру, проверяют расчетом на избыточное давление как цилиндрический сосуд.

§ 2. Установка для проведения скважинных работ при газлифте

Для спуска или подъема на проволоке или канате инструментов, применяемых при посадке и извлечении газлифтных клапанов, применяют специальную установку для проведения скважинных работ, смонтированную на шасси автомобиля.

Установка (рис. 8.4) состоит из однобарабанной четырехскоростной лебедки с гидроприводом, редуктора привода гидронасосов, коробки передач, шестеренчатых насосов, системы управления лебедкой и двигателем, механизма измерения глубины скважины, гидравлического индикатора натяжения проволоки.

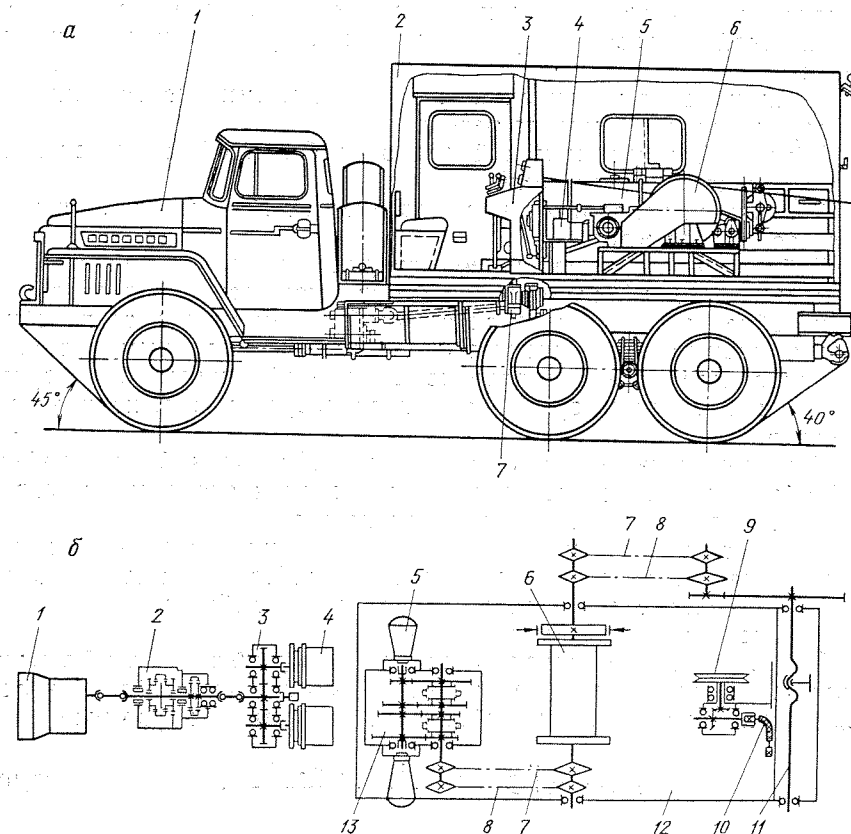


Рис. 8.4. Установка для скважинных работ

a — общий вид: 1 — автомобиль; 2 — кузов; 3 — пульт управления; 4 — гидрооборудование; 5 — бак масляный; 6 — лебедка; 7 — узел привода насоса; 8 — кинематическая схема; 1 — двигатель автомобиля; 2 — раздаточная коробка автомобиля; 3 — редуктор привода насоса; 4 — насос НШ-100-3; 5 — гидромотор; 6 — лебедка; 7 — цепная передача при работе с канатом; 8 — цепная передача при работе с проволокой; 9 — шкив мерительный; 10 — привод указателя глубины; 11 — укладчик проволоки; 12 — рама; 13 — коробка перемены передач

Лебедка оборудована укладчиком для равномерной намотки проволоки или каната на барабан.

Установка обеспечивает выполнение следующих спуско-подъемных работ со съёмным скважинным газлифтным оборудованием:

плавный спуск, подъем и остановку инструмента на заданной глубине внутри колонны подъемных труб;

быстрый разгон барабана лебедки для сообщения инструменту соответствующего ускорения при выполнении ударов механическим яссом вверх-вниз;

плавное повышение натяжения проволоки или каната при работе с гидравлическим яссом;

постоянное натяжение проволоки или каната независимо от изменения нагрузки (исключая выброс инструментов потоком скважинной жидкости) при посадке инструмента и снятии нагрузки;

спуск и подъем инструмента с постоянными скоростями; осуществление быстрого реверса.

Объемный гидравлический привод лебедки обеспечивает проведение указанных операций.

Основными исполнительными органами лебедки являются гидронасос и гидромотор.

Отбор мощности на привод гидронасоса осуществляется от двигателя автомобиля коробкой отбора мощности, установленной на коробке перемены передач автомобиля. Вращение от коробки отбора мощности к гидронасосу передается карданным валом.

Гидронасос создает давление в рабочей жидкости, которая, поступая в гидромоторы, вновь преобразуется в механическую энергию.

Гидравлическая связь между двигателем автомобиля и лебедкой обеспечивает возможность регулирования скоростей в широком диапазоне и усилий исполнительного органа.

Для проектирования установки для скважинных работ необходимо определить параметры привода лебедки, вместимость ее барабана, данные трансмиссии от привода к лебедке.

Рассмотрим эти расчеты.

Определение вместимости барабана лебедки. Полную длину каната (проволоки), намотанного на барабан лебедки, или вместимость барабана рассчитывают по формуле

$$L = \pi a \left[D + d + \frac{1,865d(n-1)}{2} \right], \quad (8.10)$$

где d — диаметр каната (проволоки); D — диаметр бочки барабана; n — число рядов навивки каната (проволоки); a — число витков в каждом ряду.

Число витков в каждом ряду определяют по формуле

$$a = (l/d) - \delta, \quad (8.11)$$

где $\delta = 2$ — поправка на неплотное прилегание витков каната (проволоки) друг к другу; l — длина бочки барабана.

Число рядов навивки находят по формуле

$$n = \frac{D_{\max} - D - d}{1,865d} + 1, \quad (8.12)$$

где $D_{\max}$ — наибольший диаметр навивки каната (проволоки).

Для каната $D_{\max} = D_p - 0,03$.

Для проволоки $D_{\max} = D_p - 0,05$, где D_p — диаметр реборды, м.

Вместимость барабана определяют отдельно по канату и проволоке.

Максимальный диаметр навивки каната (проволоки) определяется по формуле

$$D_{\max} = 1,865d(n-1) + D + d. \quad (8.13)$$

Расчет диапазона регулирования и передаточных отношений элементов трансмиссии. Максимальный крутящий момент на валу барабана лебедки рассчитывают по формуле

$$M_{\max} = P_{\max} D_{\max} / 2, \quad (8.14)$$

где $P_{\max}$ — максимальное тяговое усилие лебедки.

Максимальное передаточное отношение трансмиссии, обеспечивающее найденный максимальный крутящий момент, определяют следующим образом:

$$i_{\max \text{ тр}} = \frac{M_{\max}}{M_{\max \text{ г}} \eta_{\text{тр}}}, \quad (8.15)$$

где $M_{\max \text{ г}}$ — максимальный крутящий момент, развиваемый двумя гидромоторами; $\eta_{\text{тр}}$ — к. п. д. трансмиссии.

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{мех г}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{цп кп}} \eta_{\text{зп кп}} \eta_{\text{пк кп}}.$$

Здесь $\eta_{\text{мех г}}$ — механический к. п. д. гидромотора; $\eta_{\text{об}}$ — общий к. п. д. механических передач от гидромотора барабана лебедки; $\eta_{\text{цп кп}}$ — к. п. д. цепной передачи от коробки передач до барабана лебедки; $\eta_{\text{зп кп}}$ — к. п. д. включенной зубчатой пары коробки передач; $\eta_{\text{пк кп}}$ — к. п. д. пары подшипников качения коробки передач.

Минимальное передаточное отношение трансмиссии определяют из условия максимальной частоты вращения барабана лебедки при среднем диаметре намотки каната:

$$i_{\min \text{ тр}} = \frac{n_{\text{г}}}{n_{\text{б}} \eta_{\text{г}}}, \quad (8.16)$$

где $n_{\text{г}}$ — частота вращения вала гидромотора; $n_{\text{б}}$ — частота вращения барабанного вала лебедки при заданной скорости подъема инструмента $v_{\text{ср}}$; $\eta_{\text{г}}$ — объемный к. п. д. гидромоторов.

$$n_{\text{б}} = v_{\text{ср}} 60 / (\pi D_{\text{ср}}),$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр намотки каната; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость подъема инструмента.

Исходя из условия применения наиболее конструктивно простой коробки передач, принимают зависимость между передаточными отношениями коробки, соответствующую геометрическому ряду,

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{i_{\max \text{тр}}}{i_{\min \text{тр}}}}, \quad (8.17)$$

где n — число скоростей коробки.

Передаточное отношение цепной передачи от коробки передач до барабана лебедки определяют из соотношения

$$i_{\text{цп}} = \frac{i_{\max \text{тр}}}{i_{\text{кп I}}}, \quad (8.18)$$

где $i_{\text{кп I}}$ — передаточное отношение коробки передач скорости I.

Корректируют передаточное отношение цепной передачи

$$i_{\text{цп}} = \frac{n_{\Gamma}}{i_{\text{кп I}} \nu n_6}.$$

Число зубьев звездочки определяют по формуле

$$z_{\text{к}} = i_{\text{цп}} z_{\text{зв}},$$

где $z_{\text{зв}}$ — число зубьев звездочки на выходном валу коробки передач.

Находят частоту вращения барабанного вала лебедки при среднем диаметре намотки проволоки

$$n_6 = \frac{v_{\text{ср}} 60}{\pi D_{\text{ср}}}, \quad (8.19)$$

где $v_{\text{ср}}$ — скорость вращения барабанного вала лебедки; $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр намотки проволоки.

При этом передаточное отношение цепной передачи от коробки передач до барабанного вала будет

$$i_{\text{цп}} = \frac{n_{\Gamma}}{i_{\text{кп I}} \nu n_6}. \quad (8.20)$$

Число зубьев цепного колеса $z_{\text{к}}$ при выбранном числе зубьев звездочки $z_{\text{зв}}$ на выходном валу коробки передач составит:

$$z_{\text{к}} = i_{\text{цп}} z_{\text{зв}}.$$

Мощность, отбираемая на привод лебедки от двигателя транспортной базы через коробку отбора мощности, находят по формуле

$$N_{\text{прив}} = \frac{n_{\Gamma} q_{\Gamma} p_{\text{гидр}} z}{61200 \eta_{\text{об}}}, \quad (8.21)$$

где n_{Γ} — частота вращения гидромотора; q_{Γ} — рабочий объем гидромотора; $p_{\text{гидр}}$ — давление в гидросистеме; $\eta_{\text{об}}$ — объемный к. п. д. гидромоторов; z — число гидромоторов.

По расчетной мощности определяют характеристику и число шестеренчатых насосов.

Расчет параметров редуктора привода насосов. Максимальную частоту вращения выходного вала коробки отбора мощности находят в соответствии с инструкцией по эксплуатации автомобиля.

Максимальный вращающий момент на выходном валу коробки отбора мощности согласно той же инструкции должен обеспечивать отбор 40 % мощности двигателя:

$$M_{\max \text{ком}} = \frac{0,4 N_{\text{дв}} 9740}{n_{\text{ком}}}, \quad (8.22)$$

где $N_{\text{дв}}$ — мощность двигателя; $n_{\text{ком}}$ — частота вращения выходного вала отбора мощности.

Максимальная частота вращения вала насоса составляет

$$n_{\max \text{н}} = \frac{n_{\max \text{г}} q_{\Gamma}}{q_{\text{н}}},$$

где $q_{\text{н}}$ — рабочий объем насоса.

Максимальный крутящий момент, потребляемый двумя насосами,

$$M_{\max \text{н}} = \frac{9740 N_{\text{прив}}}{n_{\max \text{н}}}.$$

Передаточное отношение редуктора привода насосов составит:

$$i_{\text{р}} = n_{\text{ком}} / n_{\max \text{н}}.$$

Корректируем найденное передаточное отношение, задаваясь числом зубьев колес редуктора привода насосов:

$$i_{\text{р}} = z_2 / z_1.$$

При выбранном передаточном отношении фактическая максимальная частота вращения выходного вала коробки отбора мощности

$$n_{\text{фком}} = n_{\max \text{н}} i_{\text{р}}.$$

Передаточное отношение передачи на вал укладчика каната (проволоки) выбирают из условия обеспечения перемещения корпуса укладчика на один диаметр каната (проволоки) за один оборот барабана.

$$n_6 / n_{\text{укл}} = i_{\text{укл}}, \quad (8.23)$$

где $n_{\text{укл}}$ — частота вращения вала укладчика.

$$n_{\text{укл}} = t/d; \quad i_{\text{укл}} = n_6 t/d.$$

Здесь t — шаг нарезки винта укладчика; d — диаметр каната (проволоки).

Отсюда при работе с канатом

$$i_{\text{общукл к}} = n_6 \frac{t}{d_{\text{к}}},$$

при работе с проволокой

$$i_{\text{общ укл п}} = n_6 \frac{t}{d_{\text{п}}}.$$

Общее передаточное отношение разбиваем на передаточные отношения цепной и зубчатой передачи:

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{цп}} i_{\text{зп}};$$

число зубьев колеса составит $z_{\text{к}} = i_{\text{зп}} z_{\text{ш}}$ ($z_{\text{ш}}$ — число зубьев шестерни).

При работе с канатом передаточное отношение цепной передачи будет

$$i_{\text{цп}} = i_{\text{общ укл к}} / i_{\text{зп}}; \quad (8.24)$$

число зубьев звездочки $z_{\text{зв}} = z_{\text{к}} / i_{\text{цп}}$ ($z_{\text{к}}$ — число зубьев цепного колеса).

При работе с проволокой передаточное отношение цепной передачи будет

$$i_{\text{цп}} = i_{\text{общ укл п}} / i_{\text{зп}};$$

число зубьев звездочки $z_{\text{зв}} = z_{\text{к}} / i_{\text{цп}}$.

Расчет выходных параметров установки. Частоты вращений n и крутящие моменты M ведомого вала коробки передач, барабанного вала лебедки, валов укладчиков в зависимости от включенной передачи коробки передач и числа работающих насосов находим по формулам

$$n = n_{\text{г}} / i_{\text{тр}}, \quad (8.25)$$

где $i_{\text{тр}}$ — передаточное отношение трансмиссии,

$$M = M_{\text{г}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}},$$

где $\eta_{\text{тр}}$ — к. п. д. трансмиссии.

Тяговые усилия лебедки P и скорости подъема инструмента v на максимальном, среднем и минимальном диаметре намотки проволоки и каната, в зависимости от включенной передачи коробки передач и двух работающих насосов, находят по формулам

$$P = 2M_6 / D, \quad (8.26)$$

где M_6 — моменты на барабанном валу лебедки; D — диаметр барабана при минимальной, средней и максимальной намотках проволоки или каната, и

$$v = \frac{\pi D n_6}{60}, \quad (8.27)$$

где n_6 — частота вращения барабанного вала лебедки, мин⁻¹.

Контрольные вопросы

1. Расскажите о схеме замкнутого газлифтного цикла.

2. Объясните принцип действия пусковых и рабочих газлифтных клапанов.

3. Расскажите о конструкции газлифтных клапанов и скважинных камер.

4. По какой формуле определяют эффективную площадь сил фона газлифтного клапана?

5. Объясните значение формулы, характеризующей действие сил перед открытием пускового газлифтного клапана.

6. Расскажите об устройстве установки для проведения скважинных работ при газлифте.

7. Как определяют вместимость барабана лебедки установки для скважинных работ при наматывании каната или проволоки

8. По какой формуле рассчитывают максимальный крутящий момент на валу барабана лебедки установки для скважинных работ?

9. По какой формуле определяют мощность, отбираемую на привод лебедки установки для скважинных работ?

10. Как рассчитать выходные параметры установки для скважинных работ?

Глава 9

УСТАНОВКИ БЕСШТАНГОВЫХ НАСОСОВ

§ 1. Виды установок бесштанговых насосов для подъема продукции пласта на поверхность

Видов бесштанговых скважинных насосов много. Это насосы с погружным электроприводом: центробежные (ЭЦН), винтовые (ЭВН), диафрагменные, поршневые, магнитофугальные; с двигателем на поверхности, так называемые вибрационные насосы; насосы с гидроприводом: гидропоршневые, турбонасосы, гидроштанговые и струйные насосы. Проектируются и комбинации из этих насосов для улучшения условий отбора жидкости из скважин. Так, например, совмещаются погружной электропривод с гидропоршневым и диафрагменным насосом, гидропоршневой со струйным насосом и т. д. Все эти комбинации позволяют приспособить скважинный агрегат к каким-либо конкретным эксплуатационным условиям или расширить область применения оборудования. Из этого многообразия бесштанговых насосных установок нашли практическое применение в нефтедобывающей промышленности насосы ЭЦН, ЭВН, диафрагменные, гидропоршневые, турбонасосы и гидроштанговые насосы [16].

Все бесштанговые насосы можно разделить на динамические и объемные. К динамическим относятся центробежные (ЭЦН) турбонасосы и струйные насосы, к объемным — винтовые, гидропоршневые, гидроштанговые и диафрагменные. Динамические насосы обычно используют при больших дебитах. В нефтедобывающей промышленности применяют центробежные насосы (ЭЦН) с подачей от 40 до 700—1400 м³/сут. Напоры этих насосов достигают

гают 1800 м. Турбонасосы (турбина с подсоединенным лопастным насосом) рассчитаны на большие подачи 1500—7000 м³/сут. Струйные насосы предназначены для отборов от 40 до нескольких тысяч кубических метров в сутки. Напоры этих насосов доходят до 1000 м, но турбонасосы могут создавать и большие напоры.

Таким образом, эта группа насосов имеет большие верхние пределы подач (тысячи кубических метров в сутки).

Объемные бесштанговые насосы рассчитаны на меньшие подачи и более высокие напоры. Подача гидропоршневых насосов может меняться от нескольких до сотен кубических метров жидкости в сутки (до 800 м³/сут). У отдельных экземпляров она достигает 1200 м³/сут. Но такая подача не характерна для насосов этого типа. Напор, создаваемый гидропоршневым насосом, практически не ограничен (4000 м и более). Винтовые насосы (ЭВН) рассчитывались на подачу до 200—250 м³/сут при напорах 1000—1400 м. Гидроштанговые насосы имеют ограничения по этому параметру до 50—80 м³/сут. Их напор достигает 1500 м. У диафрагменных насосов из-за их конструктивных особенностей подача составляет лишь 10—20 м³/сут при напоре 1000 м.

Все эти насосы могут отбирать жидкость с малой и средней вязкостью ($3\text{--}10 \cdot 10^{-6}$ м/с). Однако с ее увеличением характеристика динамических насосов ухудшается.

У винтовых и гидропоршневых насосов с увеличением вязкости жидкости характеристика не ухудшается. Гидроштанговые насосы для отбора весьма вязких жидкостей должны иметь специальное исполнение, диафрагменные менее приспособлены для подачи весьма вязких жидкостей.

Все бесштанговые насосы изготавливают в специальном исполнении, предназначенном для отбора агрессивной жидкости с механическими примесями. Наиболее приспособлен к этим условиям диафрагменный насос, у которого только стенки приемной камеры, клапаны и резиновая диафрагма соприкасаются с перекачиваемой жидкостью. Все остальные движущиеся и взаимодействующие детали находятся в масляной ванне и не испытывают влияние перекачиваемой жидкости.

По климатическим условиям серийно выпускаемые и проектируемые насосы имеют исполнения для умеренного, холодного и тропического климатов.

Монтаж всех установок бесштанговых насосов наиболее прост, по сравнению со штанговыми насосами и оборудованием для газлифтной добычи нефти. Оборудование установок монтируется без устройства тяжелых фундаментов или громоздких укрытий.

Установки со скважинными электродвигателями имеют на поверхности оборудование без движущихся деталей масс. Это электротехнические станции управления, трансформаторы. У гидроприводных бесштанговых установок единственными узлами с движущимися деталями являются поверхностные приводные насосы. При использовании поршневых насосов эти узлы требуют соору-

жения фундамента, но менее тяжелого, чем для станков-качалок и компрессоров.

При выборе оборудования для эксплуатации скважин необходимо учитывать энергетическую характеристику установок. Наиболее экономичны с этой точки зрения объемные поршневые насосы с гидроприводом и скважинным распределением потока (гидропоршневые насосы). Эти установки могут иметь реальный практический к. п. д. около 0,4. У динамических насосов к. п. д. равен 0,3, у объемных — 0,3—0,35. Меньшие к. п. д. у струйных насосов, турбонасосов.

Подробный анализ установок при их выборе должен содержать тщательный расчет и оценку показателей, указанных выше, а также стоимость установок, их надежности.

§ 2. Скважинные центробежные электронасосы

Одним из видов современного оборудования, предназначенного для добычи нефти, являются скважинные центробежные насосы. Они должны обеспечивать эксплуатацию нефтяных скважин малого диаметра и большой глубины и длительную и безотказную работу в жидкостях, содержащих коррозионные элементы и механические примеси, преимущественно в виде песка. Температура откачиваемой жидкости в некоторых скважинах доходит до 120 °С.

Широкий диапазон параметров по подаче и напору, продолжительный межремонтный период работы и высокий коэффициент эксплуатации скважин, а также ряд других преимуществ позволили центробежным насосам занять ведущее место в механизированной добыче нефти. Значение их для увеличения общего объема добычи нефти будет неуклонно расти.

Установка скважинного центробежного электронасоса (рис. 9.1) состоит из насосного агрегата, кабельной линии, колонны насосно-компрессорных труб 1, оборудования устья скважины 11 и наземного оборудования.

Насосный агрегат, состоящий из многоступенчатого центробежного насоса 2 и электродвигателя 4 с гидрозащитой 3 и 5, спускается в скважину 8 на НКТ 1 под уровень жидкости. Питание электроэнергией погружного электродвигателя осуществляется по кабельной линии, которая крепится к НКТ металлическими поясами 7. На длине насоса и протектора кабель выполнен (в целях уменьшения габарита) плоским. Для защиты плоского кабеля от повреждения при спуске в скважину его защищают кожухами или специальными хомутами 6.

Оборудование устья скважины обеспечивает подвеску на фланце обсадной колонны НКТ с погружным агрегатом и кабелем, герметизацию труб и кабеля, а также отвод откачиваемой жидкости в выкидной трубопровод.

Наземное оборудование включает станцию управления (или комплектное устройство) 9 и трансформатор 10. Станция управ-

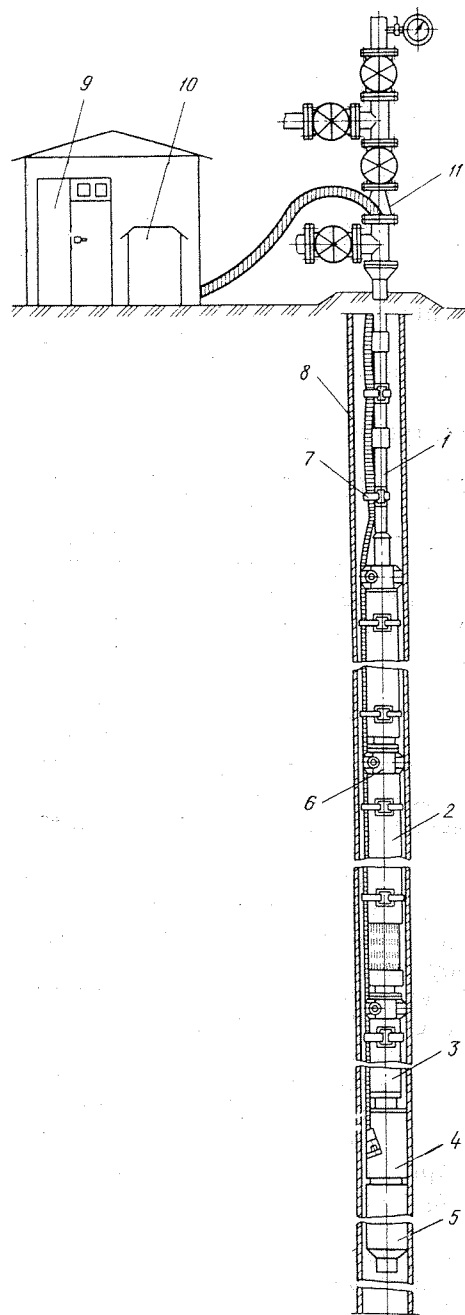


Рис. 9.1. Схема установки скважинного центробежного электронасоса

ления или комплектное устройство обеспечивает возможность как ручного, так и автоматического управления по заранее заданному графику работы в зависимости от режима работы скважины. На станции установлены приборы, регистрирующие работу электронасоса и предохраняющие установку от аварий при нарушении его нормальной работы, а также при неисправности кабельной линии.

Трансформатор предназначен для подачи необходимого напряжения на обмотки статора погружного электродвигателя с учетом падения напряжения в кабельной линии в зависимости от глубины спуска электронасоса.

Диаметры погружного агрегата, обусловленные размерами обсадных колонн скважин, очень невелики. Вместе с тем погружные насосы должны обеспечивать широкий диапазон подач (от 20 до 800 м³/сут для скважин с 146-мм обсадной колонной и от 100 до 2000 м³/сут для скважин с 168-мм колонной).

Условия эксплуатации скважинных центробежных насосов в нефтяных скважинах предъявляют весьма жесткие требования к конструкциям подобного рода машин. Все эти требования сводятся к следующему.

1. Насос должен быть высоконапорным, так как высота подъема жидкости из скважины может достигать 2000—3000 м.

2. Погружное оборудование, несмотря на малые габариты по диаметру, должно об-

ладать значительной мощностью, увеличение которой может осуществляться только за счет роста длины двигателя и насоса.

3. Погружной агрегат должен безотказно и длительно работать в среде с высокой температурой, содержанием песка, коррозионно-активными элементами, газом и т. д.

Общие требования надежности, предъявляемые к современным машинам, приобретают особо важное значение при эксплуатации скважин применительно к погружному оборудованию, так как каждый отказ связан со значительными затратами на текущий ремонт и потерями в добыче нефти.

Естественно, что для эксплуатации всех категорий скважин не может существовать одна установка, так как центробежный насос имеет ограниченную оптимальную область работы. В то же время для каждой конкретной скважины конструировать специальную установку невозможно. Поэтому для минимизации затрат конструирование, производство и эксплуатация погружных центробежных насосов должны осуществляться по единому параметрическому ряду.

При разработке параметрического ряда установок необходимо учитывать:

условия эксплуатации;
техничко-экономические показатели всех ее составных частей (погружного центробежного насоса, электродвигателя, кабеля и др.);

технический уровень лучших установок отечественного производства и зарубежных фирм;

необходимость широкой унификации деталей и узлов установок;

целесообразность выбора основных параметров установок согласно ряду предпочтительных чисел.

Разработке параметрического ряда должен предшествовать анализ существующего и перспективного фонда скважин с учетом диаметра обсадных колонн и толщины обсадных труб, существующих и перспективных отборов жидкости, глубины расположения динамического уровня.

Внутренний диаметр обсадной колонны ограничивает габариты погружного агрегата, а значит и его параметры, в частности максимальную подачу центробежного насоса и мощность погружного электродвигателя. Поэтому правильный выбор поперечных размеров имеет первостепенное значение и именно с него необходимо начинать разработку ряда параметров и конструкций установок ЭЦН.

На нефтяных промыслах наибольшее распространение нашли 146-мм обсадные трубы с внутренним диаметром 130 мм (толщина стенки $s \leq 8$ мм) и 168-мм с внутренним диаметром 148 мм ($s \leq 10$ мм). Однако встречаются обсадные трубы и с большей толщиной стенки. Кроме того, на промыслах имеются скважины с обсадными трубами диаметром 127 мм ($s \leq 8$ мм) и 140 мм ($s \leq 10$ мм).

Чтобы повысить эффективность использования внутреннего диаметра колонны, необходимо до минимума сократить зазор между ней и агрегатом. Минимально допустимый зазор, гарантирующий безаварийный спуск и подъем оборудования, может быть найден и обоснован при помощи большого числа экспериментов и результатов практики.

При этом необходимо учитывать также допустимые отклонения от номинальных размеров узлов погружного агрегата и самих труб. Практика показывает, что минимальный зазор может быть принят 6 мм. По внутреннему размеру обсадных колонн и принятому зазору выбирают габариты погружного агрегата.

Возможны три варианта расположения насоса, двигателя и токоподводящего плоского кабеля, определяющих габарит погружного агрегата (рис. 9.2). В первом случае (рис. 9.2, а) габарит погружного агрегата $A_{\max}$ равен диаметру двигателя D_d , а диаметр насоса D_n и размер плоского кабеля h_k вписываются в габарит двигателя. В этом случае можно получить большую мощность и иметь высокий к. п. д. электродвигателя. Однако максимальная подача будет уменьшена, так как подача центробежного насоса зависит от D_n^3 .

При третьем варианте (рис. 9.2, в) $D_n = D_d$, а габарит погружного агрегата определяется суммой размеров двигателя (или насоса), плоского кабеля и защитных устройств (защитных кожухов или ребер). Подача центробежного насоса при таком варианте расположения узлов агрегата будет максимальной, но мощность электродвигателя при этом уменьшится. В отечественной и мировой практике в основном применяют промежуточный вариант (рис. 9.2, б).

Окончательный выбор диаметров насоса и двигателя определяется наиболее выгодным соотношением к. п. д. насоса и двигателя при минимальных потерях энергии в кабеле и трубах.

В результате экономических расчетов были найдены наиболее целесообразные диаметры насосов и двигателей при максимальном использовании внутреннего габарита обсадных колонн.

Диаметр обсадной колонны, мм	127	146	168
Диаметр насоса, мм	88	103	114
Диаметр двигателя, мм	103	117	123
Максимальная мощность, кВт	90	125	250

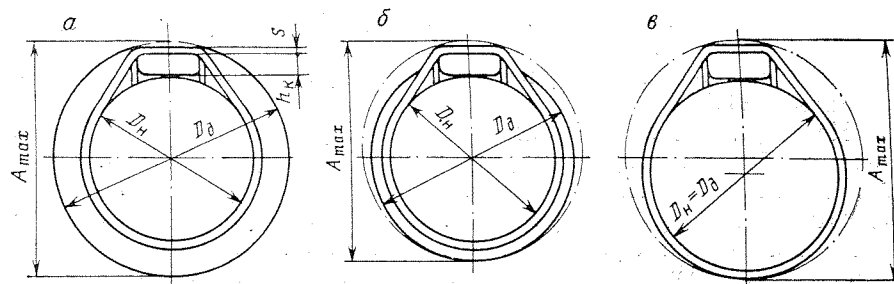


Рис. 9.2. Схема компоновки скважинного насосного агрегата

Найденные диаметры позволяют приступить к разработке параметрических рядов как насоса, так и двигателя.

Параметрический ряд любой машины строится по главному параметру, который наиболее полно определяет эксплуатационную характеристику данного оборудования. Для погружных центробежных насосов это его подача. Напор, мощность — взаимозависимые параметры и имеют ряд ограничений, что определяет области применения насосных установок.

В основу разработки параметров насосов положен параметрический ряд подач, выработанный в результате технико-экономического анализа вариантов с учетом потребности в насосах и анализа параметрических рядов отечественного производства и ведущих иностранных фирм. Для всех размеров скважин обычно принимается единый ряд подач.

Подача, м³/сут	40	63	100	160	250	360	500	700
Диаметр обсадной колонны, мм	127	127	127	127	127	146	146	168
			146	146	146	168	168	

Представленные ряды подач не обеспечивают максимально потребные отборы из скважин. Кроме того, при компоновке установок по общепринятой схеме (см. рис. 9.1) на больших подачах потери напора в подъемных трубах могут достигать значительных величин. Так, у насосов для скважин с колонной 146 мм при подаче 360 м³/сут потери напора в трубах составляют 10 %, а при подаче 500 м³/сут — 20 %.

Для расширения подач для параметрического ряда установок скважинных центробежных насосов можно предусматривать две схемы эксплуатации нефтяных скважин: трубную и беструбную (рис. 9.3). При беструбной эксплуатации жидкость на поверхность подается по обсадной колонне. Разделение всасывающей и нагнетающей частей насоса 3 осуществляется пакером 4. Установки погружных центробежных насосов для беструбной эксплуатации нефтяных скважин имеют ряд преимуществ: расширяют области максимальных подач центробежных насосов, повышают к. п. д. установок, обеспечивают повышение производительности труда при спуско-подъемных операциях в 10—15 раз, так как исключаются насосно-компрессорные трубы, а насос 3 и электродвигатель 2 спускаются на кабель-канате 1 с помощью лебедки, обеспечивая снижение металлоемкости установки.

Пакер устанавливается в нужном месте посредством шлипсов. Шлипсы воспринимают вес столба жидкости и передают его на обсадную колонну. При беструбной эксплуатации потери напора настолько малы, что их практически можно не учитывать. Беструбная эксплуатация обеспечивает увеличение максимальной подачи в 1,4 раза и снижение энергетических затрат в 1,2—1,6 раза. Однако установки для беструбной эксплуатации скважин имеют существенные ограничения: обсадная колонна подвергается воздействию высокого давления, развиваемого насосом; затрудняется борьба с отложениями парафина на стенках обсадных труб; при

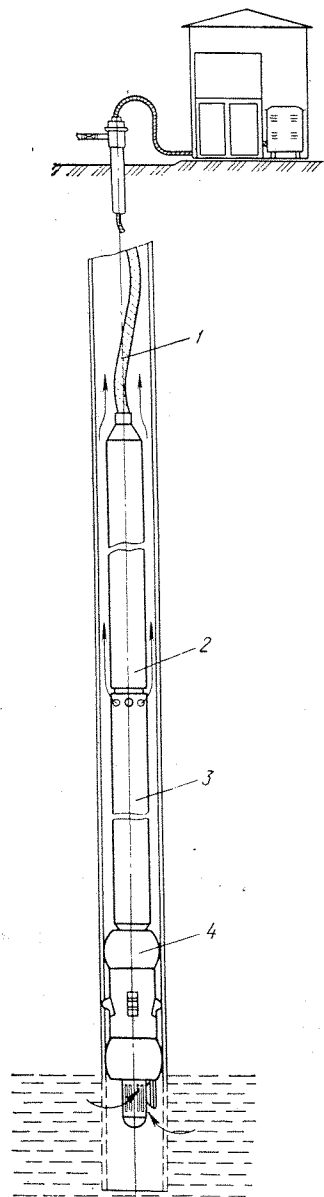


Рис. 9.3. Схема установки скважинного центробежного электронасоса для беструбной эксплуатации скважин

наличии коррозионных элементов в откачиваемой жидкости обсадные трубы подвержены интенсивной коррозии. На месторождениях, характеризующихся перечисленными осложнениями, беструбная эксплуатация скважин должна вестись с защитной колонной труб, спускаемой с пакером. Пространство между обсадной колонной и защитной колонной может быть заполнено инертной жидкостью.

При беструбной эксплуатации электроэнергия к двигателю 2, расположенному выше насоса, подводится с верхнего торца. Поэтому диаметр погружного агрегата определяется диаметром насоса или двигателя.

Распределение подач насосов с учетом двух схем эксплуатации приведено ниже.

Подача, м³/сут . . .	40	63	100	160	250	360
Диаметр, мм						
корпуса насоса . . .	88	88	88—103	88—103	88—103	103
			103	103	103	114
			114	114		
обсадной колонны	127	127	127	127	127	127
			146	146	146	146
			168	168	168	

Подача, м³/сут . . .	500	700	1000	1400	2000
Диаметр, мм					
корпуса насоса . . .	103	114	138	138	138
		114	138		
обсадной колонны	127	146	168	168	168
		146	168		
		168			

Для привода погружных центробежных насосов разработан параметрический ряд электродвигателей.

Мощность, кВт . . .	5,5	8	11	16	22	32
Диаметр						
корпуса электро-	103	103	103	103	103	103
двигателя, мм					117	117
					123	123

Мощность, кВт . . .	45	63	90	125	180	250
Диаметр						
корпуса электро-	103	103	103	117	123	123
двигателя, мм	117	117	117	123	130	130
	123	123	123	130		
	130	130	130	138		
	138	138	138			

Таблица 9.1. Основные параметры установок скважинных центробежных электронасосов

Установка	Группа установок	Подача, м³/сут	Номинальный напор насоса, м	Диаметр обсадной колонны, мм		Диаметр обсадной колонны, мм	Максимальная мощность электродвигателя, кВт
				внутренний	наружный		
УЭЦН-5-40 УЭЦН-5-63 УЭЦН-5-100 УЭЦН-5-160 УЭЦН-5-250 УЭЦНБ-5-250 УЭЦНБ-5-360 УЭЦНБ-5-500	5	40	400 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 2200 2400 2600 2800 3000	111	127	106	90
		63	500 750 1050 1300 1500 1800 2050 2300 2600 2800 3050				
		100	400 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 2200 2400 2600 2800 3000				
		160	250 350 500 600 700 850 1000 1100 1400 1880				
		250	200 300 350 400 500 550 600 700 800 1000				
		250	300 450 600 750 850 1050 1200 1350 1500				
		360	250 400 550 650 800			103	
УЭЦН-5А-40 УЭЦН-5А-63 УЭЦН-5А-100 УЭЦН-5А-160 УЭЦН-5А-250 УЭЦН-5А-360 УЭЦН-5А-500 УЭЦНБ-5А-360 УЭЦНБ-5А-500 УЭЦНБ-5А-700	5А	40	400 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 2200 2400 2600 2800 3000	130	146	124	125
		63	500 750 1050 1300 1500 1800 2050 2300 2600 2800 3050				
		100	400 700 1050 1450 1750 2100 2500 2800 3150				
		160	550 800 1100 1350 1600 1900 2200 2400				
		250	300 450 600 750 850 1050 1200 1350 1500 1650				
		360	250 400 550 650 800 1100				
		500	300 500 650 800 950				
		360	400 550 800 950 1150				
		500	300 450 600 750 850 1050 1200			117	
		700	300 400 500 600 700 800 900				

Установка	Группа установок	Подача, м³/сут	Номинальный напор насоса, м	Диаметр обсадной колонны, мм		Диаметральный габарит установки, мм	Максимальная мощность электродвигателя, кВт
				наружный	внутренний		
УЭЦН-6-40	6	40	1400 1600 1800 2000 2200 2400 2600 2800 3000	168	148	142,5	250
УЭЦН-6-63		63	1050 1300 1500 1800 2050 2300 2600 2800 3050				
УЭЦН-6-100		100	700 1050 1450 1750 2100 2500 2800 3150				
УЭЦН-6-160		160	450 800 1200 1650 2000 2400 2850 3200				
УЭЦН-6-250		250	350 600 900 1200 1500 1800 2150 2450 2700 3050				
УЭЦН-6-360		360	400 550 800 950 1150 1350 1600 1700 2250 2800				
УЭЦН-6-500		500	300 450 600 750 850 1000 1100 1300 1750				
УЭЦН-6-700		700	300 400 500 600 700 800 900 1200 1500				
УЭЦНБ-6-700		700	400 600 800 1100 1250 1500 1650				
УЭЦНБ-6-1000		1000	300 450 600 750 900 1050 1150				
УЭЦНБ-6-1400		1400	300 600 800				
УЭЦНБ-6-2000		2000	1500 300 450 600				

Параметрический ряд установок (табл. 9.1) содержит 19 типов насосов, удовлетворяющих современным и перспективным требованиям нефтяной промышленности.

Исходные данные для конструирования центробежного насоса. Конструирование погружного центробежного насоса, так же как и установки в целом, является многовариантной задачей. Многолетняя практика конструирования, производства и эксплуатации погружных центробежных насосов выработала основные рекомендации при создании новых конструкций. К ним относятся:

выбор и обоснование диаметра насоса, двигателя и размеров токоподводящего кабеля;

расчет корпуса насоса с учетом унификации и предельных давлений по параметрическому ряду;

ориентировочный расчет вала насоса;

расчет и конструирование рабочих органов (рабочего колеса и направляющего аппарата) насоса;

рассмотрение в процессе конструирования нескольких вариантов основных узлов насоса (осевые и радиальные упоры, узлы сочленения секций и др.) и выбор наилучшего из них на основе сопоставления конструктивной, технологической и эксплуатационной целесообразности;

придание технологичности разрабатываемой конструкции, последовательное проведение унификации и нормализации;

оценка всех элементов конструкции на долговечность и эксплуатационную надежность.

В зависимости от количества компонентов, содержащихся в жидкости, исполнение насосов делится на обычное, повышенной коррозионной стойкости и повышенной износостойкости.

Насосы обычного исполнения предназначены для откачки пластовой жидкости с содержанием механических примесей (с относительной твердостью частиц не более 5 по шкале Мооса) не более 0,05 г/л, попутной воды не более 99 %, свободного нефтяного газа на приеме насоса не более 25 % по объему. Водородный показатель попутной воды $pH=6 \div 8,5$. Содержание сероводорода $<0,01$ г/л.

Насосы повышенной коррозионной стойкости (ЭЦНК) используют для эксплуатации нефтяных скважин при аналогичных условиях, но допускают содержание механических примесей до 0,1 г/л, сероводорода до 1,25 г/л.

Насосы повышенной износостойкости (ЭЦНИ) по сравнению с насосами обычного исполнения допускают наличие в откачиваемой жидкости механических примесей до 0,5 г/л.

Расчет корпуса насоса. Корпусы погружных центробежных насосов выполняются в виде стальных труб с внутренней расточкой для центрирования направляющих аппаратов, радиальных опор и узлов сочленения при многосекционном исполнении насоса. Корпус имеет строго ограниченную кривизну и разностенность.

Отличием корпуса погружного насоса от труб, сосудов и резервуаров является взаимодействие с пакетом ступеней. Пакет ступеней (от 80 до 206 направляющих аппаратов и рабочих колес) размещается в корпусе и зажимается концевыми деталями с цилиндрической резьбой. Затяжка пакета ступеней в корпусе насоса должна быть такой, чтобы при работе насоса после перераспределения усилий направляющие аппараты не могли проворачиваться под действием реактивного момента струи жидкости или трения рабочих колес о направляющие аппараты. При недостаточной предварительной затяжке происходит раскрытие стыков верхних направляющих аппаратов, в результате чего аппараты начинают вращаться. Все это приводит к аварийному износу и выходу из строя всего насоса. Применительно к погружным центробежным насосам группы деталей можно разделить на две системы: система корпуса (аналогична системе болта в резьбовом соединении) и система направляющих аппаратов (стягиваемые детали). Из условия нераскрытия стыка предварительная затяжка пакета направляющих аппаратов должна быть:

$$T > \frac{\lambda_k}{\lambda_k + \lambda_{на}} P_n, \quad (9.1)$$

где λ_k — коэффициент податливости деталей системы корпуса; $\lambda_{на}$ — коэффициент податливости деталей системы направляющих аппаратов; P_n — гидравлическая нагрузка от давления, развиваемого насосом.

$$\lambda_k = l_k / (E_k F_k); \quad \lambda_{на} = l_{на} / (E_{на} F_{на}).$$

Здесь $F_k, F_{на}$ — площади поперечных сечений корпуса и направляющих аппаратов; $l_k, l_{на}$ — их длины; $E_k, E_{на}$ — модуль упругости материала этих деталей.

Неравенство (9.1) не позволяет найти величину предварительной затяжки, так как при приложении гидравлической нагрузки у верхних направляющих аппаратов абсолютное напряжение уменьшается, а у нижних — увеличивается. В связи с этим необходимо выяснить, к какой системе принадлежит данная деталь. Для определения усилия предварительной затяжки пакета ступеней и усилий, действующих на корпус насоса, используют метод спаянного стыка. Гидравлическая нагрузка прикладывается к стыкам направляющих аппаратов в виде сосредоточенных сил $P_{ст} = P_1 = P_2 = P_3 \dots$ (рис. 9.4).

Нижняя часть направляющих аппаратов под действием внешней гидравлической нагрузки подвергается дополнительному сжатию. Сечением по стыкам направляющих аппаратов ($i, i+1$) выделим две группы деталей: детали системы корпуса (корпус и направляющие аппараты от 1 до i), подверженные при работе насоса увеличивающейся нагрузке, и детали системы, направляющие аппараты (от $i+1$ до n), у которых при работе нагрузка уменьшается. На стыках действует усилие θ , которое можно найти, приравняв относительное перемещение стыковых поверхностей в системе корпуса Δl_k и в системе направляющих аппаратов $\Delta l_{на}$. Де-

формацию деталей от 1 до i и корпуса от действия гидравлической нагрузки и усилия θ определяют последовательным сложением отдельных сил:

$$\begin{aligned} \Delta l'_k = & -\theta \sum_{v=1}^{i-1} \lambda_v + P_i \sum_{v=1}^{i-1} \lambda_v + P_{i-1} \sum_{v=1}^{i-2} \lambda_v + \dots + \\ & + P_2 \lambda_1 + \lambda_k \sum_{v=1}^i P_{ст} - \theta \lambda_k = -\theta \lambda_k - \theta \sum_{v=1}^{i-1} \lambda_v + \\ & + \sum_{v=1}^i P_{ст} \sum_{v=0}^i \lambda_v + \sum_{v=1}^i P_{ст} \lambda_k. \end{aligned} \quad (9.2)$$

Для деталей от $i+1$ до n

$$\Delta l''_{на} = -\theta \sum_{v=i+1}^n \lambda_v - \sum_{v=i+1}^n P_{ст} \sum_{v=1}^n \lambda_v. \quad (9.3)$$

Деформация деталей системы направляющих аппаратов от действия только усилия θ

$$\Delta l_{на} = \theta \lambda_{на}. \quad (9.4)$$

Из условия равновесия вытекает $\Delta l'_k + \Delta l''_{на} = \Delta l_{на}$, что позволяет найти

$$\theta = \frac{\sum_{v=1}^n P_{ст} \left(\lambda_k + \sum_{v=1}^{i-1} \lambda_v \right) - \sum_{v=i+1}^n P_{ст} \sum_{v=i}^n \lambda_v}{\lambda_k + \sum_{v=1}^n \lambda_v}. \quad (9.5)$$

Дополнительное усилие на корпус

$$P_v = \sum_{v=1}^n P_{ст} - \theta,$$

или

$$P_v = \frac{\sum_{v=1}^n P_{ст} \left(\lambda_k + \sum_{v=1}^n \lambda_v \right) - \sum_{v=1}^n P_{ст} \left(\lambda_k + \sum_{v=1}^{i-1} \lambda_v \right) + \sum_{v=i+1}^n P_{ст} \lambda_k}{\lambda_k + \sum_{v=1}^n \lambda_v}. \quad (9.6)$$

После преобразования

$$P_v = \frac{\sum_{v=1}^n P_{ст} \sum_{v=i}^n \lambda_v}{\lambda_k + \sum_{v=1}^n \lambda_v}. \quad (9.7)$$

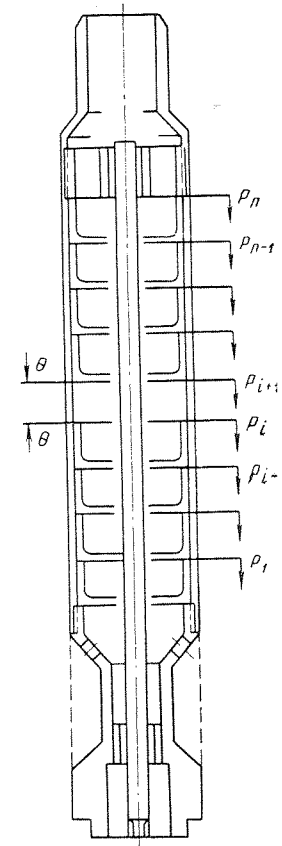


Рис. 9.4. Расчетная схема корпуса насоса

Принимая длину корпуса насоса равной суммарной длине всех направляющих аппаратов и заменяя коэффициент податливости $\lambda = l/(EF)$, выражение (9.7) можно переписать в виде

$$P_v = \int_0^l \frac{P(x) \frac{x}{E_{\text{на}} F_{\text{на}}} dx}{\frac{l}{E_{\text{к}} F_{\text{к}}} + \frac{l}{E_{\text{на}} F_{\text{на}}}}, \quad (9.8)$$

где $P(x)$ — интенсивность внешней нагрузки, приходящейся на единицу длины насоса. Поскольку в скважинных насосах $P(x) = \text{const} = P_{\text{ст}}$, а $P_{\text{ст}} l = P_{\text{н}}$, то окончательно

$$P_v = P_{\text{н}} \frac{\lambda_{\text{на}}}{2(\lambda_{\text{к}} + \lambda_{\text{на}})}, \quad (9.9)$$

или

$$P_v = \frac{P_{\text{н}} E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{2(E_{\text{к}} F_{\text{к}} + E_{\text{на}} F_{\text{на}})}. \quad (9.10)$$

Из (9.10) видно, что только верхняя половина направляющих аппаратов относится к системе направляющих аппаратов, а нижняя — к системе корпуса, т. е. у нижних аппаратов под действием гидравлической нагрузки после затяжки продолжает увеличиваться деформация сжатия, а у верхних — уменьшается.

Усилие предварительной затяжки пакета ступеней в насосе из (9.1) можно представить в следующем виде:

$$T = k \left[1 - \frac{E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{2(E_{\text{к}} F_{\text{к}} + E_{\text{на}} F_{\text{на}})} \right] P_{\text{н}}, \quad (9.11)$$

где k — коэффициент плотности стыка.

Полная нагрузка, действующая на корпус, складывается из усилия предварительной затяжки и дополнительного усилия, возникающего при работе насоса:

$$Q = T + P_v, \quad (9.12)$$

или

$$Q = \left\{ k \left[1 - \frac{E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{2(E_{\text{к}} F_{\text{к}} + E_{\text{на}} F_{\text{на}})} \right] + \frac{E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{2(E_{\text{к}} F_{\text{к}} + E_{\text{на}} F_{\text{на}})} \right\} P_{\text{н}}. \quad (9.13)$$

Направляющие аппараты изготавливают из чугуна, для которого характерна нестабильность модуля упругости. Он снижается с ростом абсолютных напряжений и может быть принят постоянным только для сравнительно малого диапазона напряжений. Кроме того на модуль упругости чугуна влияют размер и форма графитовых включений в структуре. Поэтому для чугунов можно говорить лишь об условном модуле упругости, который необходимо определять в каждом конкретном случае. Испытания образцов из специального чугуна, применяющегося для направляющих

аппаратов, показали, что условный модуль упругости $E_{\text{на}} = 1,45 \cdot 10^5$ МПа.

При затяжке пакета ступеней в корпусе возникают отрицательные (сжатие) тангенциальные напряжения, которые зависят от осевых напряжений. В то же время при работе насоса по мере увеличения напора от нуля до максимального тангенциальные напряжения в корпусе изменяются по линейному закону, переходя от сжатия к растяжению (рис. 9.5). Зависимость тангенциальных напряжений от давления, развиваемого насосом, и величины предварительной затяжки ступеней можно выразить следующей формулой:

$$\sigma_t = \frac{D_{\text{вн}} p}{2S} - \mu \frac{T}{F_{\text{к}}}, \quad (9.14)$$

где μ — коэффициент Пуассона, для стали 45 $\mu = 0,28$; p — давление насоса; $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр насоса; S — толщина стенки корпуса.

Корпусы погружных центробежных насосов изготавливают из трубных заготовок точением или из холоднотянутых калиброванных труб повышенной точности длиной 2100, 3600 и 5000 мм.

Исходя из выявленных зависимостей нагрузок и напряжений, корпуса насосов параметрического ряда рассчитывают в такой последовательности (для корпуса верхней секции):

1. Выбирают исходные данные для корпуса (наружный и внутренний диаметры).

2. Определяют предварительную затяжку пакета ступеней с учетом коэффициента запаса плотности верхнего стыка:

$$T = \pi k \rho g H r_{\text{вн}}^2 \left[1 - \frac{E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{2(E_{\text{к}} F_{\text{к}} + E_{\text{на}} F_{\text{на}})} \right],$$

где k — коэффициент запаса плотности стыка (целесообразно принимать $k = 1,4$); ρ — плотность воды; H — максимальный напор секций насоса с длиной корпуса 5000 мм; $F_{\text{к}}$, $F_{\text{на}}$ — площади поперечного сечения корпуса и направляющих аппаратов; $E_{\text{к}}$, $E_{\text{на}}$ — модули упругости материалов корпуса и направляющих аппаратов; $r_{\text{вн}}$ — внутренний радиус расточки корпуса.

3. Находят общее усилие, действующее вдоль оси корпуса насоса:

$$Q = T + \frac{\pi \rho g H r_{\text{вн}}^2 E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{2(E_{\text{к}} F_{\text{к}} + E_{\text{на}} F_{\text{на}})} + \pi \rho g H_{\text{max}} r_{\text{вн}}^2 + G,$$

где G — масса погружного агрегата до верхней секции; H_{max} — максимальный напор насоса. $H_{\text{max}} = 3500$ м.

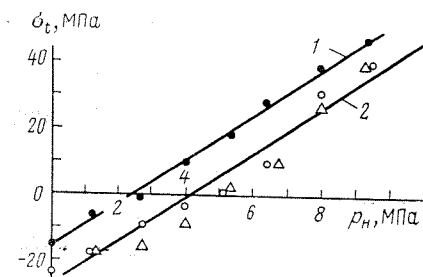


Рис. 9.5. Зависимость тангенциальных напряжений в корпусе от момента предварительной затяжки ступеней и давления насоса: 1 — $H = 0,9$ кН·м; 2 — $1,15$ кН·м

4. Вычисляют осевое напряжение в опасных сечениях корпуса

$$\sigma_z = Q/F'_k,$$

где F'_k — площадь ослабленного сечения корпуса по наружному диаметру резьбы.

5. Определяют тангенциальное напряжение в опасных сечениях корпуса

$$\sigma_t = \frac{\rho g H_{\max} r_{\text{вн}}}{S} - \mu \frac{T}{F'_k},$$

где S — толщина корпуса в опасном сечении.

6. Вычисляют эквивалентное напряжение по энергетической теории:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_t^2 - \sigma_z \sigma_t} \leq \sigma_T.$$

Для стали 45 предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа.

В результате расчетов при коэффициенте запаса прочности $n = \sigma_T / \sigma_{\text{экв}} = 1,25$ определяют размеры (в мм) корпусов для насосов параметрического ряда:

$D_{\text{нар}}$	...	88	103	114	138
$D_{\text{вн}}$	...	76	90	100	120

Расчет вала насоса. Размеры вала, так же как и толщина стенки корпуса насоса, существенным образом влияют на основные параметры и эффективность рабочих ступеней и насосов в целом. Увеличение диаметров входных размеров рабочих органов при неизменном диаметре корпуса (за счет сокращения длины лопасти рабочего колеса) приводит к снижению к. п. д. насоса. Так, в результате исследований, проведенных в ОКБ по бештанговым насосам, установлено, что увеличение диаметра вала на 8—10 % снижает к. п. д. рабочих органов на 4—6 %.

При работе погружного центробежного насоса вал подвергается воздействию крутящего момента, осевой сжимающей нагрузки при осевых опорах, расположенных снизу, а также поперечных сил при потере устойчивости вала под действием центробежных сил. В местах сочленения насоса с гидрозащитой и секций насоса возможно возникновение радиальных усилий из-за некомпенсируемой несоосности валов.

В специальной литературе, посвященной центробежным машинам, расчеты на прочность рассматриваются применительно к машинам, устанавливаемым на поверхности. Для поверхностных центробежных насосов размеры валов и их опор не имеют такого принципиального значения, как для погружных. В связи с этим расчеты на прочность валов рекомендуют производить по допускаемым напряжениям с большими запасами, исходя из максимального крутящего момента при установившейся работе. Так, В. Ф. Рис для расчета вала центробежного компрессора рекомен-

дует принимать допускаемые напряжения на кручение $[\tau] = 50$ МПа, К. Пфлейдерер для валов центробежных насосов — $[\tau] = 21$ МПа. При подобных рекомендациях диаметр вала погружного центробежного насоса при максимальных параметрах составит 40—50 % от диаметра рабочего колеса.

Вместе с тем при запуске насоса у вала создаются весьма опасные динамические нагрузки, которые превосходят установившиеся при работе насоса. Поэтому расчет вала насоса на прочность следует проводить по наибольшим кратковременным нагрузкам.

Исходными данными для определения динамической нагрузки при пуске насоса являются механические характеристики двигателя и насоса.

В общем случае процесс пуска погружного центробежного насоса можно разделить на два характерных периода:

период движения ротора двигателя в пределах упругой деформации длинного вала насоса до мгновения, когда момент у вала сравняется по величине с моментом трения ротора насоса, и период ускоренного движения роторов двигателя и насоса. Момент двигателя для периода разгона — величина переменная. Для асинхронного двигателя он выражается приближенной формулой

$$M_d = \frac{2M_0}{\frac{t}{t_0} + \frac{t_0}{t}}, \quad (9.15)$$

где M_0 — опрокидывающий (максимальный) момент двигателя; t_0 — скольжение, при котором происходит опрокидывание двигателя; t — переменное скольжение.

Скольжение двигателя определяется из зависимости

$$\omega = \omega_c (1 - t), \quad (9.16)$$

где ω_c — угловая скорость вращающегося магнитного поля статора.

Момент сопротивления насоса имеет квадратичную зависимость от угловой скорости.

При совместном рассмотрении механической характеристики двигателя и момента сопротивления насоса можно допустить, что при пуске $M_d - M_n = \text{const}$. При таком допущении рассмотрим пуск погружного центробежного насоса с учетом упругих свойств вала насоса.

Систему двигатель — насос представим в виде двух тел, имеющих упругую связь (рис. 9.6).

При составлении уравнения движения использован метод Лагранжа. За обобщенные координаты выбраны угловые перемещения маховиков φ_d и φ_n , отсчитываемые от начала второго периода пуска насоса.

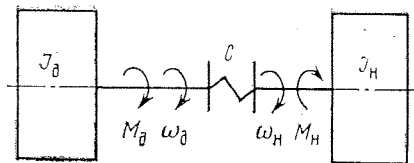


Рис. 9.6. Приведенная схема двигателя-насос

Уравнение движения системы двигатель — насос имеет вид

$$\left. \begin{aligned} J_d \frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} + C(\varphi_d - \varphi_n) &= M_d - M_n; \\ J_n \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} - C(\varphi_d - \varphi_n) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (9.17)$$

где J_d — приведенный к валу момент инерции массы ротора двигателя; J_n — приведенный к валу момент инерции вращающихся масс насоса; M_d — вращающий момент на валу двигателя; M_n — момент сопротивления на валу насоса; C — жесткость вала насоса.

После несложных преобразований получают

$$J_d J_n \left(\frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} - \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} \right) + C(J_n + J_d)(\varphi_d - \varphi_n) = (M_d - M_n) J_n.$$

Вводят новую переменную — угол закручивания $\alpha = \varphi_d - \varphi_n$ и преобразуют (9.17)

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \frac{C(J_n + J_d)\alpha}{J_d J_n} = \frac{M_d - M_n}{J_d}, \quad (9.18)$$

или

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \beta^2 \alpha = \frac{\Delta M}{J_d}, \quad (9.19)$$

где $\beta = \sqrt{\frac{C(J_n + J_d)}{J_d J_n}}$ — угловая частота колебания.

Отсюда общее решение уравнения (9.19)

$$\alpha = A \sin \beta t + B \cos \beta t + \frac{\Delta M J_n}{C(J_n + J_d)}. \quad (9.20)$$

Произвольные постоянные A и B определяются по начальным условиям.

По этим условиям в начале второго периода пуска при $t=0$,

$$\alpha = 0, \quad \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\varphi_d}{dt} - \frac{d\varphi_n}{dt} = \omega_\tau.$$

При подстановке в (9.20) получают

$$B = -\frac{\Delta M}{C(I_n + I_d)}; \quad A = \omega_\tau / \beta.$$

Окончательное решение уравнения

$$\alpha = \frac{\omega_\tau}{\beta} \sin \beta t + \frac{\Delta M I_n}{C(J_n + J_d)} (1 - \cos \beta t). \quad (9.21)$$

Из приведенного решения видно, что в процессе пуска погружного центробежного насоса при постоянной разности движущих сил и

сил сопротивления у вала насоса возникают колебания с угловой частотой β .

Исследование уравнения (9.21) на максимум позволяет определить максимальный крутящий момент на валу

$$M_{в\max} = \Sigma M_\tau + \frac{(M_d - M_n) J_n}{J_n J_d} + \frac{\frac{2\Sigma M_\tau M_d}{M_d - M_n} + \frac{(M_d - M_n) J_n}{J_n + J_d}}{\sqrt{1 + \frac{2\Sigma M_\tau M_d (J_n + J_d)}{(M_d - M_n) J_n}}}. \quad (9.22)$$

Из приведенного выражения видно, что при пуске насоса у вала возникают дополнительные динамические усилия. Первый член уравнения представляет момент трения насоса, второй — момент, затрачиваемый на разгон массы ротора насоса, а третий — момент сил упругости под действием постоянного избыточного момента.

Для определения максимального момента на валу насоса необходимо располагать данными о суммарном моменте трения и моменте сопротивления насоса. Суммарный момент трения насоса складывается из момента трения в ступицах и опорных шайбах рабочих колес, в подшипниках скольжения и в опорных пятах:

$$\Sigma M_\tau = M_{\tau\text{ст}z} + M_{\text{подш}} + M_{\text{пят}}, \quad (9.23)$$

где z — число рабочих колес в насосе.

Момент трения в ступицах рабочих колес зависит от ряда факторов: состояния поверхностей трения, наличия смазки и рода смазки, наличия технологических отклонений при изготовлении. На основании серии экспериментов установлены величины моментов трения в ступицах и текстолитовых опорных шайбах для 100 рабочих колес (табл. 9.2).

При наличии резиновых шайб у рабочих колес момент трения увеличивается на 2—4 Н·м для 100 ступеней (меньшая величина относится к меньшим размерам шайб).

Таблица 9.2. Моменты трения у рабочих колес

Ступень	Средний диаметр шайб, мм	Диаметр ступицы, мм	Момент трения, Н·м	Ступень	Средний диаметр шайб, мм	Диаметр ступицы, мм	Момент трения, Н·м
ЭЦН-5-80	39,5	21	1—2	ЭЦН-6-250	52,5	28	3—4
ЭЦН-5-130	44,5	22	3—4	ЭЦН-6-350	60,5	28	4—5
ЭЦН-5-200	48,5	21	5—6	ЭЦН-6-700	71,0	28	6—7
ЭЦН-6-160	44,5	24	2—3				

Изменение моментов трения в подшипниках определяют по графикам (рис. 9.7), а в пятах скольжения — по формуле

$$M_{\text{пят}} = (P_{\text{в}} + P_{\text{рк}}) R f, \quad (9.24)$$

где $P_{\text{в}}$ — вес вала насоса или секции; $P_{\text{рк}}$ — вес рабочих колес насоса или секции; R — приведенный радиус пята; f — коэффициент трения пята.

Момент сопротивления насоса рассчитывают по выражению

$$M = (M_{\text{нн}} - \Sigma M_{\text{т}}) \left(\frac{n}{n_{\text{н}}} \right)^2 + \Sigma M_{\text{т}}, \quad (9.25)$$

где $M_{\text{нн}}$ — момент на валу насоса при номинальном числе оборотов на режиме закрытой или открытой задвижки; n , $n_{\text{н}}$ — переменная и номинальная частота вращения в минуту.

Поскольку скважинные электродвигатели характеризуются наличием минимума в механической характеристике при малых угловых скоростях, то не всегда выдерживается допущение о постоянной разности избыточного момента. В период пуска избыточный момент $M_{\text{д}} - M_{\text{н}}$ затрачивается на ускоренное движение ротора двигателя и ротора насоса. На ускорение собственно ротора насоса расходуется лишь доля избыточного момента, определяемая соотношением моментов инерции:

$$M_{\text{дин н}} = (M_{\text{д}} - M_{\text{н}}) \frac{J_{\text{н}}}{J_{\text{н}} + J_{\text{д}}}. \quad (9.26)$$

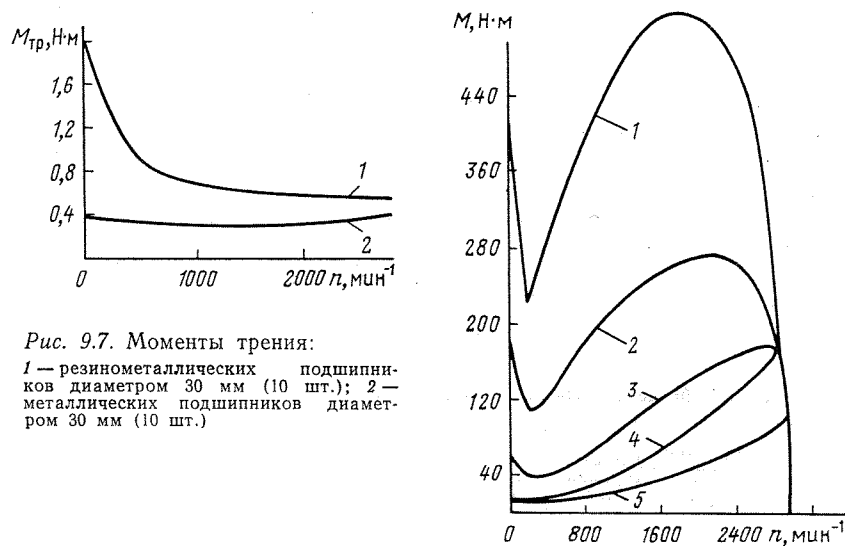


Рис. 9.7. Моменты трения:

1 — резинометаллических подшипников диаметром 30 мм (10 шт.); 2 — металлических подшипников диаметром 30 мм (10 шт.)

Рис. 9.8. Максимальные моменты на валу насоса ЭЦН-250-1050 при пуске:

1 — момент двигателя; 2 — момент на валу насоса с бронзовыми рабочими колесами; 3 — момент на валу насоса с пластмассовыми рабочими колесами; 4 — момент сопротивления насоса на режиме открытой задвижки; 5 — момент сопротивления насоса на режиме закрытой задвижки

Следовательно, на вал насоса при пуске в каждое мгновение действует момент

$$M_{\text{в}} = M_{\text{н}} + (M_{\text{д}} - M_{\text{н}}) \frac{J_{\text{н}}}{J_{\text{н}} + J_{\text{д}}}. \quad (9.27)$$

Уравнение (9.27) решается методом численного интегрирования с использованием механической характеристики комплектного электродвигателя и расчетного момента сопротивления проектируемого насоса (рис. 9.8). В табл. 9.3 приведены значения моментов, действующих на валу насосов при установившейся работе и при пуске. Из таблицы видно, что динамические нагрузки возникающие у вала насоса при пуске, в 1,4—1,7 раза превышают установившиеся, в связи с чем расчет вала необходимо производить по динамическим нагрузкам.

Валы погружных центробежных насосов изготавливают из прутков со специальной отделкой поверхности. В качестве материалов для прутков используют коррозионностойкую высокопрочную сталь 03X14H7B ($\sigma_{\text{в}}=930$ МПа, $\sigma_{\text{т}}=785$ МПа) и сплав Н65Д29ЮТ-ИЩ (k -монель; $\sigma_{\text{в}}=980$ МПа, $\sigma_{\text{т}}=880$ МПа). Заготовки для валов (прутки) выпускаются диаметром 17, 20, 22, 25 и 30 мм.

Для передачи крутящего момента на рабочие колеса насоса используют шпоночное соединение. На валу фрезеруют обшук шпоночную канавку, в которую закладывают чистотянутые прутки квадратной шпонки из латуни. У рабочих колес изготавливают шпоночный паз. Размеры шпонок выбирают из расчета на смятие по боковым граням шпонки под действием окружного усилия, передаваемого рабочему колесу:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{окр}}}{(h-t)l} = \frac{2M_{\text{рк}}}{D(h-t)l}, \quad (9.28)$$

где h — высота шпонки; t — глубина паза на валу; l — длина посадочной части рабочего колеса; $M_{\text{рк}}$ — максимальный момент рабочего колеса; D — диаметр вала.

Валы центробежного насоса с погружным электродвигателем и секции между собой соединяют посредством шлицев. Современ-

Таблица 9.3. Установившиеся и динамические моменты у вала насосов

Насос	$\Sigma M_{\text{т}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{в ст}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{в дин}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$k = \frac{M_{\text{в дин}}}{M_{\text{в ст}}}$
ЭЦН-5-200-800	15,2	163	271,4	1,67
ЭЦН-6-160-1450	10,3	220	312,3	1,42
ЭЦН-6-350-850	11,5	237	333,8	1,41
ЭЦН-6-500-750	15,5	347	561,5	1,62

Примечание: $M_{\text{в дин}}$, $M_{\text{в ст}}$ — моменты на валу насоса динамический и статический соответственно.

ные методы изготовления обеспечивают высокую точность и взаимозаменяемость шлицевых деталей. В погружных центробежных насосах применяют прямоугольное шлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру, так как предъявляются повышенные требования к точности сопряжения валов насоса и привода.

Максимальные касательные напряжения при кручении рассчитывают для нижнего шлицевого конца вала:

$$\tau = M_{\text{в max}}/W, \quad (9.29)$$

где W — момент сопротивления шлицевого конца вала.

§ 3. Расчет и проектирование ступеней скважинных центробежных насосов*

В серийных насосах используют ступени с наружными диаметрами 80, 90, 100 мм [14].

Коэффициенты быстроходности ступеней $n_s = 90—300$; в перспективе намечается расширение диапазона значений этого показателя до 500.

В соответствии с общепринятой в насосостроении классификацией ступени ЭЦН по коэффициенту быстроходности можно разделить на центробежные нормальные — с низким и средним коэффициентом быстроходности $n_s = 90—150$, центробежные быстроходные с $n_s = 160—270$ и диагональные с $n_s \geq 300$. Они различаются формой проточной части, соотношением геометрических размеров, формой графических характеристик ступеней (рис. 9.9).

Каждая СН (ступень нефтяная), как любая ступень лопастного насоса, состоит из рабочего колеса и направляющего аппарата.

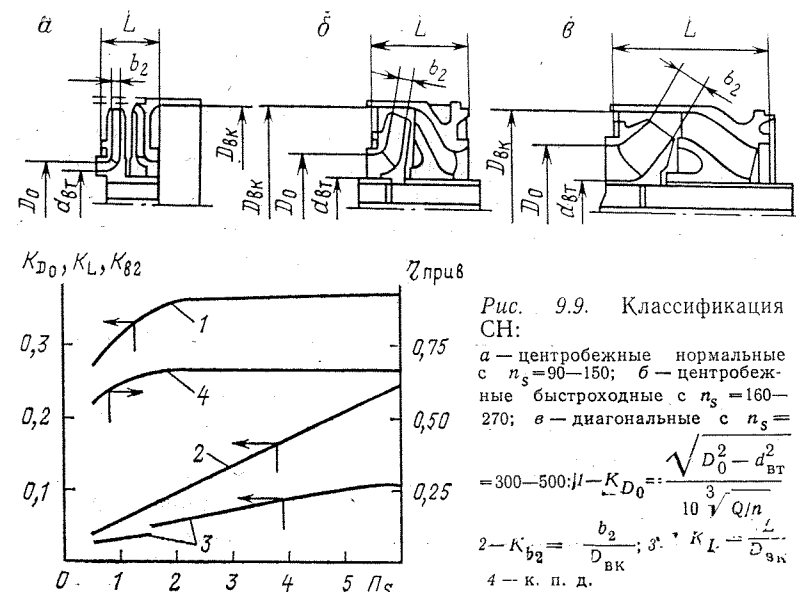
Ступени, используемые в ЭЦН, имеют определенные конструктивные особенности по сравнению с другими центробежными ступенями.

1. В оригинальной конструкции СН с гидродинамической схемой, не имеющей аналогов, предусмотрены осерадиальные лопаточные отводы, что позволяет получить максимально возможный напор ступени при относительно малых диаметральных габаритах насоса. Наружный диаметр рабочего колеса СН максимально увеличен в пределах возможного габарита. Отношение его среднего наружного диаметра к наибольшему размеру проточной части $D_{2\text{ср}}/D_{\text{вк}} = 0,95—0,8$.

Экран на выходе из рабочего колеса определенным образом влияет на структуру потока в каналах рабочего колеса, направляющего аппарата и на характеристику ступени в целом.

Своеобразная гидродинамическая схема СН обуславливает более резкое снижение осевой силы, действующей на рабочее колесо, при увеличении подачи. Режим нулевой осевой силы соответствуют значениям относительной подачи $1,2 \leq \bar{Q} \leq 1,45$ ($\bar{Q} = Q/Q_{\text{опт}}$).

* Раздел написан Ш. Р. Агеевым.



2. Количество ступеней в ЭЦН исчисляется сотнями. Для возможности сборки такого количества ступеней в ЭЦН и разгрузки вала от большой осевой силы применяют плавающее рабочее колесо, которое на валу насоса в осевом направлении не фиксируется и удерживается от проворота призматической шпонкой.

3. Относительные размеры входной воронки рабочего колеса СН существенно меньше, чем у поверхностных насосов, так как размеры их входной воронки выбираются из условия минимума суммарных гидравлических потерь в рабочем колесе и потерь трения в его индивидуальной пите.

4. По полезной гидравлической мощности СН относятся к микро- и мелким насосам. Из-за невозможности соблюдения геометрического подобия по толщине лопаток, относительной шероховатости невыполнимо создание скважинных насосов пересчетом поверхностных. Течение в каналах СН происходит вне зоны автомодельности, поэтому характеристики СН сильно зависят от вязкости; существенно влияние на характеристики технологических отклонений размеров и форм проточной части.

5. Каналы направляющего аппарата являются относительно короткими, сильно изогнутыми из-за абсолютно малых размеров и относительно больших диаметров валов СН. Лопаточная решетка аппарата является гидродинамически прозрачной. СН характеризуется входной циркуляцией скорости потока жидкости на режимах рекомендуемого диапазона подач.

Оригинальная гидродинамическая схема и конструкция СН обуславливают особенности рабочего процесса и расчета по сравнению со ступенями насосов общего назначения.

В настоящее время при проектировании СН применяют два метода расчета: метод аналогов и конструктивно-аналитический метод.

Метод аналогов основывается на использовании ступени-аналога с высокими технико-экономическими показателями, известными конструкцией и энергетическими параметрами (характеристиками) и заключается в пересчете размеров и параметров ступени-аналога на габариты и частоту вращения проектируемой ступени по законам подобия и с учетом влияния нарушения геометрического подобия, необходимого для выполнения требований технического задания. К ним относятся отклонения от подобия размеров лопаток, относительной шероховатости поверхностей проточных каналов, выходной ширины каналов наружного выходного диаметра, выходного угла лопастей рабочего колеса.

При использовании конструктивно-аналитического метода геометрические размеры меридианного сечения ступени определяют на основе статистических зависимостей конструктивных коэффициентов от критерия подобия, а угловые размеры лопаток рассчитывают по струйной теории и по экспериментально полученным зависимостям.

В конструктивно-аналитическом методе как энергетические параметры ступени, так и конструктивные коэффициенты заданы в функции от критерия подобия

$$\Pi = \frac{Q_{\text{опт}} \cdot 10^3}{n D^3}, \quad (9.30)$$

где $Q_{\text{опт}}$ — подача на оптимальном режиме ступени; D — характерный линейный размер, в качестве которого принят наибольший диаметр проточной полости ступени $D_{\text{вк}}$; n — частота вращения вала, мин^{-1} .

Выбор этого критерия подобия, а не обычно применяемого в насосостроении коэффициента быстроходности n_s , обусловлен тем, что при проектировании ступени погружного насоса наряду с подачей и частотой вращения задают диаметральный габарит ступени, при неизвестном ее напоре.

Гидравлические качества ступеней ЭЦН оценивают обычно коэффициентом полезного действия и напорностью — напором на единицу монтажной высоты ступени (рис. 9.10). Эти параметры приведены к частоте вращения 2820 мин^{-1} и максимальному диаметру проточной полости ступени $D_{\text{вк}} = 94 \text{ мм}$ применяемых насосов с наружным диаметром 114 мм :

$$\left(\frac{H}{L}\right)_{\text{пр}} = \frac{H}{L} \frac{94}{D_{\text{вк}}} \left(\frac{2820}{n}\right)^2; \quad (9.31)$$

$$\eta_{\text{пр}} = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{n}{2820}\right)^{0,15} \left(\frac{D_{\text{вк}}}{94}\right)^{0,25}. \quad (9.32)$$

В методике принято, что для насосов типа ЭЦН ступень разрабатывается в расчете на воду с последующим пересчетом

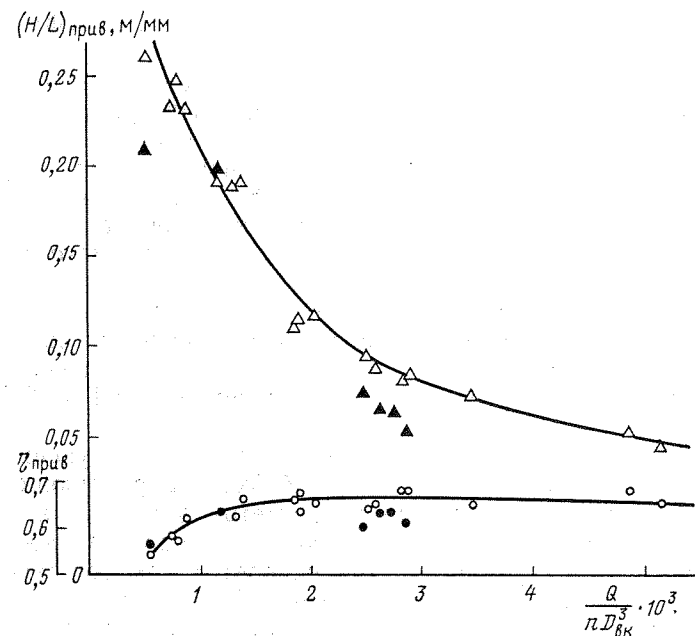


Рис. 9.10. Напорность и к. п. д. ступеней насосов (светлые обозначения для отечественных насосов, затемненные — для зарубежных)

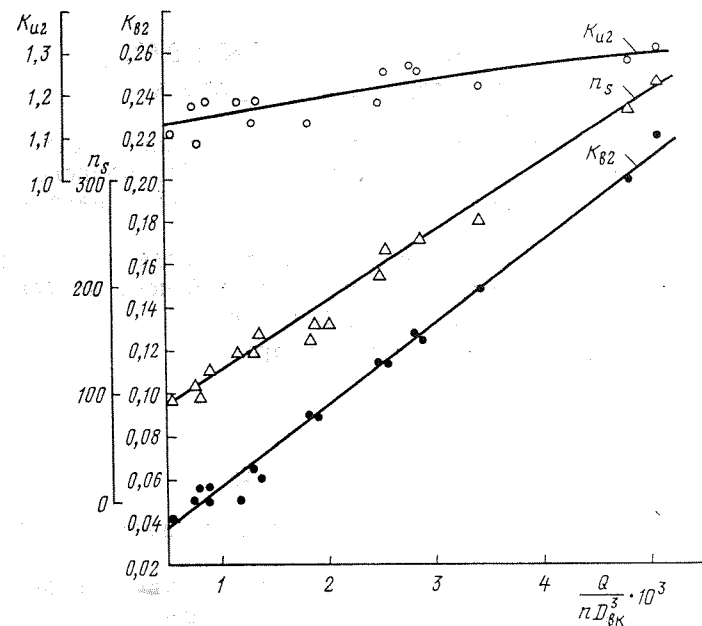


Рис. 9.11. Зависимость коэффициентов $K_{в2}$, $K_{и2}$ и коэффициента быстроходности от параметра Π

Таблица 9.4. Конструктивные коэффициенты (рис. 9.12)

Наименование	Обозначение
Коэффициент эквивалентного диаметра входа	$K_{D_0} = \frac{D_{0 \text{ экв}}}{10^3 \sqrt[3]{Q/n}} = \frac{\sqrt{D_0^2 - d_{\text{вт}}^2}}{10^3 \sqrt[3]{Q/n}}$
Коэффициент, определяющий минимальный диаметр входных кромок лопастей рабочего колеса	$K_{D_1 \text{ min}} = \frac{D_{1 \text{ min}}}{D_{1 \text{ max}}}$
Коэффициент, определяющий наружный диаметр верхнего диска рабочего колеса	$K_{D_2 \text{ min}} = \frac{\sqrt{D_{\text{вк}}^2 - D_{2 \text{ min}}^2}}{D_{2 \text{ max}}}$
Коэффициент, определяющий ширину канала колеса на выходе	$K_{b_2} = \frac{b_2}{D_{2 \text{ max}}}$
Коэффициент, определяющий ширину канала колеса на входе	$K_{b_1} = \frac{b_1}{D_{2 \text{ max}}}$
Угол наклона средней линии канала рабочего колеса	$\delta_{\text{ср}}$
Коэффициент, определяющий диаметр диафрагмы направляющего аппарата	$K_{D_{\text{д}}} = \frac{\sqrt{D_{\text{вк}}^2 - D_{\text{д}}^2}}{D_{2 \text{ max}}}$
Коэффициент, определяющий ширину канала направляющего аппарата	$K_{b_3} = \frac{b_3}{D_{2 \text{ max}}}$
Коэффициент, определяющий высоту средней линии лопатки направляющего аппарата	$K_l = \frac{l}{D_{2 \text{ max}}}$
Коэффициент, определяющий монтажную высоту ступени	$K_L = \frac{L}{D_{2 \text{ max}}}$

ступени будет получен при большей подаче, однако параметры ступени на расчетном режиме будут более высокими, чем при уменьшении размеров b_2 , b_3 ниже указанного предела.

Монтажную высоту ступени L определяют ориентировочно.

4. Наибольший и наименьший диаметры (мм) входной кромки рабочего колеса

$$D_{1 \text{ max}} = D_0 + (2 + 3) \quad (9.39)$$

и

$$D_{1 \text{ min}} = K_{D_1 \text{ min}} D_{1 \text{ max}} \quad (9.40)$$

Для ступеней с критерием подобия $\Pi \leq 0,85$ принимают выходную кромку параллельной оси:

$$D_{2 \text{ max}} = D_{2 \text{ min}} \quad (9.41)$$

По полученным размерам строят меридианное сечение ступени.

Верхняя стенка канала колеса ступеней с критерием подобия $\Pi \leq 1,5$, образованная ведущим диском, перпендикулярна к оси ступени. У колес ступеней с $\Pi > 1,5$ предусматривают наклон верхней стенки канала колеса и плоскости, перпендикулярной к оси.

Меридианное сечение рабочих колес строят так, чтобы боковые очертания состояли из отрезков прямых и дуг круга. Внутренняя поверхность ведомого (нижнего) диска колеса сопрягается радиусом, равным $(0,07 \div 0,1) D_{0 \text{ экв}}$. Радиус сопряжения ведущего диска подбирают таким, чтобы между обоими дисками на пересечении средней линии канала с входной кромкой лопастей вписывалась окружность диаметром b_1 , чтобы обеспечить входную высоту канала колеса, равную b_1 .

Ширина меридианного сечения от b_1 до b_2 должна изменяться плавно.

Для выравнивания скоростей потока перед входом в лопаточную решетку внутренней поверхности входного участка ведомого диска до радиуса сопряжения придается коническая форма с углом наклона к оси $15 \div 30^\circ$.

По известным размерам $D_{2 \text{ max}}$, $D_{2 \text{ min}}$, $D_{1 \text{ max}}$, $D_{1 \text{ min}}$ определяют положение выходных и входных кромок.

При профилировании лопасти колеса положение входной кромки уточняют.

Построение меридианного сечения каналов направляющего аппарата ступеней с критерием подобия $\Pi \leq 1,5$ и $\Pi > 1,5$ также несколько отличается.

Стенки канала аппарата ступеней $\Pi \leq 1,5$ выполняются перпендикулярными к оси с высотой канала b_3 . Меридианное сечение строят по вычисленным значениям $D_{\text{вк}}$, $D_{\text{д}}$, b_3 , L с учетом рекомендаций (рис. 9.13). Вход в канал и выход из него оформляются радиусами.

Канал направляющего аппарата ступеней с $\Pi > 1,5$ наклонен к оси. Меридианное сечение строят по значениям $D_{\text{вк}}$, $D_{\text{д}}$, L , l . Изменение сечения от входа до выхода должно быть монотонным. Начальный участок меридианного сечения канала (до 20 % длины канала) может иметь постоянную ширину. Выходной участок канала выполняют таким образом, чтобы придать входящему в колесо потоку осевое направление.

Расчет и профилирование лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата СН осуществляют по общепринятой в насосостроении методике, которую дополняют в соответствии с особенностями конструкции СН.

В ступенях низкого и среднего критерия подобия ($\Pi \leq 1,5$) целесообразно использовать цилиндрические лопатки (ЦЛ), образующая которых параллельна оси вращения. Наиболее трудоемкие процессы изготовления рабочего органа с цилиндрической лопаткой литьем из чугуна по песчаным стержням поддаются автоматизации, что существенно при массовом производстве.

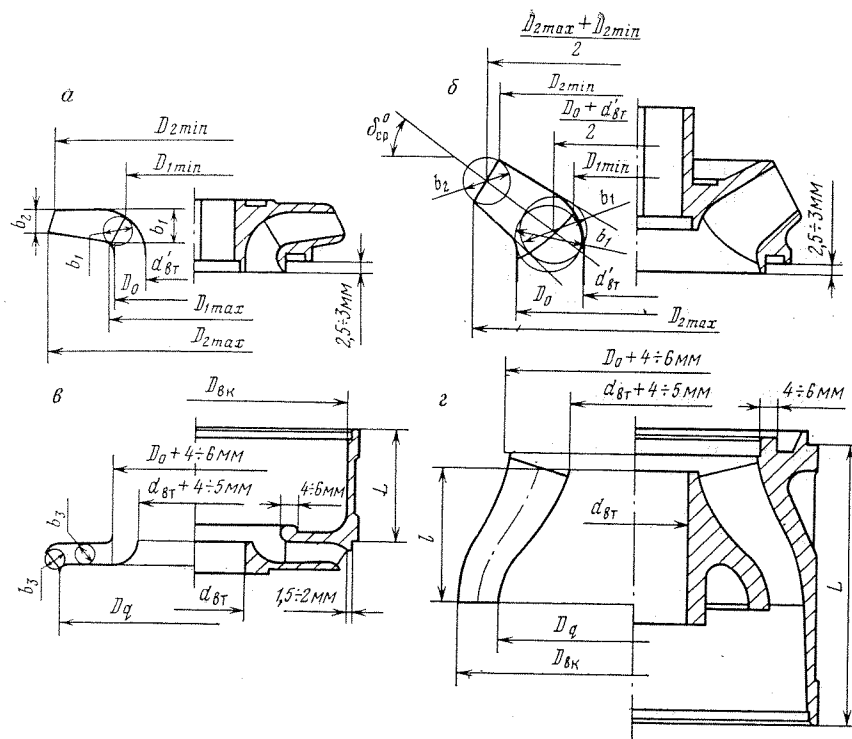


Рис. 9.13. Меридианные сечения рабочих колес и направляющих аппаратов: а — рабочее колесо с $P \leq 0,85$; б — рабочее колесо с $P < 1,5$; в — направляющий аппарат с $P \leq 1,5$; г — направляющий аппарат с $P > 1,5$

Известно, что рабочие органы высокоэффективных ступеней с высоким критерием подобия по гидравлическому расчету должны иметь такие значения входных и выходных углов лопаток, которые выполняются лопатками двойной кривизны. Однако массовое производство рабочих органов с лопатками двойной кривизны и с такими малыми диаметрными габаритами, какие имеют СН, невозможно. Поэтому производится замена лопаток двойной кривизны наклонно-цилиндрическими (НЦЛ), т. е. лопатками с цилиндрической поверхностью, направление образующей которых выбирается в пространстве таким, чтобы отступление ее от конфигурации исходных лопаток двойной кривизны были минимальными. Это техническое решение позволило повысить к.п.д. ступеней ЭЦН с высоким критерием подобия по сравнению со ступенями с ЦЛ, а также более чем в 1,5 раза расширить область применения ЭЦН по подаче при тех же диаметральных габаритах.

Изготовление рабочих органов с НЦЛ более трудоемко по сравнению с рабочими органами с ЦЛ.

В табл. 9.5 приводятся оптимальное число лопастей рабочего

Таблица 9.5. Оптимальное число лопастей рабочего колеса и рекомендуемые выходные углы лопасти

$\frac{Q_{\text{опт}} 10^3}{n D_{\text{вк}}^3}$	Рекомендуемые значения β_2 при		Оптимальное число лопастей $z_{\text{р.к}}$
	$D_{\text{вк}} = 70 + 95 \text{ мм}$	$D_{\text{вк}} = 104 + 120 \text{ мм}$	
$\leq 0,8$	30—35	30—35	7—8
0,8—1,2	35—40	30—35	7—8
1,2—5	38—42	30—35	6—7

колеса и рекомендуемые выходные углы лопасти рабочего колеса по средней струйке.

Профили лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов вблизи входа и выхода утоняют. Толщину лопаток определяют в соответствии с технологическими особенностями изготовления рабочих органов. При традиционной технологии литья из чугуна рекомендуют выбирать минимальную концевую толщину, равную 1,4—1,6 мм; для насосов малых габаритов выбирают меньшие значения.

Для рабочих органов ступеней с критерием подобия $P \leq 1,5$ расчет углов лопаток ведут по двум линиям тока, одна из которых расположена на ведущем, а другая — на ведомом диске. Для рабочих органов ступеней с $P > 1,5$ углы лопаток определяют для каждой расчетной струйки, число которых должно быть не менее трех.

Порядок расчета входного угла $\beta_{1\text{л}}$ колеса для определенной струйки при выбранном положении входной кромки лопасти следующий.

1. Определяют окружную скорость

$$u_1 = \pi D_1 n / 60. \quad (9.42)$$

2. Строят нормальные сечения меридианного сечения канала.

3. Находят меридианную составляющую скорости потока без учета стеснения лопастями

$$c_{m1} = Q/F = Q/(2\pi R_{\text{ц}} l_n), \quad (9.43)$$

где $R_{\text{ц}}$, l_n — центр тяжести и длина нормали соответственно.

4. Определяют окружную составляющую скорости

$$c_{u1} = \frac{c_{m1}}{\tan(\beta_{\text{вл}} - \sigma_{\text{от}})} \frac{r_5}{r_1}, \quad (9.44)$$

где $c_{m1} = Q/F_5$ — меридианная составляющая скорости на среднем радиусе r_5 выходной кромки направляющего аппарата; $\beta_{\text{вл}}$ — выходной угол лопатки направляющего аппарата на радиусе r_5 ; $\sigma_{\text{от}}$ — усредненный угол отставания потока на выходе направляющего аппарата, который в первом приближении может быть определен по зависимости

$$\sigma_{\text{от}} = 230 \bar{x}_i^2 \sqrt{i} - 68,5 \left(\frac{\theta}{100} \right)^2 - 19,4. \quad (9.45)$$

Здесь $\bar{x}_f$, $\bar{t}$, θ — параметры прямой решетки, полученной при отображении радиальной решетки направляющего аппарата; $\bar{x}_f = x_f/b$ — относительное положение максимального прогиба профиля; $\bar{t} = t/b$ — относительный шаг решетки; θ — угол изгиба профиля; b — хорда профиля (рис. 9.14).

Зависимость применима для направляющих аппаратов с параболической формой средней линии профиля лопаток при отображении на прямую решетку и значениях $\bar{x}_f = 0,45—0,65$ и $\theta = 45^\circ—75^\circ$.

5. Строят треугольник скорости на входе.

6. Находят входной угол потока

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{m1}}{u_1 - c_{u1}}. \quad (9.46)$$

7. Определяют входной угол лопасти $\beta_{1л} = \beta_1 + \delta$, где δ — угол атаки.

8. Вычисляют приближенное значение коэффициента стеснения потока лопастями

$$\psi_1 = 1 - \frac{\sigma_1}{t_1}, \quad (9.47)$$

где $\sigma_1 = S_1/\sin \beta_{1л}$ — толщина лопасти, измеренная вдоль окружности радиуса r_1 ; $t_1 = 2\pi r_1/z_{рк}$ — шаг лопасти; S_1 — выбранная толщина лопасти на входе.

9. Определяют меридианную составляющую скорости с учетом стеснения

$$c'_{m1} = c_{m1}/\psi_1. \quad (9.48)$$

10. Находят угол потока β_1' с учетом стеснения лопастями

$$\operatorname{tg} \beta_1' = \operatorname{tg} \beta_1/\psi_1. \quad (9.49)$$

11. Вычисляют угол атаки $\delta' = \beta_{1л} - \beta_1'$, который рекомендуют принимать равным $3—8^\circ$.

Расчет с изменением угла лопасти $\beta_{1л}$ повторяют до тех пор, пока не будут получены рекомендуемые углы атаки.

Порядок расчета входного угла $\beta_{4л}$ лопаток аппарата для определенной струйки при выбранном положении входной кромки лопатки следующий:

1. Определяют максимальную меридианную составляющую скорости на входе аппарата без учета стесне-

ния, которая имеет место на максимальном диаметре входной кромки $D_{4\max}$,

$$c_{m\max} = \frac{Q}{\pi D_{4\max} b_4 \left(0,322 + 0,129 \frac{D_d}{D_{4\max}} \right)}, \quad (9.50)$$

где b_4 — ширина входа в направляющий аппарат.

2. Находят меридианную составляющую скорости на вход аппарата с учетом стеснения

$$c_m = c_{m\max} \left[1 - \left(\frac{b}{b_4} \right)^{1,5} \right] \frac{1}{\psi_4}, \quad (9.51)$$

где b — расстояние вдоль входной кромки аппарата от точки диаметром $D_{4\max}$; ψ_4 — коэффициент стеснения лопатками, определяемый аналогично коэффициенту стеснения на входе колеса

3. Рассчитывают окружную составляющую скорости потока

$$c_{из} = \frac{u_2 D_{2cp}}{D_4} \left(1 - \kappa - \frac{c_{m2}}{u_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}} \right). \quad (9.52)$$

где u_2 — окружная скорость на среднем выходном диаметре рабочего колеса D_{2cp} ; $c_{m2} = Q/\pi D_{2cp} b_2 \psi_2$ — меридианная составляющая скорости потока на выходе колеса; κ — коэффициент, учитывающий снижение теоретического напора из-за конечного числа лопастей и определяемый по приближенной формуле Стодола-Майзеля

$$\kappa = \pi \sin \beta_{2л}/z_{рк}. \quad (9.53)$$

4. Вычисляют угол потока на входе аппарата

$$\beta_4 = \arctg \frac{c_{m4}}{c_{u4}}. \quad (9.54)$$

Угол атаки на входе в лопаточную решетку направляющего аппарата рекомендуют принимать $2—8^\circ$.

После проведения расчета и выбора углов лопаток можно приступить к профилированию лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата.

Профилирование рабочего колеса и направляющего аппарата. При построении цилиндрической лопатки рабочего органа с входными кромками, наклонными к осевой линии, достаточно построить два профиля, являющихся следами пересечения лопатки с боковыми поверхностями каналов. При этом сначала находят более длинный профиль, затем второй строят на базе первого, с учетом изменения входного угла средней линии этого профиля и технологических требований.

Профилирование цилиндрических лопаток целесообразно вести с помощью метода «искаженных треугольников». Телесную лопатку рабочего колеса выполняют в форме крылового профиля. Наибольшую толщину профиля лопасти следует предусмотреть

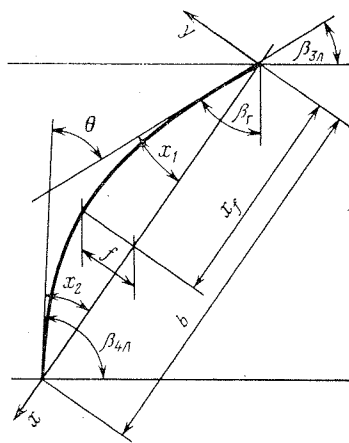


Рис. 9.14. Средняя линия профиля лопатки направляющего аппарата при отображении на прямую решетку

на расстоянии 30—40 % длины хорды профиля от его входной кромки.

Угол охвата лопасти по средней струйке принимают равным 50—60°. При уменьшении выходного угла $\beta_{2л}$ этот параметр для колеса увеличивают до 80°. Угол охвата средней струйки лопатки направляющего аппарата должен быть равен 35—40°, в некоторых ступенях он может возрасти до 45—50°.

Отношение длины выходного участка средней струйки лопатки направляющего аппарата с постоянным углом лопатки к полной ее длине должно быть не менее 0,1.

Среднюю линию тока и меридианное сечение канала направляющего аппарата увязывают таким образом, чтобы обеспечить необходимый характер изменения площади сечения канала аппарата, который задается в виде эквивалентного прямоосного канала с круглыми сечениями, равновеликими соответствующим сечениям канала аппарата, и с длиной, равной выпрямленной средней линии этого канала.

Входной участок эквивалентного канала должен представлять собой диффузор с углом раскрытия, равным 4—7°.

Отношение диаметра на выходе диффузора к диаметру на входе должно быть равно 1,2—1,35. Далее может следовать участок диффузора с другим углом раскрытия или участок постоянного сечения. В конце такого приведенного канала желательно иметь конфузор с углом 2—4°. По всей его длине канал должен быть плавным.

Для получения такого канала в направляющем аппарате с цилиндрическими лопатками ступеней число лопаток необходимо выбрать в интервале 8—12. Если для обеспечения необходимой формы приведенного диффузора канал аппарата оказывается коротким, то лопатки аппарата могут быть продлены до его втулки.

При проектировании рабочих колес и направляющих аппаратов с НЦЛ сначала проводят расчет и профилирование лопаток двойной кривизны, затем подбирают направление образующих НЦЛ и определяют профиль лопаток.

Профилируют лопатки двойной кривизны методом конформного отображения поверхности тока на цилиндрическую поверхность, развертываемую на плоскости. Конформность отображения обеспечивает равенство углов лопатки на истинной поверхности тока и поверхности отображения.

Замена лопаток двойной кривизны наклонно-цилиндрическими должна обеспечить наименьшие отклонения от поверхности лопаток двойной кривизны.

Путем проб определяют такое направление образующей НЦЛ, при котором в проекции на плоскость N , перпендикулярную к плановой проекции и проходящую через ось колеса, будем иметь минимальные отклонения сечений НЦЛ плоскостями, параллельными плоскости N , от соответствующих сечений лопасти двойной кривизны (рис. 9.15, а).

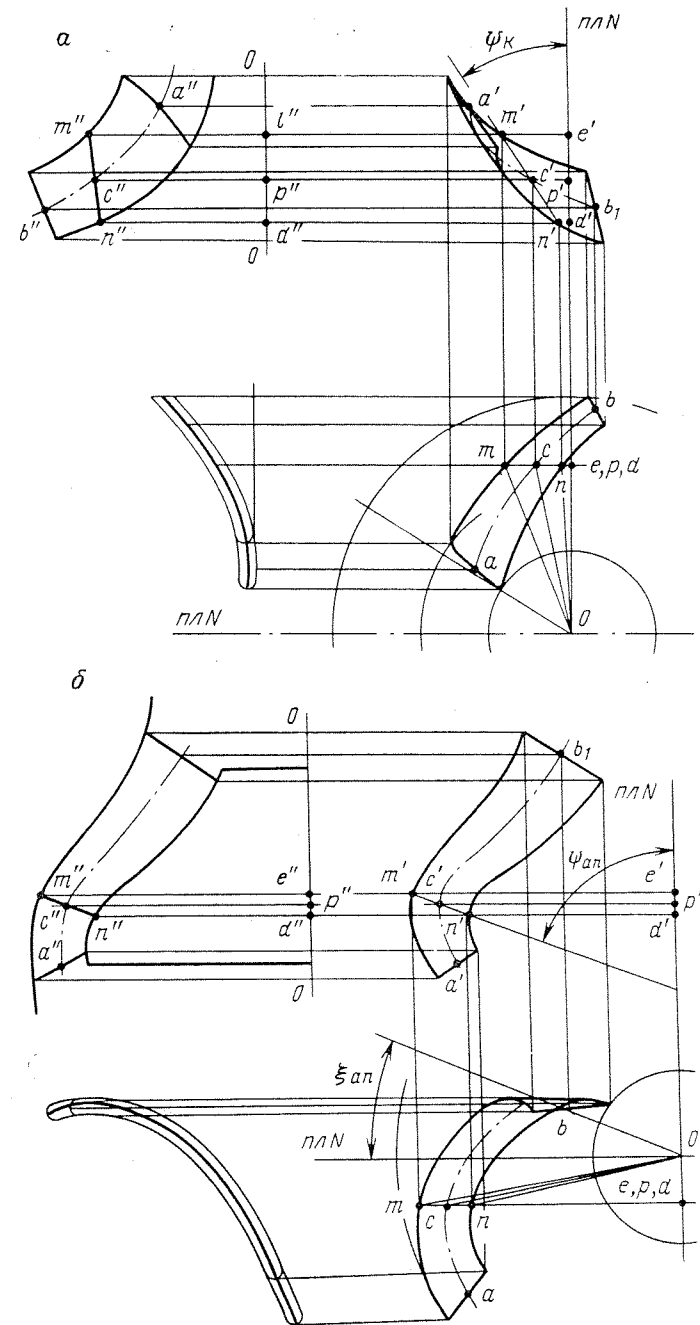


Рис. 9.15. Принцип профилирования НЦЛ:
а — рабочего колеса; б — направляющего аппарата

Средняя струйка лопасти двойной кривизны при замене ее НЦЛ остается без изменения; незначительно меняется конфигурация лопасти по крайним струйкам. Наклон образующей к оси колеса определяют по проекции лопасти на плоскости N (угол ψ_k) и по плановой проекции.

Каждая точка пересечения образующей с дисками колеса должна соответствовать условиям

$$m''e'' = om; \quad m'e' = me; \quad n'd'' = on; \quad n'd' = nd; \quad c''p'' = oc; \quad c'p' = cp.$$

Замену лопасти двойной кривизны направляющего аппарата проводят аналогично замене лопасти рабочего колеса (рис. 9.15, б).

Средние струйки обеих форм лопаток остаются без изменения. Точки пересечения образующих со стенками канала определяются соотношениями

$$m''e'' = om; \quad m'e' = me; \quad n'd'' = on; \quad n'd' = nd; \quad c''p'' = oc; \quad c'p' = cp.$$

Угол наклона образующей НЦЛ в плоскости N к оси обычно принимается $55-75^\circ$, угол в плане между центральной образующей и средней точкой выходной кромки $\zeta_{ан} = 10-23^\circ$.

Таким образом, в результате расчета и проектирования определяют геометрию, напор и к.п.д. оптимального режима ступени.

Расчет характеристик ступени. Рабочий диапазон подач ступени СН определяется ориентировочно как $0,7 \leq Q/Q_{опт} \leq 1,2$. Форма напорной и к.п.д.-характеристик СН отличается от формы соответствующих характеристик ступеней известных конструкций из-за повышенной напорности СН, наличия в них потерь в пяте и практически отсутствия объемных потерь.

Безразмерная напорная характеристика СН в рабочем диапазоне подач может быть определена по зависимости (табл. 9.6)

$$\bar{H} = A\Phi_1 + B\Phi_2, \quad (9.55)$$

где $\bar{H} = H/H_{опт}$ — относительный текущий напор ступени;

$$A = 1,0247951 - 0,88283Q + 1,8735044\bar{Q}^2 - 1,0601043\bar{Q}^3;$$

$$B = a + b\bar{Q} + c\bar{Q}^2 + d\bar{Q}^3; \quad \Phi_1 = 1 - \Phi_2.$$

Здесь $Q = Q/Q_{опт}$ — относительная текущая подача ступени.

По безразмерной напорной характеристике и известному напору $H_{опт}$ находят характеристику напор — подача ступени в рабочем диапазоне подач.

К.п.д.-характеристику в рабочем диапазоне подач приближенно определяют по зависимости

$$\eta = \eta_{max} \left[1 - k_\eta \left(1 - \frac{Q}{Q_{опт}} \right)^2 \right], \quad (9.56)$$

где η_{max} — максимальный к.п.д. ступени; k_η — коэффициент, определяемый в зависимости от диаметра и относительной подачи.

Наружный диаметр насоса, мм	92	103	114
k_η			
при $Q \leq 1$	1,52	1,36	1,52
при $Q \geq 1$	3,68	2,24	2,24

Таблица 9.6. Значения коэффициентов для уравнений (9.55)

Наружный диаметр насоса, мм	Диапазон подач, м³/сут	a	b	c	d	Φ_1
92	$\leq 133,6257$	1,164399	0,351644	-0,2614841	-0,2775659	$\frac{Q_{опт}}{133,6257}$
103	$\geq 133,6257$ Для всего применяемого диапазона	1,164399 1,243564	0,351644 0,2809433	-0,2614841 -0,379727	-0,2775659 -0,1597979	1 1
114	Для всего применяемого диапазона	1,247996	0,2728846	-0,4197512	-0,1238274	1

Энергетические параметры и характеристики ступени, определенные расчетом, являются приближенными. Достоверные характеристики ступени можно найти экспериментальным путем.

§ 4. Осевые опоры насоса

В погружных центробежных насосах для добычи нефти применяются плавающие рабочие колеса, которые свободно перемещаются на валу и шпонке в осевом направлении в пределах зазора между двумя направляющими аппаратами. При работе насоса рабочее колесо опирается на опорный бурт направляющего аппарата, в результате чего осевые усилия от рабочих колес передаются на направляющие аппараты и на корпус насоса. На вал насоса действует осевое усилие

$$A_v = \rho g H F_v, \quad (9.57)$$

где H — напор насоса; F_v — площадь поперечного сечения вала.

При работе насоса в скважинах из-за наличия в пластовой жидкости коррозионно-активных элементов и механических примесей происходит прихват рабочих колес. В этом случае осевая сила, действующая на рабочие колеса, передается на вал насоса и воспринимается осевыми опорами насоса. Сумма осевых сил может достигать значительной величины и определять срок службы насоса. Поэтому при конструировании осевых опор рабочих колес и вала насоса необходимо знать осевые силы.

Обычные методы расчета осевого усилия, действующего на рабочее колесо центробежных насосов, основаны на ряде допущений для насосов, которые не имеют геометрического подобия с рабочими органами погружных насосов для добычи нефти. Кроме того, эти методы позволяют определить осевые нагрузки

действующие на рабочее колесо, только для расчетного оптимального режима, т. е. только для одной точки напорной характеристики насоса. В связи с этим, для определения осевых сил, как правило, рекомендуется проводить экспериментальные исследования (рис. 9.16). Используя критерии подобия (удельную осевую силу $A/(\rho n^2 D_2^4)$ и удельную подачу $Q/(n D_2^3)$, получили зависимость удельной осевой силы от удельной подачи:

для ступени ЭЦН-6-160 при $n_s=110$, $D_2=88$ мм

$$\left(\frac{10A}{\rho n^2 D_2^4}\right)^2 = 2 - 0,75 \left(\frac{Q}{n D_2^3}\right)^2, \quad (9.58)$$

для ступени ЭЦН-6-250 при $n_s=140$, $D_2=89$ мм

$$\left(\frac{10A}{\rho n^2 D_2^4}\right)^2 = 6,25 - 1,55 \left(\frac{Q}{n D_2^3}\right)^2, \quad (9.59)$$

для ступени ЭЦН-6-350 при $n_s=170$, $D_2=87,6$ мм

$$\left(\frac{10A}{\rho n^2 D_2^4}\right)^2 = 2,48 - 0,345 \left(\frac{Q}{n D_2^3}\right)^2, \quad (9.60)$$

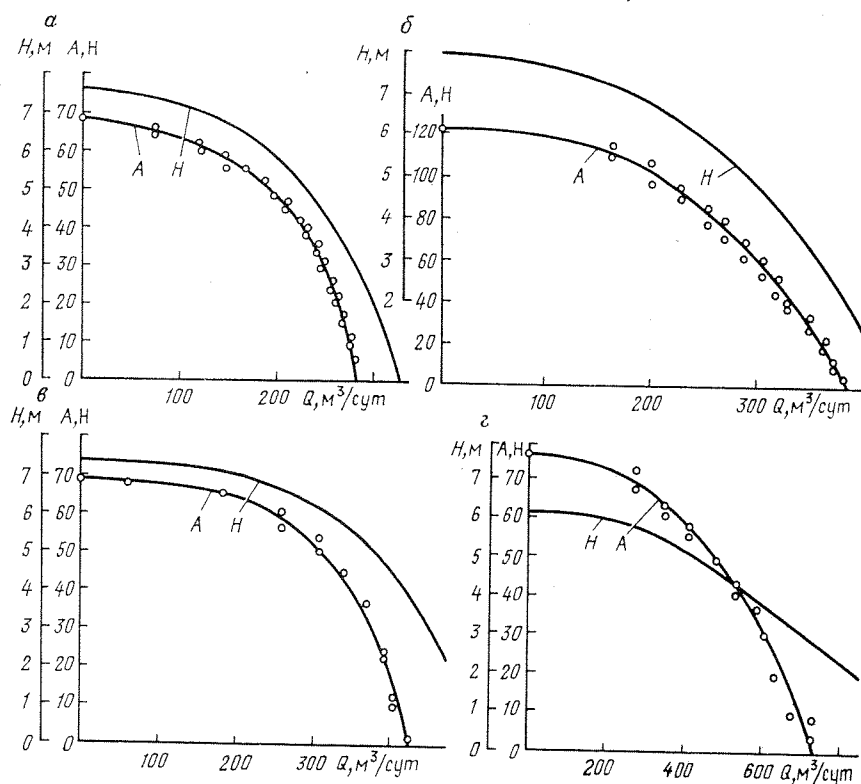


Рис. 9.16. Зависимость осевых сил от режима работы ступеней: а — ЭЦН-6-160; б — ЭЦН-6-250; в — ЭЦН-6-350; г — ЭЦН-6-700

для ступени ЭЦН-6-700 при $n_s=300$, $D_2=85,6$ мм

$$\left(\frac{10A}{\rho n^2 D_2^4}\right)^2 = 3 - 0,17 \left(\frac{Q}{n D_2^3}\right)^2. \quad (9.61)$$

Анализ экспериментальных данных показывает, что наибольшая удельная осевая сила возникает у рабочих колес ЭЦН-6-250, т. е. у ступеней с коэффициентом быстроходности $n_s=140$. Зависимости удельной осевой силы от удельной подачи для ступеней ЭЦН-6-160, ЭЦН-6-350 и ЭЦН-6-700 представляют семейство кривых, подчиняющихся одному закону и отличающихся друг от друга значениями коэффициента и постоянной величины уравнения.

Для практических расчетов осевой силы в зависимости от режима работы ступеней с $n_s=140$ можно использовать формулу

$$A = \frac{\rho n^2 D_2^4}{10} \sqrt{6,25 - 1,55 \left(\frac{Q}{n D_2^3}\right)^2}, \quad (9.62)$$

а для остальных ступеней

$$A = \frac{\rho n^2 D_2^4}{10} \sqrt{0,19 \sqrt{n_s} - \frac{9000}{n_s^2} \left(\frac{Q}{n D_2^3}\right)^2}, \quad (9.63)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³; n — частота вращения, мин⁻¹; D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м; Q — подача ступени, л/с.

Формулы (9.62) и (9.63) могут быть использованы для расчета осевых сил вновь проектируемых ступеней, так как основные закономерности, присущие рассмотренным ступеням, характерны для всех подобных ступеней погружных центробежных насосов.

Осевые опоры рабочих колес выполняют в виде торцового выступа направляющего аппарата и шайбы рабочего колеса. Материал пары трения чугун (или нирезист) — текстолит марки ПТК. Трение (рис. 9.17) в них обычно полужидкостное. Несущая способность торцовых опор

$$A = p_{уд} \pi (D^2 - d^2)/4, \quad (9.64)$$

где $p_{уд}=0,1 \div 0,3$ МПа — допустимая удельная нагрузка; D и d — наружный и внутренний диаметры торцового выступа направляющего аппарата.

Для насосов износостойчивого исполнения шайбы рабочих колес изготавливают из маслoneфtestойкой резины (смесь 8470), а торцовый выступ направляющего аппарата — из стали марки 40X с закалкой ТВЧ до 48—56 HRC.

Осевые опоры вала насоса имеют несколько конструктивных исполнений. До 70-х годов в качестве основной осевой опоры вала применялся шарикоподшипниковый узел, состоящий из радиальноупорных подшипников, работающих в среде густой протектор-

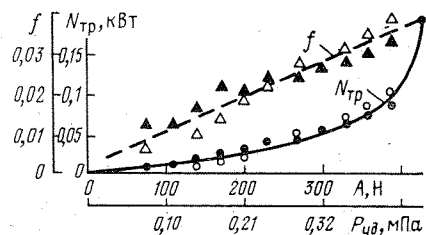


Рис. 9.17. Характеристика внешнего трения осевой опоры рабочего колеса ЭЦН-5-130

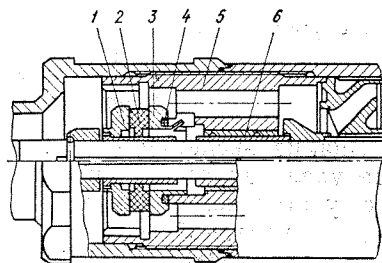


Рис. 9.18. Упорный подшипник с промежуточной плавающей шайбой:

1 — стальная опорная шайба; 2 — плавающая шайба с наклонными несущими поверхностями; 3 — стальной подпятник; 4 — резиновый амортизатор; 5 — гайка-ниппель; 6 — втулка радиального подшипника

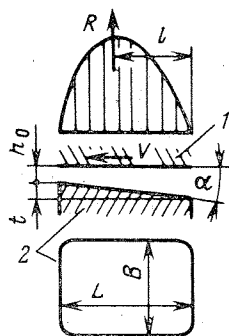


Рис. 9.19. Схемы пяты с жидкостным клином

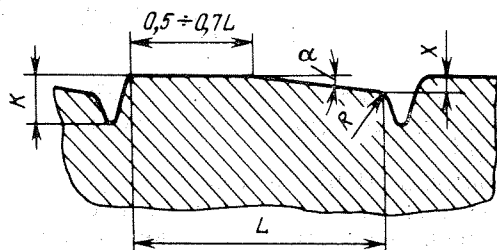


Рис. 9.20. Сегмент подпятника с наклонной несущей поверхностью

ной смазки. Из-за больших осевых сил, действующих на вал, долговечность шарикоподшипников была недостаточной. В другой конструкции — осевой опоре — была использована наборная пята, которая содержит набор гладких шайб из бронзы и текстолита. Такая пята имеет недостаточную грузоподъемность и потребляет значительную мощность.

В настоящее время в погружных насосах применяют гидродинамические упорные подшипники 1 (рис. 9.18) с наклонными несущими поверхностями. Схема пят с наклонной несущей поверхностью показана на рис. 9.19. Плоскость 1 перемещается относительно неподвижной поверхности 2 длиной L и шириной B , наклоненной под углом α . Жидкость, увлекаемая плоскостью 1, попадая в сужающийся зазор, стремится растечься к боковым торцам и входной кромке поверхности 2. Силы вязкости жидкости, препятствующие течению, вызывают повышение давления в слое

жидкости (эпюра сверху). Оставшаяся после истечения жидкость проходя через самое узкое место зазора, отодвигает плоскость 1 от наклонной поверхности, создавая непрерывно возобновляемый жидкостный слой, минимальная толщина которого равна h_0 . Давление, развивающееся в жидкостном слое, позволяет системе выдерживать нагрузки, перпендикулярные к направлению движения. Равнодействующая R сил давления жидкостного слоя находится на расстоянии $l = (0,55 \div 0,65)L$ от передней кромки наклонной поверхности.

Минимальная толщина h_0 жидкостного слоя пропорциональна вязкости жидкости η , скорости движения v , обратно пропорциональна нагрузке A и зависит от отношения L/B и угла наклона α . Если h_0 превышает критическую величину $h_{кр}$, при которой возможно соприкосновение поверхностей, то в упорном подшипнике происходит чисто жидкостное трение. При проектировании пят следует придерживаться рекомендаций: $h_0/t = 0,6 \div 1,2$, $L/B = 1 \div 1,4$, $\alpha = 1 \div 4^\circ$. Вместе с тем эти рекомендации пригодны лишь для работы на жидкостях, не содержащих механические примеси. В связи с этим упорные подшипники скважинных насосов проектируют комбинированными: сегменты подпятника выполняют с наклонной поверхностью при $\alpha = 5 \div 7^\circ$ и плоской площадкой $(0,5 \div 0,7)L$ (рис. 9.20). Для повышения долговечности подпятник содержит сегменты на двух плоскостях и устанавливается между двумя плоскими пятами. В качестве материала для подпятников используют графитированный бейтлинг.

В насосах для подъема пластовой жидкости с механическими примесями упорный подпятник изготавливают из резины 8470, подпятники — из бейтлинга и резины прессованием.

Весьма перспективны упорные подшипники с наклонным сколом из силицированного графита, которые позволяют работать при более высоких нагрузках (рис. 9.21). Анализ экспериментальных данных показывает, что при работе на воде упорные гидродинамические подшипники допускают удельные нагрузки $P_{уд} = 3 \text{ МПа}$.

Осевые силы, действующие на вал односекционного или нижней секции многосекционного насосов, можно воспринимать с помощью пяты скольжения, расположенной в камере жидкого масла гидрозащиты погружного двигателя. В этом случае валы насоса и протектора стыкуются, и осевую силу, приложенную к валу насоса, воспринимает эта пята. Гидродинамическая пята, которая носит название упорный подшипник Митчела, позволяет воспринимать значительные осевые силы (рис. 9.22).

Он состоит из двухсторонней конусной пяты, закрепленной на валу протектора, и сегментов подпятников. Сегменты выполнены таким образом, что они не теряют подвижности относительно своей горизонтальной оси, в связи с чем во время вращения вала между пятой и сегментами образуется масляный клин. В зависимости от нагрузки и температуры масла угол клина самоустанавливается. При прекращении вращения вала сегменты подпятника

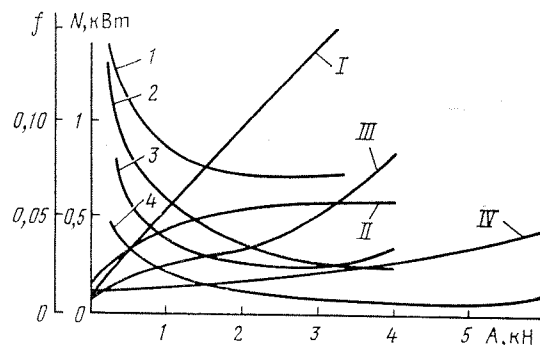


Рис. 9.21. Характеристика внешнего трения упорных подшипников:

1, I — наборная пята (бронзовые и текстолитовые шайбы); 2, II — резинометаллическая пята с диаметрами 52×30 мм (пята — сталь 40Х, подпятник — резина 8470); 3, III — пята с плавающей промежуточной шайбой с диаметрами 56×34 мм (пята — сталь 40×13, шайба — графитированный бельтинг); 4, IV — пята из силицированного графита с диаметрами 60×40 мм (пята и подпятник ЦГ-П). 1-4 — $f=f(P_{oc})$; I-IV — $N=N(P_{oc})$

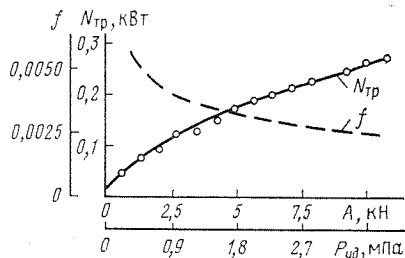


Рис. 9.22. Характеристика внешней пяди Митчела

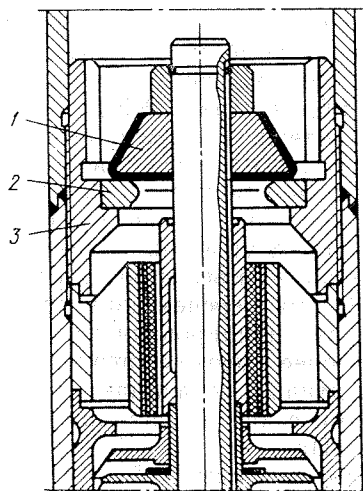


Рис. 9.23. Гидростатический упорный подшипник

возвращаются в исходное положение, и масляная пленка между пятой и сегментами исчезает. В момент пуска насоса происходит полусухое трение пяты о подпятник, поэтому сегменты подпятника покрываются антифрикционным слоем баббита. При такой схеме восприятия осевых сил у вала появляется большая вероятность потери устойчивости при износе втулок рабочих колес, в связи с чем наиболее предпочтительно применять конструкцию насоса с упорным подшипником, расположенным на верхнем конце вала.

Для восприятия осевых сил в погружных центробежных насосах могут быть использованы гидростатические упорные подшипники (рис. 9.23), в которых несущая сила создается при по-

даче жидкости из насоса под упорный диск 1 и в щель между упорным и опорным 2 дисками, установленными на ниппеле 3 насоса. Гидростатические подшипники работают при чисто жидкостном трении, в связи с чем имеют небольшой коэффициент трения и малые затраты мощности на трение.

Размер щели h определяют из уравнения Рейнольдса:

$$h = \sqrt[3]{\frac{12Q\mu F_{эф}S}{AL}}, \quad (9.65)$$

где Q — подача насоса; μ — динамическая вязкость жидкости; $F_{эф} = 0,785 (D^2 - d_v^2)$; D — наружный диаметр упорного диска; d_v — диаметр вала; $(S = \pi D)$ — длина щели по внешней окружности; A — осевая сила, действующая на вал; $L = (D - D_0)/2$ — ширина щели; D_0 — внутренний диаметр опорного диска.

Гидростатический подшипник представляет собой стальной конус, гуммированный износостойчивой нефтестойкой резиной 8470. Опорный диск выполнен из закаленной до высокой твердости стали 40Х13. В нерабочем положении гидростатический подшипник служит обратным клапаном насоса. Недостатком такого восприятия осевых сил в центробежном насосе является некоторое снижение его напора и к.п.д., так как на подъем вала и действующего на его торец столба жидкости тратится часть напора насоса.

$$\Delta H = H_n \frac{F_v}{F_d}, \quad (9.66)$$

где F_v — площадь поперечного сечения вала насоса; F_d — площадь упорного диска.

§ 5. Расчет потерь энергии в насосе

Характеристику погружного центробежного насоса определяют по характеристике ступени (рабочего колеса и направляющего аппарата) с учетом их числа и дополнительных потерь в насосе: объемных на утечку жидкости через зазоры между направляющими аппаратами и корпусом; гидравлических — потерь в насосе и механических — в узлах трения.

Практика конструирования и испытаний центробежных насосов для добычи нефти показывает, что, если обеспечивается необходимая предварительная затяжка направляющих аппаратов в корпусе, объемные потери незначительны и их можно не учитывать. Зависимость $H-Q$ насоса и его ступеней на режимах малых подач и больших напоров практически совпадает.

Дополнительные гидравлические потери в насосе создают различные сопротивления на пути следования жидкости от всасывающих отверстий основания насоса до напорного трубопровода. Гидравлические потери напора складываются из потерь в прием-

ной сетке и всасывающих отверстий основания, в проходных каналах подшипников скольжения, в ловильной головке и обратном клапане. В секционных насосах в местах соединений секций возникают местные потери напора из-за внезапных расширений и сужений проточных каналов. Потери напора на преодоление местных сопротивлений определяют по известным зависимостям с учетом коэффициента местного сопротивления и скорости потока жидкости.

Так как скорость движения жидкости прямо пропорциональна подаче насоса, то для ориентировочных расчетов потерь напора в одной секции насоса можно воспользоваться следующим соотношением:

$$h = \varphi Q^2, \quad (9.67)$$

где Q — подача насоса, л/с; φ — коэффициент, учитывающий коэффициент местного сопротивления, площадь поперечного сечения каналов и ускорение свободного падения, $\varphi = 0,15 \div 0,2$.

При использовании в насосе гидростатического упорного подшипника дополнительные потери напора суммируются с потерями, определяемыми по (9.67).

Самые значительные дополнительные потери в насосе составляют механические потери, которые зависят от конструкции и использования погружного насоса. В общем случае для односекционного насоса дополнительными потерями являются потери на трение: в радиальных подшипниках скольжения, в осевой опоре и в радиальных опорах рабочих колес.

В погружных центробежных насосах применяют металлические и резинометаллические подшипники скольжения. Характеристики внешнего трения подшипников скольжения, полученные при температуре 20 °С, диаметре втулки из стали 20Х, равном 30 мм, $l/d=2$ и рабочей жидкости — воде, представлены на рис. 9.24. Радиальная нагрузка, действующая на подшипник, за-

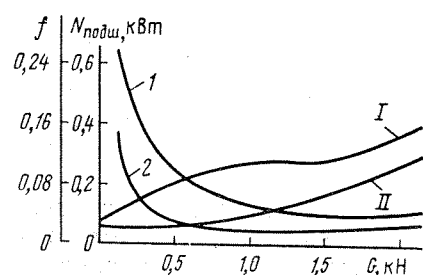


Рис. 9.24. Характеристика внешнего трения радиальных подшипников, полученная при $t=20$ °С для втулки из стали 20Х диаметром 30 мм:

1, 1 — резиновый подшипник (резина 8470); 2, II — бронзовый подшипник (бронза Бр ОЦС 6-5-5); 1, 2 — $N=f(G)$; I, II — $N=N(G)$

висит от несоосности валов. Смещение сопрягаемых деталей и подшипников, а следовательно, и валов от их номинального положения зависит от многих причин: конструкции узлов, качества изготовления деталей, точности монтажа и др. Так как эти смещения носят случайный характер и могут происходить в любом положении, то и смещения валов и их относительное положение могут быть любыми.

В результате статистических и экспериментальных исследований несоосного соединения валов установлено, что в расчетах

можно принимать максимальную нагрузку $G=0,5 \div 1,0$ кН.

Потери мощности на трение в упорных гидродинамических подшипниках зависят от осевой силы, действующей на вал секции насоса (см. рис. 9.21). Затраты мощности на трение гидростатического подшипника не зависят от осевой силы и определяются по формуле

$$N = \frac{\mu v^2 F_{\text{ш}}}{h}, \quad (9.68)$$

где v — скорость движения по средней окружности щели; $F_{\text{ш}}$ — площадь щели; h — зазор щели.

Значительное место среди механических потерь в насосе занимают потери, обусловленные механическим контактом между ступицами рабочих колес и втулками направляющих аппаратов. Эти дополнительные потери вызваны искривлением вала под действием центробежных сил, пакета ступеней в корпусе насоса под действием усилия затяжки, технологическими отклонениями при изготовлении рабочих органов, вала и корпуса насоса.

В связи с тем что трудно учесть влияние каждого фактора на потери при механическом контакте рабочих колес и направляющих аппаратов, значения потерь были определены в результате экспериментальных исследований. Для рабочих колес с латунными ступицами потери в насосе определяются по эмпирической зависимости

$$N_{\text{мех ст}} = 0,0025 d_{\text{ст}} z_{\text{ст}}, \quad (9.69)$$

где $d_{\text{ст}}$ — диаметр ступицы рабочего колеса, см; $z_{\text{ст}}$ — число ступеней в насосе.

Для рабочих колес из полиамидной смолы 68 определяют по тери

$$N_{\text{мех ст}} = 0,00125 d_{\text{ст}} z_{\text{ст}}. \quad (9.70)$$

Зная все дополнительные потери, можно пересчитать характеристику насоса по характеристике ступени. При различных режимах подачи рассчитывают дополнительные механические потери в насосе, которые суммируют с мощностью рабочих органов и строят графическую зависимость подачи $N_n = z N_{\text{ст}} + \Sigma N_{\text{мех}}$. Для различных режимов подачи определяют потери напора насоса, которые вычитают из суммарного напора ступеней. После этого находят к.п.д. насоса при различных подачах

$$\eta_n = \frac{\rho g (z H_{\text{ст}} - h) Q}{(z N_{\text{ст}} + \Sigma N_{\text{мех}})}. \quad (9.71)$$

§ 6. Выбор комплектующих сборочных единиц установки ЭЦН

По мощности, потребляемой скважинным насосом, и диаметру скважины подбирают типоразмер погружного электродвигателя (ПЭД), который затем проверяют на нагрев и определяют его мощность. По параметрам двигателя подбирают кабель и трансформатор.

Для определения возможной температуры нагрева двигателя находят потери мощности ΣN_{130} в ПЭД при температуре, равной 130 °С:

$$\Sigma N_{130} = N_n \left(\frac{1}{\left[b_2^2 - c_2^2 \left(\frac{N_n}{N_{дн}} - d_2 \right)^2 \right] \eta_{дн}} - 1 \right), \quad (9.72)$$

где N_n — мощность, потребляемая насосом; $N_{дн}$ — номинальная мощность выбранного двигателя; $\eta_{дн}$ — номинальный к.п.д. выбранного двигателя; b_2 ; c_2 ; d_2 — коэффициенты (прил. 1).

По терямой мощности с учетом охлаждения двигателя находим температуру двигателя. Эта температура

$$t_{дв} = t_{охл} + (b_3 \Sigma N - c_3) K_\tau, \quad (9.73)$$

где

$$\Sigma N = \Sigma N_{130} K_t; \quad K_t = 1 - b_5 [1 - 0,0077 (\tau_1 K_\tau + t_{охл})];$$

$$K_\tau = (2 - B) (1 - 0,75 \beta_{вх}); \quad \tau_1 = b_3 \Sigma N_{130} - c_3.$$

Здесь $t_{охл}$ — температура жидкости, обтекающей и охлаждающей двигатель; τ_1 — температура, до которой может быть нагрет двигатель с учетом потерь ΣN_{130} , без учета охлаждения двигателя; $\beta_{вх}$ — газосодержание на входе в насос; K_t , b_3 , c_3 , b_5 — расчетные коэффициенты (прил. 1); B — обводненность откачиваемой жидкости.

Если температура двигателя $t_{дв} < 130$ °С, то двигатель может быть использован. Температура 130 °С — это предельная температура, допустимая для изоляции обмотки статора двигателя.

При расчетах и выборе двигателя необходимо учитывать, что повышение температуры на 10 °С снижает долговечность изоляции обмотки в два раза. Таким образом, чем меньше рассчитанная температура, тем долговечней будет обмотка. Косвенно эта температура отражает и долговечность всего двигателя.

Мощность, потребляемая двигателем, может быть определена как сумма $N_n + \Sigma N$ или через к.п.д. двигателя. При этом $N_{д. потр} = N_n / \eta_{д.}$

По параметрам тока, подводимого к электродвигателю (силе тока I и напряжению U), проверяют параметры кабеля, который выбирают по каталогам для комплектации установки. Кабель проверяют по потере мощности в нем и по снижению напряжения при запуске двигателя.

Потерю энергии в кабеле (в кВт) определяют по следующей зависимости:

$$\Delta N_{кзб} = 3 I^2 R_0 L_{каб} 10^{-3}, \quad (9.74)$$

где I — сила тока двигателя на рабочем режиме; $L_{каб}$ — длина ка-

беля (равна глубине спуска двигателя и примерно 50 м кабеля на поверхности); R_0 — активное сопротивление 1 м кабеля,

$$R_0 = \frac{\rho_{20}}{q} [1 + \alpha (t_{каб} - 20)]. \quad (9.75)$$

Здесь ρ_{20} — удельное сопротивление жилы кабеля при 20 °С с учетом нагартовки и скрутки проволок, обычно $\rho_{20} = 0,0195 \text{ Ом} \times \text{мм}^2/\text{м}$; q — площадь сечения жилы кабеля, мм^2 ; $\alpha = 0,004 \text{ 1/}^\circ\text{С}$ — температурный коэффициент линейного расширения меди; $t_{каб}$ — средняя температура жилы кабеля, принимается равной средней температуре в стволе скважины.

Ориентировочно можно ограничить потери энергии в кабеле 6—10 % от суммы мощности, потребляемой двигателем, и мощности, теряемой в кабеле.

Снижение напряжения в кабеле при работе установки компенсируется трансформатором. Поэтому к электродвигателю подводят его рабочее напряжение при нормальном режиме работы двигателя.

При пуске двигателя сила тока возрастает в 4—5 раз и снижение напряжения в длинном кабеле может быть значительным. При больших глубинах подвески двигатель может не запуститься. Поэтому надо проверить снижение напряжения при его запуске:

$$\Delta u_{пуск} = \sqrt{3} (R_0 \cos \varphi + x_0 \sin \varphi) I_{пуск} L_{каб}, \quad (9.76)$$

где x_0 — индуктивное сопротивление 1 м длины кабеля (удельное), $\text{Ом}/\text{м}$; $\cos \varphi$ и $\sin \varphi$ — коэффициенты мощности и реактивной мощности установки соответственно; $I_{пуск}$ — пусковой ток двигателя.

Для кабеля с площадью сечения 25 и 35 мм^2 $x_0 = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ Ом}/\text{м}$; при правильной комплектации установки $\cos \varphi = 0,86—0,9$.

Допустимое снижение напряжения указано в заводской характеристике двигателя.

Выбранные окончательно типоразмеры насоса, двигателя, кабеля и насосно-компрессорных труб (НКТ) позволяют определить диаметральный габариты погружного агрегата. Зазор между диаметральный габаритом погружного агрегата и обсадной колонной должен быть около 6—10 мм на диаметр.

После уточнения размера внутрискважинного оборудования проверяют трансформатор, рекомендуемый комплектовочной ведомостью, по пределу регулировки напряжения и по мощности. Один из выводов трансформатора (желательно не крайний) должен иметь напряжение

$$u_{тр} = u_{дв} + \Delta u_{кр}, \quad (9.77)$$

где $u_{дв}$ — рабочее напряжение двигателя; $\Delta u_{кр}$ — снижение напряжения в кабеле при рабочем режиме (определяется по (9.76) с заменой $I_{пуск}$ на $I_{каб}$).

Мощность (кВ·А) трансформатора рассчитывают по формуле

$$N_{\text{тр}} = uI, \quad (9.78)$$

где u ; I — напряжение и сила тока на высокой стороне трансформатора в рабочем режиме двигателя.

Станцию управления выбирают по параметрам двигателя и трансформатора.

Таким образом заканчивают выбор и проверку узлов установки ЭЦН.

§ 7. Установки гидропоршневых скважинных насосов

Установки гидропоршневых скважинных насосов наиболее эффективны для эксплуатации скважин с небольшим и средним дебитом, при наклонно-направленных скважинах, особенно, когда они расположены в труднодоступных районах. Большое значение при выборе установки и ее проектировании имеет изменение технологии текущего ремонта, при смене скважинного гидропоршневого агрегата.

В то же время, приступая к разработке УГПН, надо помнить и об отрицательных особенностях установки с тем, чтобы найти пути устранения их или снижения их значимости. В основном это конструктивная сложность скважинного агрегата и насыщенность оборудованием процесса подготовки рабочей жидкости. Эта особенность приводит к увеличению затрат средств и времени на обустройство и обслуживание установки.

Групповая установка гидроштангового скважинного насоса состоит из скважинных агрегатов (агрегат — это насос и гидропривод с золотниковым распределением), насосно-компрессорных труб для подачи рабочей жидкости к погружному гидроприводу и подъема смеси добытой и отработанной рабочей жидкости, оборудования устья скважин, поверхностных силовых насосов, системы подготовки рабочей жидкости и вспомогательного оборудования. Силовые насосные агрегаты размещают в укрытии. В отдельном блоке располагают оборудование системы подготовки рабочей жидкости — трехфазный и гидроциклонные сепараторы, вспомогательный и дозировочный насосы. В третьем блоке размещают щитовое оборудование электроснабжения установки.

В качестве рабочей жидкости используют очищенную нефть, добытую из эксплуатируемого пласта с объемным содержанием пластовой воды в нефти до 5 % и механическими примесями не более 1,5 г/л. Свободный газ должен быть удален из нефти. При необходимости в рабочую жидкость добавляют различные ингибиторы.

При групповой установке, рассчитанной на 7—14 и более скважин, с особой четкостью проявляются положительные качества УГПН и существенно уменьшаются отрицательные. Подключение скважин, расположенных вдали от установки, вызывает излиш-

ние затраты на строительство трубопроводов, на преодоление сопротивления потоку жидкости. Эти особенности ярко проявляются в Западной Сибири, где сложна прокладка трубопроводов. Подключение к одной установке нескольких групп скважин или удаленных скважин должно быть обосновано экономическим анализом различных вариантов.

Рассчитав число обслуживаемых скважин, определяют оборудование по размерам эксплуатационной обсадной колонны, необходимому напору, создаваемому скважинным агрегатом, по подаче добываемой жидкости, глубине спуска скважинного агрегата. Для определения исполнения (обычное, износостойкое, коррозионностойкое) оборудования установки задаются так же характеристикой откачиваемой смеси с точки зрения ее агрессивности и наличия в ней механических примесей.

Таким образом подходят к определению основных требований к установке.

Установку проектируют в следующем порядке: разрабатывают скважинный агрегат (с определением его конструкции, необходимого объема и давления на устье скважины рабочей жидкостью);

рассчитывают общий объем рабочей жидкости, подаваемой поверхностными насосами, требуемое давление и число насосов, мощность их привода и конструкцию трансмиссии от привода к насосу; по характеристике и объему поднимаемой из скважины смеси и объему и требуемому качеству рабочей жидкости (РЖ) определяют требования к системе подготовки РЖ, подбирают или проектируют оборудование для этой системы.

Основы выбора и расчета силового насоса УГПН даны в гл. 6. Обычно применяют плунжерные быстроходные (200—400 мин⁻¹) высокого давления (16—30 МПа) насосы. Оборудование системы подготовки рабочей жидкости разрабатывают реже, чаще его подбирают из выпускаемого серийного (сепаратор, система обогрева, вентиляции, вспомогательные насосы).

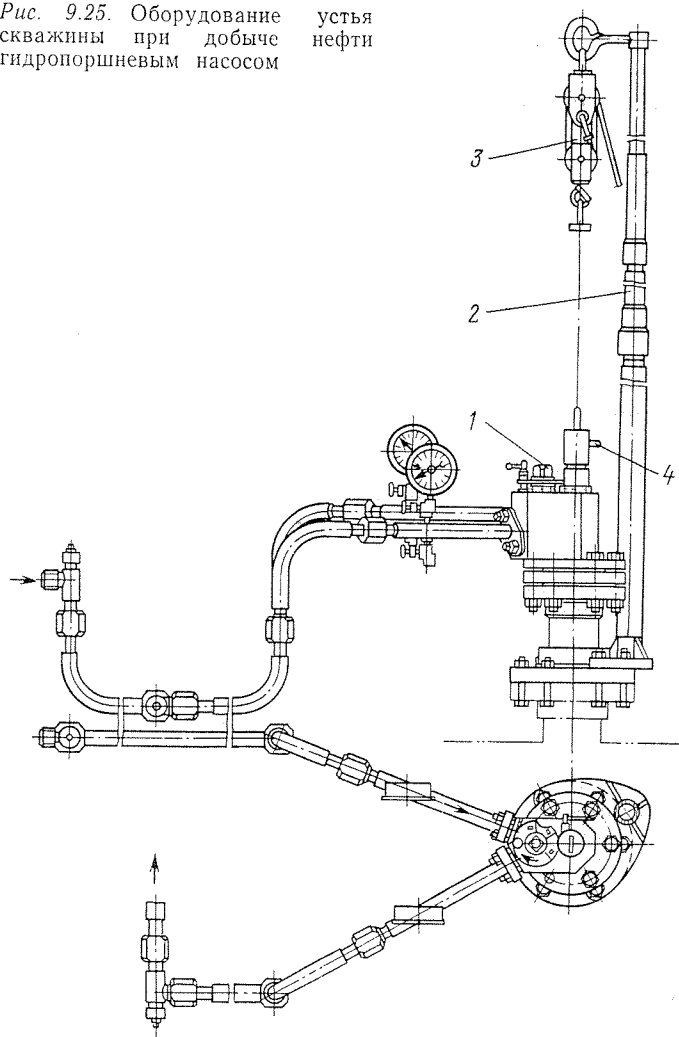
Рассмотрим подбор специфического скважинного оборудования.

Оборудование устья скважины должно обеспечить: подвеску НКТ, герметизацию на устье каналов в скважине; переключение направления потоков рабочей и добываемой жидкости при переходе на подъем скважинного агрегата после его работы (или при обратном процессе); спуск в НКТ и извлечение скважинного агрегата из НКТ при его смене.

Оборудование устья (рис. 9.25) рассчитано на подвеску одного ряда НКТ, спущенного в скважину, с установкой на пакер. Внутренняя полость НКТ используется для подачи рабочей жидкости к скважинному агрегату, а кольцевое пространство между НКТ и обсадной колонной — для подъема смеси добытой жидкости и отработанной РЖ.

Кран I имеет три положения: для подачи РЖ в НКТ при спуске агрегата в скважину и при его работе; для подачи в кольце-

Рис. 9.25. Оборудование устья скважины при добыче нефти гидropоршневым насосом



вое пространство при подъеме скважинного агрегата; для соединения скважинных каналов с промысловой сетью для снижения давления в них перед извлечением агрегата из скважины.

Оборудование устья оснащают пружинным ловителем для захвата на устье поднятого агрегата. Фиксатор 4 показывает, что агрегат поднят и захвачен.

После подъема скважинного агрегата подачей под него рабочей жидкости его извлекают из скважины с помощью мачты 2 и ручного тельфера 3. Длина скважинного агрегата около 3—5 м и масса около 30—40 кг, что позволяет иметь на скважине легкие мачту и талевую систему с ручной лебедкой.

Оборудование устья скважины в части подвески НКТ, крана и герметизации рассчитывается подобно фонтанной арматуре (гл. 7).

В скважине каналом может служить межтрубное пространство между рядом НКТ и обсадной колонной с герметизацией пакером низа межтрубного пространства. При оборудовании скважин двумя рядами НКТ их спускают концентрично или параллельно. Это делается тогда, когда добываемая жидкость смешивается с РЖ и существует система подготовки РЖ.

При замкнутой системе циркуляции жидкостей они не смешиваются и система подготовки РЖ не нужна. Необходим лишь дополнительный небольшой объем РЖ для восполнения утечек. Пополнение жидкости производится на поверхности. В этом случае в скважине должно быть три канала: для добытой жидкости; подачи к агрегату РЖ и подъема отработанной РЖ. Оборудуют эти каналы с помощью двух колонн НКТ и пакера или трех колонн НКТ.

Во всех случаях при использовании УГПН рационально применять гибкие безрезьбовые трубы с наружными диаметрами от 6 до 60 мм. Нужно учитывать то, что канал, в который спускают скважинный агрегат, не должен иметь изгибы с малым радиусом. При этом агрегат проходит в трубах с малым зазором, обычно около 5 мм на диаметр. Кроме того, после нескольких спусков гибкие колонны приобретают небольшую овальность.

Диаметральные размеры колонн выбирают с учетом скорости потока жидкости в трубах и внешних диаметральных габаритов труб, спускаемых в скважину.

Разработку скважинного агрегата начинают с выбора вариантов рациональных схем насоса и двигателя агрегата (одинарного, дифференциального или двойного действия, типа золотникового распределения и места его размещения); затем определяют диаметральные размеры агрегата, систему и способ оборудования каналов в агрегате; находят диаметры поршней насоса и двигателя.

При небольших отборах жидкости из скважин (порядка 10—60 м³/сут) предпочтительней выбирать дифференциальные насос и двигатель. Это позволяет значительно упростить и удешевить погружной агрегат, что обычно оправдывает незначительное снижение к.п.д. агрегата и увеличение энергетических затрат.

При больших подачах выгоднее использовать насос и двигатель двойного действия.

Диаметр поршня насоса выбирают по подаче добываемой жидкости с учетом возможности его размещения в агрегате малого диаметра с несколькими перепускными каналами. Внешний диаметр сбрасываемого агрегата определяют диаметром седла, в которое он входит, зазором между колонной и агрегатом. Для выбора диаметра насоса решается вопрос размещения каналов в агрегате, определяют размеры каналов, проходящих рядом с цилиндром насоса, по величине потерь напора в них, толщине

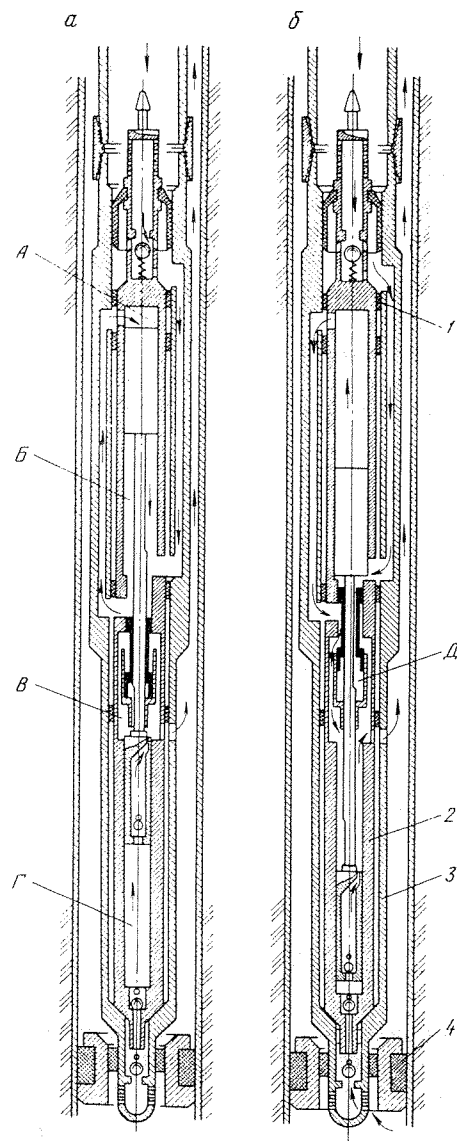


Рис. 9.26. Скважинный агрегат гидропоршневого насоса, расположенного в седле:

а — начало хода вниз; б — начало хода вверх; 1 — уплотнения агрегата в седле; 2 — скважинный агрегат гидропоршневого насоса; 3 — седло агрегата, спущенное на НКТ; 4 — пакер

стенок каналов, по их прочностной характеристике.

После нахождения диаметра насоса рассчитывают диаметр поршня двигателя. Эта задача решается так же, как и определение диаметра плунжера насоса, но с учетом еще одной особенности. От соотношения площадей плунжера насоса и поршня двигателя и заданного давления, создаваемого скважинным насосом, зависит давление, которое должен создавать поверхностный силовой насос. Поэтому при выборе диаметра скважинного двигателя необходимо учесть и возможности поверхностного насоса по развиваемому им напору и по подаче.

Первичный анализ соотношения диаметров плунжера насоса и поршня двигателя и всей установки выполняется при следующих допущениях:

1. Давления в полостях непосредственно у поршней равны давлениям в тех каналах скважины, с которыми полости агрегата соединены в рассматриваемый момент. Например, полость А двигателя агрегата (рис. 9.26) при ходе поршней вверх соединена с каналом, по которому поднимается добытая и отработанная рабочая жидкость. В этой полости создается давление столба поднимаемой жидкости, давление от сопротивления потоку жидкости в скважине и буферное давление: полость Б соединена с каналом подачи РЖ (здесь создается давление столба РЖ, давление поверхностного силового насоса за вычетом давле-

ния от сопротивления потоку жидкости в скважине); полость В соединена с тем же каналом, что и полость А у двигателя; полость Г соединена с полостью у приема насоса.

2. Потери объемов жидкостей не учитывают из-за перетоков и работы золотника.

3. Инерцию движущихся масс, сжимаемость жидкости не учитывают.

Тогда общее уравнение сил, действующих на поршневую группу агрегата УГПН при любой его схеме (но при одном поршне в насосе и одном в двигателе), будет следующим:

$$p_A F_{\Delta A} + p_B F_{\Delta B} + p_B F_{\Delta B} + p_G F_{\Delta G} + G > T. \quad (9.79)$$

Здесь p_A , p_B , p_B , и p_G — давления жидкости в соответствующих полостях; F_{Δ} — эффективные площади диаметральной проекции поршней в каждой из обозначенных полостей; G — сила тяжести поршневой группы; T — сила трения, действующая на поршневую группу.

Зависимость (9.79) справедлива при ходе поршней вверх и вниз. Необходимо только учитывать, что если сила pF направлена по направлению движения поршней, то знак у произведения положительный; если против движения, то отрицательный. Так же и у силы тяжести G . Сила трения T всегда оказывает сопротивление движению и имеет положительный знак.

Из этой зависимости можно ориентировочно получить давление у агрегата, а затем и у поверхностного насоса.

При этом ориентировочном расчете объем добычи определяют с учетом полной длины хода плунжера насоса S , частоты n ходов плунжера и эффективной суммарной площади плунжера во всасывающих полостях насоса за его двойной ход (ход вверх и вниз).

Объем закачиваемой рабочей жидкости находят с учетом эффективных площадей поршня двигателя в полостях, в которые поступает РЖ, и перехода РЖ из одной полости двигателя в другую. Например, в агрегате (рис. 9.26) добываемая жидкость всасывается из скважины только в полость Г, в этой полости эффективная площадь поршня соответствует его полной площади; объем добываемой жидкости за ход вверх и вниз определяют произведением $F_{\Delta G} S n$. Объем РЖ (см. рис. 9.26) соответствует объему, поступающему из скважинного канала рабочей жидкости в полость Б при ходе вверх ($F_{\Delta B}$ — площади поршня за вычетом площади штока) и в полость А при ходе вниз. При ходе вниз РЖ переходит из полости Б в А и дополнительно поступает из скважинного канала только в объеме, соответствующем площади штока $f_{шт}$ и длине хода плунжера. Таким образом, за ход вверх и вниз поступает из скважинного канала объем $(F_{\Delta B} + f_{шт}) S n = F_{\Delta A} S n$.

Далее в процессе разработки конструкции агрегата становятся известными дополнительные данные по размерам каналов, клапанов, конфигурации и параметрам золотника и возможен более точный расчет. В этом случае исключаются допущения 1 и 2 ориентировочного расчета.

Анализ сил, действующих на поршневую группу для установившегося движения поршней, выполняется по зависимости

$$p_{1A}F_{\Delta A} + p_{1B}F_{\Delta B} + p_{1B}F_{\Delta B} + p_{1Г}F_{\Delta Г} + G > T. \quad (9.80)$$

Здесь $p_{1A} = p_A \pm \Delta p$; $p_{1B} = p_B \pm \Delta p_B$ и т. д.; Δp — сопротивление потоку жидкости в каналах, соединяющих полости A , B , B и $Г$ с теми полостями скважины (или с полостями агрегата), с которыми они соединены при рассматриваемом направлении хода поршней.

При совпадении направления действия силы pF с направлением движения поршней принимают отрицательный знак для Δp , при противоположных направлениях — положительный знак. Знаки перед силами pF и силой тяжести ставят по тем же правилам, что и у зависимости (9.79).

Объем добываемой жидкости при точном расчете определяют с учетом перетекания добытой жидкости из полостей с большим давлением в полости с меньшим. Объем рабочей жидкости рассчитывают также с учетом перетоков и расхода жидкости на передвижение золотника.

Все объемы находят по полной длине хода поршней.

Полная длина хода поршней включает не только путь движения с установившейся скоростью, но и пути разгона и торможения. Для обеспечения работы без удара поршней о детали, ограничивающие длину хода, надо согласовать время переключения на обратный ход с длиной тормозного пути.

Чтобы плавно и вовремя снизить скорость движения поршней и остановить их без удара, отверстия в золотнике, по которым подается в двигатель рабочая жидкость, изготавливают с постепенным сужением проходного сечения. Соответственно плавно уменьшается подача РЖ в двигатель. При этом может расти давление у агрегата в канале подачи РЖ. Но длинный канал скважин служит компенсатором.

Если уменьшение подачи РЖ соответствует линейному закону, то и изменение скорости при торможении тоже примерно линейно, а отрицательное ускорение ω постоянно. При этом длина пути торможения поршней $x_{пт}$ и время $t_{пт}$ торможения будут

$$x_{пт} = v_n^2 / \omega, \quad t_{пт} = v_n / \omega, \quad (9.81)$$

где v_n — скорость установившегося движения поршневой группы; ω — его ускорение.

Эту скорость рассчитывают по объему подаваемой РЖ и эффективной площади поршня в полости, в которую подается РЖ.

Зная объем РЖ, подаваемый за 1 с в полость переключения золотника (например, D , рис. 9.26), можно определить время его закрытия, которое должно быть примерно равным времени торможения поршневой группы.

Таким образом, можно определить ω , а значит, путь торможения $x_{пт}$. Принимая небольшой запас хода поршней, можно обе-

спечить их безударную работу. Для этого надо увязать начало и конец времени переключения золотника со временем начала и конца торможения плунжерной группы.

Контрольные вопросы

1. Какие виды установок бесштанговых насосов применяются на промыслах? При каких условиях эффективно их применение?
2. Опишите параметрический ряд установок ЭЦН.
3. Опишите метод расчета корпуса насоса ЭЦН, его вала и расскажите путь получения расчетных зависимостей.
4. Каковы особенности конструкции и рабочего процесса ступеней ЭЦН?
5. Назовите методы расчета ступеней центробежных насосов и какой метод применен для расчета ступеней ЭЦН?
6. Расскажите о последовательности расчета ступеней.
7. Как осуществляется построение меридиального сечения ступени ЭЦН?
8. Расскажите о порядке расчета профиля лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов.
9. Опишите конструкции осевых опор ЭЦН и зависимость для их расчета.
10. Приведите зависимости, необходимые для расчета потерь энергии в насосе.
11. Опишите порядок выбора комплектующего оборудования ЭЦН.
12. Опишите основные положения выбора схем оборудования гидропоршневого насоса.
13. Расскажите о порядке и опишите зависимости, применяемые при разработке гидропоршневого насоса.

Глава 10

ШТАНГОВАЯ СКВАЖИННАЯ НАСОСНАЯ УСТАНОВКА

§ 1. Основные задачи проектирования установки и ее элементов

Из механизированных способов добычи нефти наибольшее распространение получили штанговые скважинные насосные установки (ШСНУ). Этому способствовали конструктивная простота, недефицитность и дешевизна применяемых при их изготовлении материалов, высокая надежность и неприхотливость в обслуживании.

Различие нефтяных скважин по объему продукции и требуемой высоте ее подъема определяет необходимость иметь размерный ряд по мощности штанговых насосных установок. Разнообразие

профилей скважин, состава продукции обуславливает необходимость иметь несколько конструктивных вариантов внутрискважинных элементов оборудования, наиболее приспособленных к условиям эксплуатации, и варианты исполнения этих элементов оборудования, соприкасающихся с продукцией, так же и по применяемым материалам, с тем чтобы обеспечить их наибольшую износостойкость, коррозионную стойкость и коррозионно-усталостную прочность в условиях воздействия различных сред.

Все виды ШСНУ включают три главные взаимосвязанные части: привод, устанавливаемый у устья скважины; плунжерный насос, располагаемый в глубине скважины, и колонну насосных штанг, присоединяемую к приводу, сообщаемую подвижной части насоса возвратно-поступательное движение, и этим приводящую его в действие.

В качестве привода ШСНУ в нашей стране и за рубежом наиболее широко применяются балансирные станки-качалки, состоящие из редуктора и двоярного четырехзвенного шарнирного механизма, преобразующего вращательное движение кривошипов в поступательное движение балансира, к дуге головки которого с помощью гибкого звена — канатной подвески — подсоединен устьевой шток с прикрепленной к нему колонной насосных штанг [1].

Широкому распространению станков-качалок способствовала их высокая надежность.

Станок-качалка представляет собой механизм с одной степенью свободы. Поэтому при использовании в нем наиболее простого вида двигателя — асинхронного короткозамкнутого электродвигателя — закон движения балансира и связанной с ним верхней части колонны насосных штанг всегда определяется кинематическими параметрами станка-качалки: длиной хода полированного штока, числом двойных ходов в минуту, длинами и взаимным расположением подвижных и неподвижных звеньев.

В станке-качалке предусмотрено уравнивание усилий с помощью противовесов, что обеспечивает относительно равномерную загрузку электродвигателя в течение всего цикла работы установки — электродвигатель потребляет энергию из сети не только во время подъема штанг с жидкостью, но и при движении штанг вниз. Это позволяет использовать в СК электродвигатель существенно меньшей мощности, чем при отсутствии уравнивания.

Закон перемещения точки подвеса колонны насосных штанг обуславливает величину усилия, действующего на насосные штанги и станок-качалку. От расположения противовесов, их массы зависит степень совершенства уравнивания СК, на которую так же непосредственно влияют кинематические данные его механизма.

При увеличении размеров звеньев механизма станка-качалки, как правило, снижаются усилия в точке подвеса штанг, нагрузки на звенья и шарниры станка-качалки и повышается степень со-

вершенства его уравнивания, что способствует увеличению срока службы подшипниковых узлов и снижению расхода электроэнергии. Однако при этом увеличиваются габариты и масса СК. Снижение усилий в точке подвеса штанг способствует уменьшению частоты их отказов (обрывов). Частота обрывов штанг при прочих равных условиях пропорциональна приведенному напряжению в верхней штанге в третьей степени, т. е. $\sigma_{пр}^3$, где

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a}. \quad (10.1)$$

Здесь $\sigma_{\max} \sigma_a$ — максимальное напряжение и амплитуда напряжения за цикл.

Для уменьшения усилия в точке подвеса штанг в скважинах средней и большой глубины применяют ступенчатые штанговые колонны, составленные из штанг различных диаметров. Соотношения между длинами ступеней обычно (в нашей стране) подбирают таким образом, чтобы приведенные напряжения в верхней штанге каждой ступени были одинаковы, чем обеспечивается минимизация $\sigma_{пр}$ в каждой из ступеней.

Конструирование штанговых колонн представляет одну из локальных задач оптимального проектирования ШСНУ. Другой, пожалуй наиболее важной, но в то же время наиболее трудной локальной задачей оптимального проектирования ШСНУ является определение основных кинематических характеристик и параметров уравнивания СК, обеспечивающих наиболее эффективное его использование в качестве привода ШСНУ.

Сложная взаимосвязь кинематических характеристик и параметров уравнивания с показателями материалоемкости, срока службы подшипниковых узлов и к.п.д. станка-качалки, а так же надежности работы насосных штанг показывает важность каждого из этих показателей. Но поскольку они качественно разнородны, объективная оценка их совместного влияния возможна только на основе экономического критерия.

Таким критерием является сумма годовых затрат, зависящих от упомянутых факторов,

$$\Sigma Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5.$$

Здесь Z_1 и Z_2 — условные ежегодные отчисления от стоимости соответственно редуктора и металлических частей основания (рамы) и преобразующего механизма СК; Z_3 — годовые затраты на ремонт СК; Z_4 — годовые затраты на электроэнергию; Z_5 — годовые затраты на ремонты штанговых колонн в скважинах.

Годовые амортизационные отчисления от стоимости указанных выше частей рассчитывают по формуле

$$A = \left(\frac{1}{T} + E \right) 100\%$$

($T=15$ лет — срок службы станка-качалки; $E=0,15$ — норматив-

ный коэффициент эффективности капитальных вложений), они составляют 21,7 %.

Условные ежегодные амортизационные отчисления на 1 кг редуктора в среднем равны 0,21 руб., а на 1 кг других металлических частей (кроме электродвигателя и блока управления) — 0,11 руб.

Для каждого нефтедобывающего района известны стоимости 1 кВт установленной мощности и 1 кВт·ч потребленной электроэнергии, а также средняя стоимость ликвидации отказа насосных штанг и потери (в руб.) от недобытой за время ремонта скважины при этом нефти.

Задача создания оптимального СК, таким образом, сводится к определению путем расчета и конструирования вариантов станка-качалки, массы его редуктора и остальных частей, количества и стоимости быстроизнашивающихся деталей, в среднем расходуемых за год при различных вариантах (с оценкой стоимости их замены), среднегодового количества потребляемой электроэнергии (исходя из к.п.д. станков-качалок различных вариантов), ожидаемого среднегодового числа обрывов штанг исходя из величины приведенного напряжения в них при различных вариантах станков-качалок.

Глобальной задачей проектирования оптимальных ШСНУ является создание не только отдельных типоразмеров, но и размерных рядов элементов оборудования ШСНУ, обеспечивающих минимизацию затрат при совокупном их применении.

При этом необходимо располагать всесторонней информацией, определяющей использование оборудования, а именно: характеристикой вновь вводимых в эксплуатацию нефтяных скважин по факторам, определяющим мощность оборудования, глубину подъема и отбор жидкости, характеристикой фонда скважин, в которых предстоит замена оборудования из-за физического или морального износа. При этом следует отметить, что понятие моральный износ, определяющее выгодность замены оборудования до достижения его физического износа, малоприменимо к штанговому насосному оборудованию, чему есть две причины:

длительная отработка (усовершенствование) элементов оборудования за время существования штангового насосного способа нефтедобычи оставила мало возможностей для существенного улучшения их технико-экономических показателей;

трудоемкость операций в неблагоприятных условиях при замене элементов оборудования ШСНУ, а значит, и значительные затраты на такую замену.

Таким образом, при разработке оптимальных размерных рядов штангового насосного оборудования наряду с планированием оснащения оборудованием вновь вводимых скважин требуется учитывать подлежащее замене физически изношенное оборудование, практически без учета фактора морального его износа, что облегчает задачу.

Задача разработки размерных рядов отдельных элементов

штангового насосного оборудования, например станков-качалок и скважинных насосов, облегчается также малой взаимозависимостью этих рядов друг от друга, что позволяет проектировать указанные ряды порознь, стыкуя их лишь в области весьма ограниченного набора параметров, например длины ходов скважинных насосов и станков-качалок.

Центральной и наиболее трудной задачей, безусловно, является проектирование размерного ряда станков-качалок. Основной путь ее решения — разработка на основе общих соображений нескольких вариантов размерного ряда и последующее расчетное их сопоставление по затратам на эксплуатацию оборудования и его изготовление, сравнение выполняется, с одной стороны, по материалоемкости станков-качалок, а с другой стороны, по наличию дополнительных затрат на освоение производства новых типоразмеров станков-качалок.

§ 2. Кинематический расчет механизма балансирного станка-качалки

Изложенные в настоящей главе методы расчета реализованы в виде программы на языке FORTRAN для ЭВМ серии ЕС в системе ОС.

Приведенные формулы отличаются от общеизвестных своей универсальностью — они описывают четыре возможных случая использования четырехзвенного механизма в станке-качалке (рис. 10.1, 10.2).

Приведем формулы для кинематического расчета четырехзвенного механизма станка-качалки, обобщенные на случаи обратного вращения кривошипа и одноплечего станка-качалки. Для этого введены три коэффициента, значения которых приведены ниже.

	J_1	I_1	k_1
Двуплечий СК	1/1	1/—1	1/—1
Одноплечий СК	—1/—1	1/—1	—1/1

Примечание. В числителе значение коэффициента при вращении кривошипа по часовой стрелке, в знаменателе — против.

Указанные коэффициенты используют так же в формулах для определения усилий в отдельных звеньях и шарнирах станка-качалки

$$\beta = \arccos(A - B \cos \varphi); \quad (10.2)$$

$$\gamma = \arctg \frac{\sin \varphi}{\frac{p}{r} + \cos \varphi} + \arctg \frac{\sin \beta}{\frac{k}{l} - \cos \beta}; \quad (10.3)$$

$$\alpha = \arccos(A_1 + B_1 \cos \gamma) \quad (10.4)$$

или

$$\alpha = \pi - \gamma - \beta + \varphi; \quad (10.5)$$

при $I_3 = -1$

$$\varphi_{хв} = 2\pi - \text{abs}(\varphi_{вд} - \varphi_{нд}), \quad (10.29)$$

$$\varphi_{хн} = \text{abs}(\varphi_{вд} - \varphi_{нд}). \quad (10.30)$$

Угол между направлением линии кривошипа (при одноплечем станке-качалке — между направлением продолжения линии кривошипа за центр вращения), соответствующим нижнему положению точки B , и вертикалью:

при $I_4 = +1$

$$\Delta\varphi = \varphi_0 + \varphi_{вд} - \pi, \quad (10.31)$$

при $I_4 = -1$

$$\Delta\varphi = \varphi_0 + \varphi_{нд}. \quad (10.32)$$

С учетом (10.31) и (10.32) выражение для φ'' имеет вид

$$\varphi'' = \varphi' - I_2(\Delta\varphi - \varphi_y). \quad (10.33)$$

Если считать направление снизу вверх за положительное для параметров S , v и w , то кривые по знаку соответствуют только варианту a (рис. 10.3). Для варианта b кривая v должна быть

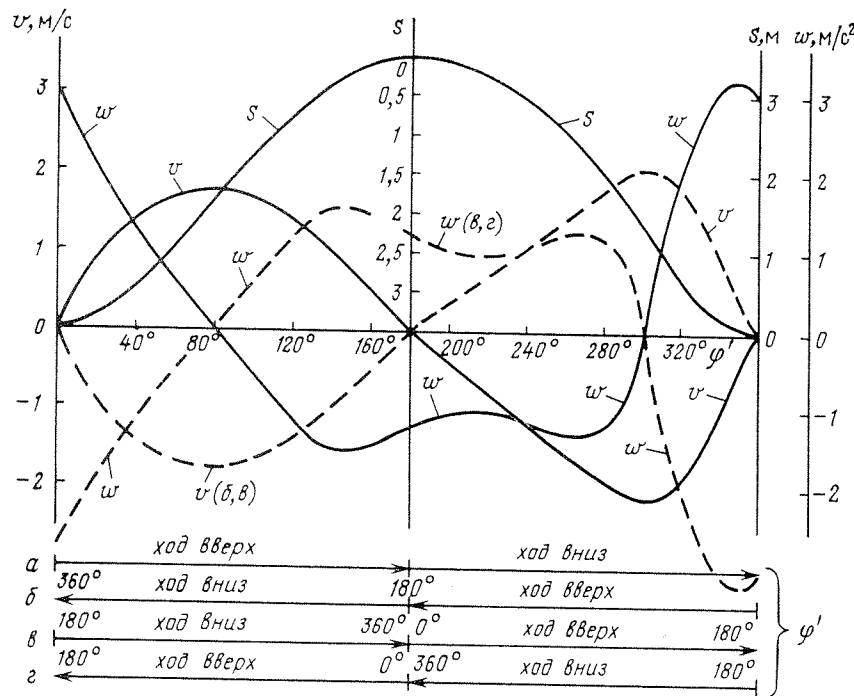


Рис. 10.3. Кривые перемещения точки подвеса штанг S , скорости v и ускорения w для различных вариантов преобразующего механизма станка-качалки при $S_0 = 3,5$ м; $n = 12$ мин⁻¹ шкалы:

a — двуплечий СК, с вращением кривошипа по часовой стрелке; b — то же с вращением против часовой стрелки; v — одноплечий СК с вращением кривошипа по часовой стрелке; g — то же с вращением против часовой стрелки

зеркально повернута относительно оси φ' , с тем чтобы при ходе вверх скорость была положительной. Для вариантов v и g отсчет перемещений S должен производиться по средней шкале (см. рис. 10.3); при этом кривая ускорения w должна быть зеркально повернута относительно оси φ' . Для варианта b должна быть так же зеркально повернута относительно той же оси кривая v .

Указанное отражение введением в формулу (10.22) и (10.23) коэффициентов k_4 и I_4 .

Число двойных ходов в минуту точки B подвеса штанг

$$n = n_d / i_p i_k, \quad (10.34)$$

где n_d — частота вращения вала двигателя; i_p — передаточное отношение редуктора; i_k — передаточное число клиноременной передачи.

Из вышеприведенных формул видно, что определение перемещения точки подвеса штанг в зависимости от угла φ поворота кривошипа не представляет расчетных трудностей, поскольку входящая в (10.17) или (10.18) функция γ явным образом определена, как следует из (10.13) и (10.2), через φ .

Расчет усилий, действующих на ШСНУ, требуется провести по заданным величинам перемещений S и $S_0 - S$ соответственно от нижнего и верхнего крайних положений точки B , с учетом вариантов кинематики, затем определить углы φ_n и φ_v поворота кривошипа, отсчитываемые от направления неподвижного звена p .

Поскольку зависимость угла φ от S в явном виде отсутствует, целесообразно воспользоваться методом последовательных приближений по рекуррентным соотношениям.

$$(\varphi_{Sн})_n = \rho_{Sн} + \arccos[A - B \cos(\varphi_{Sн})_{n-1}]; \quad (10.35)$$

$$(\varphi_{Sв})_m = \rho_{Sв} + \arccos[A - B(\varphi_{Sв})_{m-1}], \quad (10.36)$$

где $n = 2, 3, 4, 5, \dots$; $m = 2, 3, 4, 5, \dots$

$$\rho_{Sн} = \gamma_{Sн} + \alpha_{Sн} - \pi; \quad (10.37)$$

$$\rho_{Sв} = \gamma_{Sв} + \alpha_{Sв} - \pi; \quad (10.38)$$

$$\gamma_{Sн} = \gamma_{\min} + \frac{S_{н}}{k_1}; \quad (10.39)$$

$$\gamma_{Sв} = \gamma_{\max} - \frac{S_{в}}{k_1}; \quad (10.40)$$

$$\alpha_{Sн} = \arccos(A_1 + B_1 \cos \gamma_{Sн}); \quad (10.41)$$

$$\alpha_{Sв} = \arccos(A_1 + B_1 \cos \gamma_{Sв}). \quad (10.42)$$

Процесс приближений заканчивается, когда

$$|(\varphi_{Sн})_n - (\varphi_{Sн})_{n-1}| \leq \delta; \quad (10.43)$$

$$|(\varphi_{Sв})_m - (\varphi_{Sв})_{m-1}| \leq \delta, \quad (10.44)$$

где δ — допустимая погрешность.

Быстрая сходимость указанного итерационного процесса обеспечивается, если в качестве первого приближения $n-1=1$; $m-1=1$ пользоваться формулами:

для $I=1$ (двуплечий станок-качалка)

$$(\varphi_{S_H})_1 = \varphi_{вд} - I_4 \left[\frac{l}{r} - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 1 - 2 \frac{l}{r} + 2 \frac{l}{r} \frac{k}{k_1} \frac{S_H}{r}} \right] \frac{\varphi_{вх}}{\pi}; \quad (10.45)$$

$$(\varphi_{S_B})_1 = \varphi_{нд} - I_4 \left[\frac{l}{r} - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 1 + 2 \frac{l}{r} - 2 \frac{l}{r} \frac{k}{k_1} \frac{S_B}{r}} \right] \frac{\varphi_{хн}}{\pi}; \quad (10.46)$$

для $I_4=-1$ (одноплечий станок-качалка)

$$(\varphi_{S_H})_1 = \varphi_{нд} - I_4 \left[\frac{l}{r} - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 1 + 2 \frac{l}{r} - 2 \frac{l}{r} \frac{k}{k_1} \frac{S_H}{r}} \right] \frac{\varphi_{вх}}{\pi}; \quad (10.47)$$

$$(\varphi_{S_B})_1 = \varphi_{вд} - I_4 \left[\frac{l}{r} - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 1 - 2 \frac{l}{r} + 2 \frac{l}{r} \frac{k}{k_1} \frac{S_B}{r}} \right] \frac{\varphi_{хн}}{\pi}. \quad (10.48)$$

Формулы эти получены исходя из уточненной теории кинематического расчета станков-качалок с корректировкой, учитывающей фактическую угловую длительность каждого полухода вверх или вниз.

§ 3. Расчет усилия в верхней точке колонны насосных штанг

Правильно сконструированная штанговая скважинная насосная установка должна обеспечивать подъем необходимого количества жидкости с заданной глубины. Первой задачей расчета ШСНУ является определение усилия в верхней точке колонны насосных штанг и подачи установки по заданным ее параметрам: диаметру и глубине спуска насоса, скорости откачки, конструкции колонн насосных штанг и труб и др.

Определение усилия в верхней точке колонны насосных штанг необходимо для расчета на прочность колонны штанг и механизма станка-качалки.

В процессе возвратно-поступательного движения колонны насосных штанг на ее различные точки действуют статические, динамические силы и силы сопротивления. К статическим силам относятся постоянно действующая сила тяжести колонны насосных штанг и периодически прикладываемое к нижнему концу колонны усилие от гидростатического давления откачиваемой жидкости в насосных трубах, определяемое действием скважинного насоса. К динамическим силам — силы инерции движущихся масс и

силы, возникающие от появления в системе упругих колебаний. Силы сопротивления — силы трения насосных штанг о трубу плунжера в цилиндре насоса, силы гидравлического сопротивления, возникающие при движении насосных штанг и деталей насоса в жидкости.

Колонна насосных штанг представляет линейную механическую систему с распределенными вдоль нее массой и упругостью, а также силами гидравлического сопротивления от движения штанг в жидкости, которые, если не считать наклонно-направленных скважин с большой кривизной ствола, являются количественно преобладающими по сравнению с другими сосредоточенными силами сопротивления. Усилия в верхней точке колонны штанг и подачу установки определяют в результате решения задачи механики насосной установки — нахождения перемещений различных сечений колонны штанг (вдоль нее) в функции времени с учетом граничных условий на верхнем и нижнем конце колонны (сверху — привода, а снизу — скважинного насоса).

В более общей постановке задача заключается в определении перемещений сечений трех связанных линейных механических систем с распределенными параметрами: колонн насосных штанг, труб и столба жидкости в трубах.

Математическая модель этой задачи представляет совокупность трех неполных телеграфных уравнений, связанных граничными условиями, которые отражают влияние работы насоса, представляют собой совокупность различных кусочных функций. Их область действия заранее не определена, а находится в процессе решения (заранее неизвестны моменты открытия и закрытия клапанов насоса). Это делает невозможным нахождение ее в квадратурах, т. е. в виде совокупности формул, и заставляет использовать либо аналоговые физические модели, либо конечно-разностные методы.

Между тем анализ обычно устанавливаемых режимов работы ШСНУ, особенно в нашей стране, показывает, что подавляющее большинство их таково, что резонансные явления в колоннах насосных штанг, труб и столбе жидкости слабо выражены, что позволяет существенно упростить математическую модель, в конечном счете до такого вида, который допускает решение в квадратурах, и при этом учесть главные особенности происходящих механических процессов, в том числе продольные колебания насосных штанг и силы сопротивлений.

Прежде всего, указанное выше позволяет пренебречь распределением массы и упругости колонны насосных труб, учитывать влияние последней только в виде сосредоточенной упругости. Далее, проведенными А. С. Вирновским экспериментами на аналоговой модели установлено, что силы инерционного давления столба жидкости в трубах сколь-нибудь существенны только при применении скважинных штанговых насосов с диаметром плунжерной пары 93 мм и более. Такие насосы в настоящее время из-за повсеместного распространения установок скважинных электронасосов

с высокой подачей применяются в очень небольших количествах.

Указанное позволяет рассматривать столб жидкости в трубах как тело, обладающее лишь свойством создавать гидростатическое давление.

Изложенное делает возможным построить математическую модель ШСНУ со станком-качалкой в качестве привода в виде совокупности решений отдельных частных задач, а именно:

задачи движения колонны насосных штанг как упругой линейной инерционной системы на участках начальных деформаций штанг и труб, обусловленных приложением (ход вверх) и снятием (ход вниз) нагрузок на скважинный насос от гидростатического давления столба жидкости;

задачи движения в жидкости колонны насосных штанг как неупругого стержня, обладающего сосредоточенной массой;

задачи движения в жидкости колонны насосных штанг (отдельно на участках ходов вверх и вниз) как системы с распределенными параметрами при известных начальных условиях, определяемых состоянием колонны штанг в моменты окончания периодов начальных деформаций.

Подобная упрощенная математическая модель предполагает затухание продольных колебаний штанг в конце каждого полухода; решение на ее основе задачи вычисления нагрузки в точке подвеса штанг в виде совокупности формул и определение, путем сопоставления с экспериментальными данными, границ возможного применения такого решения приведены в [5].

Сопоставление с экспериментальными данными, проведенное на достаточно широком материале, показало вполне приемлемую точность этого метода.

Колонна насосных штанг принята в виде круглого стержня постоянного по всей длине поперечного сечения. При двух- и трехступенчатой колоннах, составленных из штанг разных диаметров, средний диаметр колонны определяют по формуле

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{100}{\frac{l_1}{d_1^2} + \frac{l_2}{d_2^2} + \frac{l_3}{d_3^2}}}. \quad (10.49)$$

При этом масса комбинированной колонны насосных штанг

$$G_{ш} = \frac{L}{100} (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3). \quad (10.50)$$

В (10.49) и (10.50) d_1, d_2, d_3 — диаметры штанг верхней, средней и нижней ступеней колонны; l_1, l_2, l_3 — относительные длины ступеней колонны штанг ($l_1 + l_2 + l_3 = 100\%$; при двухступенчатой колонне $l_3 = 0$); q_1, q_2, q_3 — средние массы одного метра длины штанг диаметрами d_1, d_2, d_3 ; L — глубина подвески насоса.

Колонна насосных труб, внутри которой размещена колонна насосных штанг, представляет цилиндрическое тело с постоян-

ными по всей длине колонны проходным отверстием и площадью поперечного сечения тела. При ступенчатых колоннах (суживающихся книзу) среднюю площадь тела трубы определяют по формуле

$$f_{т} = \frac{100}{\frac{l_1}{f_{1т}} + \frac{l_2}{f_{2т}} + \frac{l_3}{f_{3т}}}, \quad (10.51)$$

а средняя площадь сечения между НКТ и штангами

$$F_{т} = l_1 F_1 + l_2 F_2 + l_3 F_3, \quad (10.52)$$

где $f_{1т}, f_{2т}, f_{3т}$ — площади поперечного сечения тела труб у ступеней колонны, см²; F_1, F_2, F_3 — площади проходного сечения между НКТ и штангами верхней, средней и нижней ступеней.

Усреднение диаметра и площади поперечного сечения комбинированных колонн штанг и труб по (10.49) — (10.52) обеспечивает равенство упругих удлинений под нагрузкой усредненных и фактических колонн штанг и труб.

К нижней трубе прикреплен цилиндр скважинного насоса, а к нижней штанге — его плунжер. Диаметр плунжерной пары насоса не больше $d_{п} = 70$ мм.

Верхний конец колонны насосных штанг (точка подвеса) присоединен к станку-качалке, который сообщает этой точке вертикальное прямолинейно-возвратное движение по закону $S = f(t_{ц})$, где $t_{ц}$ — время, отсчитываемое от начала цикла S — дважды дифференцируемая по $t_{ц}$ функция; соответственно скорость перемещения точки подвеса штанг $v = dS/dt_{ц}$, а ускорение $\omega = d^2S/dt_{ц}^2$.

Функции s, v, ω — периодические с периодом $T_{ц} = 2\pi/\omega$, где ω — постоянная угловая скорость вращения кривошипа в механизме привода,

$$\omega = 2\pi n, \quad (10.53)$$

где n — число двойных ходов точки подвеса штанг, с⁻¹.

Суммы статических сил, действующих на колонну насосных штанг при ходах вниз (индекс н) и вверх (индекс в), после окончания периодов начальных деформаций соответственно равны

$$Q_n = gG_{ш} \left(1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{ш}}\right) - f_{уш} p_б - Q_{тр н}; \quad (10.54)$$

$$Q_v = Q_n + Q_{тр н} + Q_{тр в} + [\rho_{ж} g (L - \Delta H) + p_б] f_{п}, \quad (10.55)$$

где $f_{п}, f_{уш}$ — площади поперечного сечения плунжера насоса и устьевого штока; $\rho_{ж}, \rho_{ш}$ — плотности продукции скважины и материала штанг (сталь); $p_б$ — буферное давление (в выкидной линии скважины); $Q_{тр н}, Q_{тр в}$ — заданные силы сухого трения, действующие в совокупности на колонну насосных штанг при ходах вверх и вниз; ΔH — глубина погружения насоса под динамический уровень жидкости в эксплуатационной колонне скважины.

Разница в усилиях, действующих на головку балансира станка-качалки и в точке подвеса колонны штанг, равна весу усть-

евого штока, канатной подвески и силе трения устьевого штока о набивку устьевого сальника, что необходимо учитывать при силовом расчете станка-качалки.

Потери хода плунжера насоса из-за удлинений штанг и труб в период их начальных деформаций

$$\lambda = \frac{(Q_B - Q_H) L}{E_{ш} \psi f_{ш}}, \quad (10.56)$$

где

$$f_{ш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{4}; \quad (10.57)$$

$$\psi = \frac{1}{1 + \frac{f_{ш}}{f_{т}}}, \quad (10.58)$$

$E_{ш}$ — модуль упругости материала насосных штанг.

Кроме указанного выше ограничения диаметра плунжерной пары насоса, должно соблюдаться ограничение

$$\mu = \frac{\omega L}{a} \leq 0,5, \quad (10.59)$$

где a — средняя скорость распространения продольных колебаний в колонне насосных штанг.

При одноступенчатой колонне штанг $a=4600$ м/с, при двухступенчатой $a=5100$ м и трехступенчатой $a=5600$ м/с.

Третьим ограничением является

$$\lambda/S_0 \leq 0,5, \quad (10.60)$$

где S_0 — длина хода точки подвеса штанг.

Упругие смещения колонны штанг, расположенных на расстоянии x от ее верхнего конца, после завершения периодов начальных деформаций находят в результате решения неполного телеграфного уравнения (ход вверх)

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial u}{\partial t} \quad (10.61)$$

при начальных условиях

$$u(x, 0) = 0, \quad (10.62)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t}(x, 0) = -v_{\lambda B} \psi \frac{x}{L} \quad (10.63)$$

и граничных условиях

$$u(0, t) = 0 \text{ (верхний конец колонны штанг закреплен)}, \quad (10.64)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x}(L, t) = 0 \text{ (нижний конец колонны штанг свободен)}, \quad (10.65)$$

которое имеет вид

$$u = -2e^{-ht} \frac{v_{\lambda B} \psi}{L^2} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{p_k q_k^2} \sin(p_k t) \sin(q_k x), \quad k=0, 1, 2, 3, \dots \quad (10.6)$$

$$q_k = (2k+1) \pi / 2L; \quad (10.6)$$

$$p_k = \sqrt{\frac{a^2 (2k+1)^2 \pi^2}{4L^2} - h^2}. \quad (10.6)$$

Здесь h — коэффициент трения, пропорциональный скорости. Исследованиями А. С. Вирновского установлено, что его пределы изменения $0,1 \leq h \leq 1$. Обычно $h \leq 0,5 \text{ с}^{-1}$.

При ходе вниз вместо $v_{\lambda B}$ в (10.63) и (10.66) подставляют $v_{\lambda H}$ где $v_{\lambda B}$ и $v_{\lambda H}$ — скорости точки подвеса B штанг в моменты окончания периодов начальных деформаций соответственно при ходе вверх и вниз.

Решение (10.66) может быть упрощено, если в (10.68) пренебречь малым членом h^2 , что приводит к выражению

$$u = e^{-ht} \frac{16L v_{\lambda B} \psi}{\pi^3 a} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^3} \sin \times \times \left(\frac{(2k+1) \pi}{2L} at \right) \sin \left(\frac{(2k+1) \pi}{2L} x \right). \quad (10.6)$$

В (10.61) — (10.69) смещение u отсчитывают от равновесных положений сечений колонны штанг, которые они занимают по действием собственного веса и других статических усилий.

Усилия от упругих продольных колебаний колонны штанг при ходах вверх и вниз соответственно равны

$$P_{KB} = -E_{ш} f_{ш} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x=0} = e^{-ht} E_{ш} f_{ш} \frac{v_{\lambda B} \psi}{a} f \left(\frac{t}{\tau} \right); \quad (10.7)$$

$$P_{KH} = e^{-ht} E_{ш} f_{ш} \frac{v_{\lambda H} \psi}{a} f \left(\frac{t}{\tau} \right), \quad (10.7)$$

где $f(t/\tau)$ — кусочно-линейная непрерывная функция с графиком в форме пилы, в моменты времени $t=i\tau$ ($i=0, 1, 2, 3, \dots$) принимающая значения $0, 1; 0; -1; 0, 1$ и т. д.

Если за время полухода вверх или вниз происходят два или более полных цикла продольных колебаний штанг, то можно ограничиться определением функции $f(t/\tau)$ только в указанные выше моменты времени, что дает достаточное число точек расчета. Если число циклов продольных колебаний штанг за время полухода вверх и вниз меньше двух или даже меньше одного, то пользуясь кусочной линейностью функции $f(t/\tau)$, можно определить ее и в промежутках между приведенными выше ее значениями.

Так, разбивая интервалы времени между it на три равные части, получим следующий ряд значений функции:

$$f\left(\frac{t}{\tau}\right) = 0; 1/3; 2/3; 1; 2/3; 1/3; 0; -1/3; \\ -2/3; -1; -2/3; -1/3; 0 \text{ и т. д.}$$

Формулы (10.70), (10.71) представляют решение последней из частных задач, перечисленных в начале параграфа. Здесь время t отсчитывается от конца периодов начальных деформаций при ходах вверх и вниз.

Для учета сил инерции и сил гидравлических сопротивлений при движении колонны насосных штанг по закону $S=f(t_{\text{ш}})$ рассмотрим движение колонны штанг как тела с сосредоточенной массой, прикрепленного к канатной подвеске станка-качалки, на участке ходов вверх и вниз после окончания периодов начальных деформаций.

Предварительно следует рассмотреть и учесть различия в величинах удельной (приходящейся на единицу массы колонны штанг и единицу ее скорости движения) силы гидравлических сопротивлений при ходах вверх и вниз.

При ходе штанг вверх плунжер насоса перемещает жидкость в насосных трубах вверх, но с меньшей скоростью, чем скорость движения штанг. Скорость движения штанг относительно жидкости в трубах

$$v_{\text{от в}} = v \left(1 - \frac{f_{\text{п}} - f_{\text{уш}}}{F_{\text{т}} - f_{\text{ш}}} \right). \quad (10.72)$$

При ходе штанг вниз жидкость в трубах также перемещается вверх за счет ее вытеснения устьевым штоком из полости труб. Относительная скорость движения штанг при этом

$$v_{\text{от н}} = v \left(1 + \frac{f_{\text{уш}}}{F_{\text{т}} - f_{\text{ш}}} \right). \quad (10.73)$$

Пренебрегая малой разностью $(f_{\text{уш}} - f_{\text{ш}})$ по сравнению с $F_{\text{т}}$, получают

$$v_{\text{от в}} = v\psi'; \quad (10.74)$$

$$v_{\text{от н}} = v\psi'', \quad (10.75)$$

где

$$\psi' = \frac{F_{\text{т}} - f_{\text{п}}}{F_{\text{т}} - f_{\text{ш}}}; \quad (10.76)$$

$$\psi'' = \frac{F_{\text{т}}}{F_{\text{т}} - f_{\text{ш}}}. \quad (10.77)$$

С учетом (10.74) и (10.75) выражения для усилия, требуемого для преодоления сил инерции и гидравлических сопротивлений

при движении колонны штанг соответственно вверх и вниз, имеют вид

$$P_{\text{хв в}} = G_{\text{ш}}(2h\psi'v + w); \quad (10.78)$$

$$P_{\text{хв н}} = G_{\text{ш}}(2h\psi''v + w). \quad (10.79)$$

С учетом ранее определенных статических сил и усилий от продольных колебаний штанг выражения для усилия в верхней точке колонны штанг соответственно при ходах вверх и вниз после окончания периодов начальных деформаций имеют следующий вид:

$$P = Q_{\text{в}} + P_{\text{хв в}} + P_{\text{к в}}; \quad (10.80)$$

$$P = Q_{\text{н}} + P_{\text{хв н}} + P_{\text{к н}}. \quad (10.81)$$

Остается определить закон изменения усилия в верхней точке колонны насосных штанг на участках начальных деформаций.

В периоды начальных деформаций вплоть до моментов их окончания верхняя и нижняя точки колонны штанг движутся с различными скоростями: скорость верхней точки v , а нижней — $(1-\psi)v$. Средняя скорость движения колонны по ее длине

$$v_{\text{ср}} = 0,5[v + (1-\psi)\psi] = v\left(1 - \frac{\psi}{2}\right). \quad (10.82)$$

Соответственно среднее ускорение колонны штанг

$$\omega_{\text{ср}} = \omega\left(1 - \frac{\psi}{2}\right). \quad (10.83)$$

Скорость нижней точки колонны штанг относительно труб равна нулю, скорость верхней точки равна $v\psi$ (см. выше). Средняя скорость колонны штанг относительно колонны труб равна $0,5(0 + v\psi) = v\psi/2$.

С учетом изложенного усилия в моменты окончания периодов начальных деформаций описываются выражениями

$$P_{\text{в л}} = Q_{\text{в}} + G_{\text{ш}} \left[h\psi v_{\text{л в}} + \left(1 - \frac{\psi}{2}\right) \omega_{\text{л в}} \right]; \quad (10.84)$$

$$P_{\text{н л}} = Q_{\text{н}} + G_{\text{ш}} \left[h\psi v_{\text{л н}} + \left(1 - \frac{\psi}{2}\right) \omega_{\text{л н}} \right], \quad (10.85)$$

где $\omega_{\text{л в}}$ — ускорение в момент окончания периода начальных деформаций при ходе вверх; $\omega_{\text{л н}}$ — то же при ходе вниз.

Для определения усилий в начале каждого хода в первом приближении считают, что продольные колебания штанг полностью затухают к концу каждого полуцикла. Тогда усилия, действующие на колонну штанг в ее верхней точке в крайнем верхнем и крайнем нижнем положениях этой точки, можно определить из (10.80) и (10.81) без учета последнего члена в этих выражениях.

$$P_{\text{в в}} = Q_{\text{в}} + G_{\text{ш}}\omega_{\text{в}}; \quad (10.86)$$

$$P_{\text{н н}} = Q_{\text{н}} + G_{\text{ш}}\omega_{\text{н}}. \quad (10.87)$$

Здесь w_v , w_n — ускорения в крайних верхнем и нижнем положениях точки подвеса штанг ($v=0$).

В периоды начальных деформаций удлинения и сокращения колонн штанг и труб являются упругими, и поэтому закон изменения усилий в функции перемещения точки подвеса штанг имеет вид соответственно при ходах вверх и вниз

$$P = P_{vv} + (P_{v\lambda} - P_{vv}) \frac{S}{\lambda}; \quad (10.88)$$

$$P = P_{nn} - (P_{nn} - P_{n\lambda}) \frac{S_0 - S}{\lambda}. \quad (10.89)$$

Если относительная потеря хода S/λ велика, то для обеспечения необходимой точности силового расчета станка-качалки нужно усилия на участках начальных деформаций определять для нескольких положений механизма станка-качалки. Для этого участки $0 \leq S \leq \lambda$ и $0 \leq S_0 - S \leq \lambda$ нужно разбить на несколько частей $0 < S_{01} < S_{02} < S_{03} < \lambda$ и $0 < S_{1v} < S_{2v} < S_{3v} < \lambda$. Не представляет труда по (10.88) и (10.89) определить значения P , соответствующие этим перемещениям (S_{iv} и S_{0j}).

Углы ϕ поворота кривошипа, соответствующие этим перемещениям, определяют с помощью метода последовательных приближений по (10.35) — (10.48).

Сопоставление (10.88), (10.89) с учетом (10.86), (10.87) с (10.80) и (10.81) указывает на наличие скачков непрерывности функции нагрузки в начале каждого полуцикла, определяемых фактическим затуханием к концу полуциклов продольных колебаний штанг.

Следует указать, что при $\mu \leq 0,5$ из-за резкого изменения собственных частот колебаний системы при временном закреплении нижнего конца колонны штанг на участках начальных деформаций все остаточные продольные колебания быстро затухают именно в периоды начальных деформаций, что делает возможным без внесения заметной погрешности в расчет устранения указанных скачков следующим образом:

дополнительно к изложенному определяют по (10.80), (10.81) с учетом P_{kv} и P_{kn} нагрузки к концу ходов вверх и вниз соответственно P'_{vv} и P'_{nn} ;

выраженные нагрузки в переходные моменты времени от конца одного к началу другого полуцикла находят по формулам

$$P''_{vv} = 0,5(P_{vv} + P'_{vv}); \quad (10.90)$$

$$P''_{nn} = 0,5(P_{nn} + P'_{nn}). \quad (10.91)$$

Таким образом, нагрузку в точке подвеса штанг определяют совокупностью формул (10.88), (10.89) для участков начальных деформаций и (10.80), (10.81) для остальных участков хода с учетом (10.90), (10.91) и непрерывности функции нагрузки в течение цикла.

§ 4. Расчет подачи штанговой скважинной насосной установки

Теоретическая подача ($m^3/сут$) ШСНУ

$$Q_T = 1440n(S_0 - \lambda)f_n, \quad (10.9)$$

где n — частота ходов точки подвеса штанг, $мин^{-1}$.

Фактическая подача зависит от многих факторов. Прежде всего, следует разделить понятия подачи в исправной и неисправной насосной установке. В неисправной установке подача может сильно уменьшиться или совсем прекратиться из-за больших утечек в изношенных насосе или насосных трубах. К неисправности следует отнести насосную установку, в которой из-за малой глубины погружения насоса под динамический уровень и отсутствия газосепарирующих устройств (газового якоря) происходит срыв подачи насоса при откачке продукции с большим содержанием газа. В исправной насосной установке подача ее постепенно снижается по мере износа насоса. Поэтому фактическая подача насоса, если исключить случаи работы при очень высоком динамическом уровне (полупонтирующие скважины), всегда существенно меньше, чем теоретическая. Отношение фактической подачи насоса к теоретической называется коэффициентом подачи $\eta_n = Q_f/Q_T$.

В нефтепромысловой практике при определении η_n часто теоретическую подачу вычисляют без учета влияния потери ход плунжера λ , однако в настоящем параграфе это явление учитывается.

Для расчета средних добывных возможностей ШСНУ можно принять следующие расчетные значения η_n в зависимости от диаметра плунжерной пары скважинного насоса.

$d_n, мм$	28	32	38	43	55	68
η_n	0,65	0,70	0,75	0,80	0,80	0,85

А. С. Вирновским рекомендована формула для расчета теоретической подачи, учитывающая дополнительный пробег плунжера обусловленный влиянием инерционного движения верхнего конца колонны насосных штанг как упругой системы, при наличии трения штанг в трубах, пропорционального скорости:

$$Q_T = 1440n \left(\frac{S_0}{\sqrt{\cos^2 \mu + Sh^2 \mu_1}} - \lambda \right), \quad (10.93)$$

где

$$\mu_1 = hL/a. \quad (10.94)$$

В (10.93) не учитывается влияние продольных колебаний насосных штанг, возбуждаемых при каждом полуходе после окончания периодов начальных деформаций. Между тем продольные колебания в одних случаях увеличивают подачу установки, а в других — уменьшают.

Это явление экспериментально исследовал А. Н. Адонин, который вывел формулы для определения степени возрастания или уменьшения подачи в зависимости от соотношения параметров μ и λ/S_0 . Эти формулы выведены без учета трения, пропорционального скорости, и несколько преувеличивают влияние фактора продольных колебаний.

Влияние трения, пропорционального скорости, можно учесть, если воспользоваться приближенным решением (10.69) уравнения (10.61) при начальных и граничных условиях (10.61)—(10.64). Перемещение нижнего конца колонны штанг можно получить из (10.62), полагая

$$u|_{x=z} = e^{-ht} S_{Lв} \left(\sin \frac{\pi t}{2\tau} + \frac{1}{27} \sin 3 \frac{\pi t}{2\tau} + \frac{1}{125} \sin 5 \frac{\pi t}{2\tau} \dots \right). \quad (10.95)$$

При ходе вверх

$$S_{Lв} = 16Lv_{\lambda в} \psi / (\pi^3 a), \quad (10.96)$$

при ходе вниз

$$S_{Lн} = 16Lv_{\lambda н} \psi / (\pi^3 a). \quad (10.97)$$

Члены ряда в (10.95) быстро убывают, и, как нетрудно установить, сумма амплитуд имеет предел, отличающийся от единицы менее чем на 10%.

Поэтому можно ограничиться рассмотрением только первого члена ряда, что приводит к следующим формулам для определения дополнительных перемещений плунжера насоса под влиянием продольных колебаний штанг:

$$\Delta S_{в} = e^{-h(t_{в} - t_{\lambda в})} S_{Lв} \sin \frac{\pi(t_{в} - t_{\lambda в})}{2\tau}; \quad (10.98)$$

$$\Delta S_{н} = e^{-h(t_{н} - t_{\lambda н})} S_{Lн} \sin \frac{\pi(t_{н} - t_{\lambda н})}{2\tau}, \quad (10.99)$$

где $t_{в}$, $t_{н}$ — продолжительность хода вверх и вниз; $t_{\lambda в}$, $t_{\lambda н}$ — продолжительность растяжения при ходе вверх и вниз.

Окончательно для расчета фактической подачи ($\text{м}^3/\text{сут}$) насоса получают формулу

$$Q_{ф} = 0,113 d_{п}^3 n \eta_{п} \left(\frac{S_0}{\sqrt{\cos^2 \mu + Sh^2 \mu_1}} + \Delta S_{в} + \Delta S_{н} - \lambda \right). \quad (10.100)$$

§ 5. Конструирование и расчет колонны насосных штанг

Выше упоминалось о приведенном напряжении в насосных штангах $\sigma_{пр}$ как об универсальном, учитывающем как максимальную нагрузку, так и амплитуду нагрузки, критерии их нагружения. Следует отметить, что в настоящее время известно несколько достаточно разработанных и обоснованных теорий предельных асимметричных циклов нагружения материалов и деталей, одна из

которых использована при изложении материала в § 7 настоящей главы. Однако применительно к насосным штангам в нашей стране принят критерий $\sigma_{пр}$, поскольку с его использованием накоплен большой экспериментальный материал о работе насосных штанг различных видов, а также потому, что конструирование колонн насосных штанг на основе использования этого критерия дало положительные результаты.

И. Л. Файерман, исследуя зависимость частоты усталостных поломок (обрывов) насосных штанг от величины $\sigma_{пр}$, установил, что при малых $\sigma_{пр}$ эта зависимость представляет пологую возрастающую кривую; при некотором критическом значении $(\sigma_{пр})_к$ наклон кривой к оси ординат резко увеличивается, т. е. с увеличением $\sigma_{пр}$ более интенсивно нарастает частота поломок. Им также установлено, что указанное $(\sigma_{пр})_к$ различно для насосных штанг из разных сталей и также существенно зависит от способа их термообработки. Он предложил считать указанное критическое $(\sigma_{пр})_к$ в качестве показателя, характеризующего эксплуатационную прочность насосных штанг данного вида.

Через наибольшее $P_{\max}$ и наименьшее $P_{\min}$ усилия в штангах и площадь поперечного сечения верхней f_1 штанги приведенное напряжение выражается формулой

$$\sigma_{пр} = \frac{1}{f_1} \sqrt{P_{\max} \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2}}. \quad (10.101)$$

Исследования коррозионно-усталостной прочности материалов указывают на то, что описанный характер зависимости частоты поломок штанг от $\sigma_{пр}$ и наличие у насосных штанг критического $(\sigma_{пр})_к$ отражают общую закономерность сопротивления материалов коррозионной усталости, заключающуюся в том, что при циклическом нагружении в условиях коррозионного воздействия отсутствует абсолютный предел усталости (ниже которого поломки прекращаются, сколь бы ни было велико число циклов нагружения), и в том, что зависимость напряжения, вызывающего поломку от числа циклов нагружения в логарифмических координатах (кривая Велера) имеет излом с разным наклоном прямых до и после точки перегиба.

Исходя из условия обеспечения высокой надежности при минимальном весе штанговой колонны ГОСТом рекомендовано при расчетах штанговых колонн принимать значения $\sigma_{пр}$ в пределах 0,75—0,9 $(\sigma_{пр})_к$.

При расчетах необходимо учитывать кубическую зависимость частоты отказов штанг от $\sigma_{пр}$ (см. § 1).

И. К. Караев исследовал вопрос зависимости оптимальных соотношений длин ступеней колонны насосных штанг от различных факторов и установил, что для практических расчетов можно определять эти соотношения только в зависимости от диаметра скважинного насоса. Рекомендуемые им относительные (к полной длине колонны) длины ступеней приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1. Рекомендуемые относительные длины ступеней штанг

Конструкция колонны штанг (диаметр, мм, длина ступеней l , %)		Диаметр плунжера насоса d_n , мм					
		28	32	38	43	55	68
19×16	l_1	30	34	38	42	58	—
	l_2	70	66	62	58	42	—
22×19	l_1	26	28	30	33	43	56
	l_2	74	72	70	67	57	44
25×22	l_1	—	—	25	27	34	58
	l_2	—	—	75	73	66	42
22×19×16	l_1	23	25	28	31	—	—
	l_2	25	29	31	35	—	—
	l_3	52	47	41	34	—	—
25×22×19	l_1	19	20	23	25	32	—
	l_2	22	23	26	28	37	—
	l_3	59	57	51	37	31	—

С использованием табл. 10.1 штанговые колонны конструируют в следующем порядке. В зависимости от коррозионной активности продукции предварительно выбирают материал штанг, характеризуемый величиной $(\sigma_{пр})_к$. Проверяют возможность применения одноступенчатой колонны. Для этого, в зависимости от диаметра скважинного насоса, с учетом необходимости обеспечения достаточной жесткости нижней части колонны штанг при ее работе на продольный изгиб из-за наличия сил трения в насосе и гидравлических сопротивлений в его нагнетательном клапане выбирают диаметр штанг.

Диаметр плунжера насоса d_n , мм	43	55	68
Диаметр штанг, мм	16	19	22

Определяют P_{max} , P_{min} и по (10.101) величину $\sigma_{пр}$.

Если $\sigma_{пр} \leq 0,75(\sigma_{пр})_к$ и P_{max} меньше, чем паспортная нагрузка намечаемого к использованию станка-качалки, то окончательно выбирают одноступенчатую колонну. В других случаях проверяют приемлемость двухступенчатой колонны. Колонна считается приемлемой, если $0,75(\sigma_{пр})_к \leq \sigma_{пр} \leq 0,9(\sigma_{пр})_к$ и P_{max} не превышает паспортной нагрузки на станок-качалку. Если эти условия не соблюдаются, то рассчитывают трехступенчатую колонну.

Если колонна штанг 25×22×19 выбранного типа не обеспечивает ее прочности, то подбирают другой материал штанг с боль-

шим $(\sigma_{пр})_к$. Для наиболее прочных штанг допускают соблюдение условия прочности $\sigma_{пр} = (\sigma_{пр})_к$. Если после подбора наиболее прочной трехступенчатой колонны усилие P_{max} больше, чем паспортная нагрузка станка-качалки, то подбирается другой типоразмер СК.

В (10.54) и (10.55) для определения статических нагрузок на штанги при ходах вниз и вверх входят силы «сухого» трения $Q_{тр в}$ и $Q_{тр н}$. Составляющие $F_{тр н}$ этих сил от трения в паре плунжер-цилиндр втулочного насоса в зависимости от диаметра насоса и группы его посадки (I или II) указаны ниже:

d_n , мм	28	32	38	43	55	68
$F_{тр н}$, кН						
посадка I	8	11	13	15	19	24
посадка II	3	4	5	6	8	10

Составляющую силу от трения штанг о трубы определяют по формуле А. М. Пирвердяна

$$F_{тр ш} = \mu_{тL} \sum_{i=1}^m \frac{P_i}{\Delta l_i} \sqrt{(\sigma_n)_i^2 + (\sigma_k)_i^2 - 2(\sigma_n)_i(\sigma_k)_i \cos \beta_i}, \quad (10.102)$$

где m — число интервалов длины ствола скважины; $\mu_{т}$ — коэффициент трения, при откачке водонефтяной смеси $\mu_{т} = 0,25$, при откачке легкой нефти $\mu_{т} = 0,2$, при откачке вязкой нефти $\mu_{т} = 0,16$; P_i — усилие, в середине рассматриваемого i -го интервала колонны штанг; Δl_i — длина интервала; $(\sigma_n)_i$, $(\sigma_k)_i$ — кривизна ствола в начале и в конце i -го интервала; β_i — разность азимутов в начале и конце i -го интервала.

При расчете по (10.102) можно принимать статистическую нагрузку при ходе штанг вниз

$$P_i = (P_i)_н = \left(1 - \frac{l_i}{L}\right) \left[gG_n \left(1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{ш}}\right) - f_{уш} \rho_0 \right], \quad (10.103)$$

где l_i — расстояние от устья скважины до середины рассматриваемого интервала

При ходе вверх

$$P_i = (P_i)_н + [g(L - \Delta H) \rho_{ж} + \rho_0] f_{п}. \quad (10.104)$$

Общая сила трения

$$Q_{тр} = F_{тр н} + F_{тр ш}. \quad (10.105)$$

В практически вертикальных скважинах силы трения штанг малы и ими можно пренебречь. Но в сильно искривленных скважинах эти силы, особенно при ходе вверх, значительны и могут оказать существенное влияние на выбор конструкции колонны насосных штанг.

§ 6. Силовой расчет механизма балансирного станка-качалки

Силовой расчет заключается в определении действующих на части станка-качалки нагрузок. Это необходимо для последующего расчета на прочность этих частей (детали, подшипники, сборочные единицы).

Для определения этих нагрузок необходимо знать законы движения звеньев механизма станка-качалки и действующее на него усилие со стороны скважины. Так как станок-качалка представляет собой плоский механизм с одной степенью свободы, законы движения всех его частей определяются законом движения точки подвески штанг (см. § 2). Действующее на станок-качалку со стороны скважины усилие отличается от определенного в § 3 на величину усилия в устьевом сальнике $\pm Q_c$ (положительное значение применяют при ходе вверх, а отрицательное — при ходе вниз), а также на величину веса устьевого штока и канатной подвески и сил инерции от их масс

$$P' = P \pm Q_c + (g + w)(G_{уш} + G_{пнд}). \quad (10.106)$$

Для упрощения расчетов станков-качалок (рис. 10.4, 10.5) принято, что массы всех частей станка-качалки сосредоточены в отдельных точках-центрах их масс. При этом балансир рассматривают как совокупность головки, передней и задней частей, балансирного груза с массами соответственно G_r , $G_{б1}$, G_b , $G_{бп}$ и расстояниями (при горизонтальном положении балансира) их центров масс от центра качания соответственно по горизонтали l_r , $l_{б1}$, l_b , $l_{п}$ и по вертикали l_r , $l_{б1}$, b_b , $b_{п}$ (обычно $b_{б1} = b_b$). Масса траверсы предполагается сосредоточенной в точке шарнирного соединения ее с балансиром, к которой также отнесено $2/3$ массы тела шатунов. Оставшаяся $1/3$ массы каждого шатуна отнесена к точке шарнирного соединения шатуна с кривошипными, т. е. входит в $G_{нг}$ — массу нижней головки шатуна.

Для станка с кривошипным или комбинированным уравниванием предварительно определяют в первом приближении требуемый уравнивающий момент вращающихся масс по формуле

$$M_{уп} = \frac{k_1}{k} r \left[\frac{Q_n + Q_v}{2} + G''_6 g \right], \quad (10.107)$$

где

$$G''_6 = \frac{1}{k} \left((G_r l_r + G_{б1} l_{б1} - G_b l_b - G_{бп} l_{бп} - J_4 G_{тш} k) \right). \quad (10.108)$$

Для станка с балансирным уравниванием находят уравнивающий момент от имеющихся в его механизме

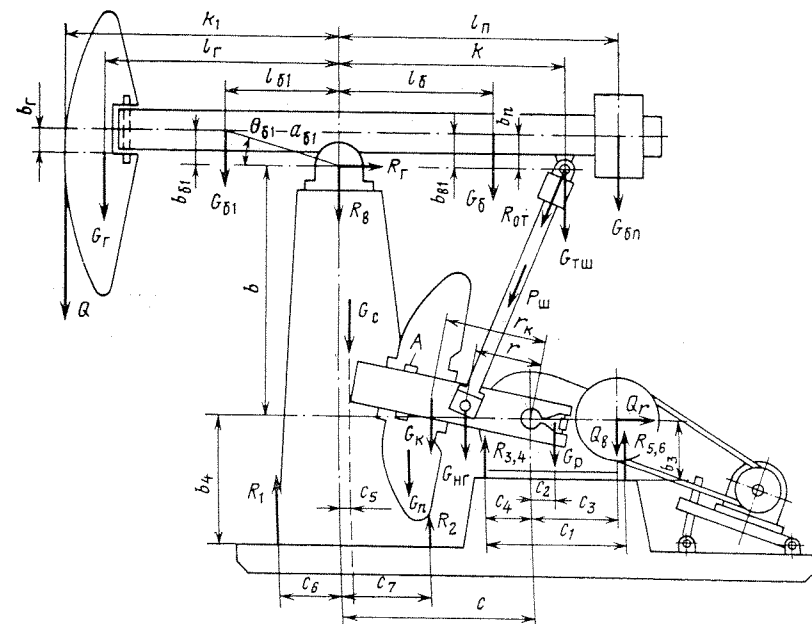


Рис. 10.4. Схема станка-качалки с дуплечим балансиром

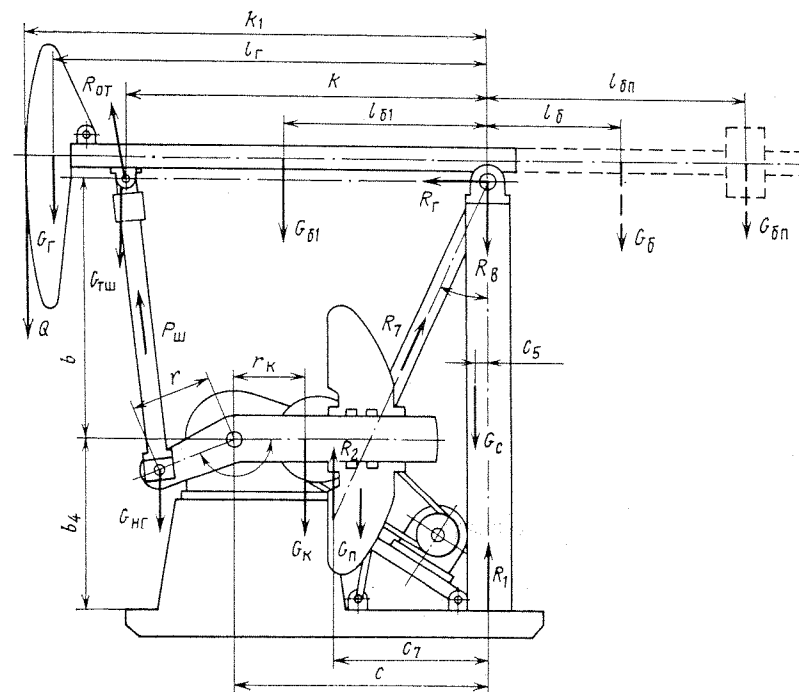


Рис. 10.5. Схема станка-качалки с одноплечим балансиром

вращающихся масс и требуемую (в первом приближении) массу балансирующих противовесов по формулам

$$M_{yp} = 2J_4 [G_k r_k + G_{nr} r] g; \quad (10.109)$$

$$G_{6n} = \frac{k_1}{l_n} \left[\frac{Q_n + Q_b}{2g} + G'_6 \right] - \frac{M_{yp}}{gr}. \quad (10.110)$$

Здесь G_k , G_{nr} — масса соответственно кривошипа и нижней головки шатуна; r_k — расстояние центра тяжести кривошипа от его оси вращения.

При расчете по (10.110) в (10.108) следует принимать $G_{6n} = 0$. Обозначим (см. рис. 10.5).

$$\begin{aligned} a_r &= \sqrt{l_r^2 + b_r^2}; \quad \theta_r = \arctg(b_r/l_r); \\ a_{61} &= \sqrt{l_{61}^2 + b_{61}^2}; \quad \theta_{61} = \arctg(b_{61}/l_{61}); \\ a_6 &= \sqrt{l_6^2 + b_6^2}; \quad \theta_6 = \arctg(b_6/l_6); \\ a_n &= \sqrt{l_n^2 + b_n^2}; \quad \theta_n = \arctg(b_n/l_n). \end{aligned}$$

Также обозначим

$$G'_6 = \frac{G_r a_r^2 + G_{61} a_{61}^2 + G_6 a_6^2 + G_{6n} a_n^2 + G_{тш} k^2}{k_1 k}.$$

С учетом указанных обозначений усилие в теле шатуна и в шарнирном соединении шатуна с кривошипом имеет вид

$$\begin{aligned} P_{ш} = \{ P'k + g [G_r a_r \cos(\theta - J_4 \theta_r) + G_{61} a_{61} \cos(\theta - J_4 \theta_{61}) - J_4 G_{тш} k \cos \theta - \\ - G_6 a_6 \cos(\theta + J_4 \theta_6) - G_{6n} a_n \cos(\theta + J_4 \theta_n)] + G'_6 \omega k \} \frac{1}{2k \sin \beta}. \end{aligned} \quad (10.111)$$

Формула для определения крутящего момента на ведомом валу редуктора

$$M = 2rJ_4 P_{ш} \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) - M_{yp} \sin \varphi''. \quad (10.112)$$

Это выражение отличается от известных своей универсальностью — оно имеет одинаковый вид для станков-качалок с любой системой уравнивания, что представляет определенные удобства при расчетах на ЭВМ.

После расчета момента для всего цикла работы механизма станка-качалки определяют наибольшие пиковые значения $M_{пв}$ и $M_{пн}$ крутящего момента на участках ходов вверх и вниз. Расчет можно выполнить, используя программу ЭВМ (см. § 9).

Затем выполняют процедуру оптимизации уравнивания методом последовательных приближений:

при кривошипном или комбинированном уравнивании

$$M_{yp} \approx M_{yp} - \frac{M_{пв} - M_{пн}}{2}, \quad (10.113)$$

при балансирном уравнивании

$$G_{6n} = G_{6n} \left(1 - \frac{M_{п6} - M_{пн}}{M_{пв} + M_{пн}} \right). \quad (10.114)$$

Усилие в опоре траверсы (в шарнире соединения траверсы с балансиром)

$$R_{от} = \sqrt{R_{от1}^2 + R_{от2}^2}, \quad (10.115)$$

$$R_{от1} = 2P_{ш} \sin \beta + J_4 G_{тш} \left(g \cos \theta - J_4 \omega \frac{k}{k_1} \right);$$

$$R_{от2} = 2P_{ш} \cos \beta - J_4 G_{тш} \left(\frac{v}{k_1} \right)^2 k.$$

Вертикальная составляющая усилия, действующего на опору балансира:

$$R_b = P' + G'_6 + J_4 2P_{ш} \cos \varepsilon + R_{b1} + R_{b2} + R_{b3} + R_{b4} + R_{b5}, \quad (10.116)$$

где

$$G'_6 = G_r + G_{61} + G_6 + G_{6n} + G_{тш};$$

$$R_{b1} = G_r \frac{a_r}{k_1} \left[\omega \cos(\theta - J_4 \theta_r) + J_4 \frac{v^2}{k_1} \sin(\theta - J_4 \theta_r) \right];$$

$$R_{b2} = G_{61} \frac{a_{61}}{k_1} \left[\omega \cos(\theta - J_4 \theta_{61}) + J_4 \frac{v^2}{k_1} \sin(\theta - J_4 \theta_{61}) \right];$$

$$R_{b3} = G_6 \frac{a_6}{k_1} \left[\omega \cos(\theta + J_4 \theta_6) - J_4 \frac{v^2}{k_1} \sin(\theta + J_4 \theta_6) \right];$$

$$R_{b4} = G_{6n} \frac{a_n}{k_1} \left[\omega \cos(\theta + J_4 \theta_n) - J_4 \frac{v^2}{k_1} \sin(\theta + J_4 \theta_n) \right];$$

$$R_{b5} = G_{тш} \frac{k}{k_1} \left[\omega \cos \theta - J_4 \frac{v^2}{k_1} \sin \theta \right].$$

Горизонтальная составляющая того же усилия

$$R_r = J_4 2P_{ш} \sin \varepsilon + R_{r1} + R_{r2} + R_{r3} + R_{r4} + R_{r5}, \quad (10.117)$$

где

$$R_{r1} = G_r \frac{a_r}{k_1} \left[\omega \sin(\theta - J_4 \theta_r) - J_4 \frac{v^2}{k_1} \cos(\theta - J_4 \theta_r) \right];$$

$$R_{r2} = G_{61} \frac{a_{61}}{k_1} \left[\omega \sin(\theta - J_4 \theta_{61}) - J_4 \frac{v^2}{k_1} \cos(\theta - J_4 \theta_{61}) \right];$$

$$R_{r3} = G_6 \frac{a_6}{k_1} \left[\omega \sin(\theta + J_4 \theta_6) - J_4 \frac{v^2}{k_1} \cos(\theta + J_4 \theta_6) \right];$$

$$R_{r4} = G_{6п} \frac{a_{п}}{k_1} \left[w \sin(\theta + J_4 \theta_{п}) - J_4 \frac{v^2}{k_1} \cos(\theta + J_4 \theta_{п}) \right];$$

$$R_{r5} = G_{тш} \frac{k}{k_1} \left[w \sin \theta + J_4 \frac{v^2}{k_1} \cos \theta \right].$$

Так как опора балансира раздвоена, то результирующее усилие, действующее на каждую половину опоры,

$$R_{о6} = \frac{1}{2} \sqrt{R_{в}^2 + R_{г}^2}. \quad (10.118)$$

Вертикальная $R_{тв}$ и горизонтальная $R_{тг}$ (рис. 10.6) реакции опор ведомого (тихоходного) вала описываются формулами

$$R_{тв} = \frac{I_4 M}{d_{дт} i_{тк} \eta_{т}} + g \left(G_{кп} + \frac{G_{тв}}{2} \right) - J_4 \left(\frac{M_{ур}}{2g} \omega^2 \cos \varphi'' + P_{ш} \cos \varepsilon \right); \quad (10.119)$$

$$R_{тг} = \frac{M \operatorname{tg} \alpha_{п}}{d_{дт} i_{тк} \eta_{т} \cos \beta_{дт}} - \frac{M_{ур}}{2g} \omega^2 \sin \varphi'' + P_{ш} \sin \varepsilon, \quad (10.120)$$

где

$$G_{кп} = G_{к} + G_{п} n' + G_{нг}; \quad (10.121)$$

$$k_{\eta т} = \eta_{т} \text{ при } M > 0; \quad k_{\eta т} = 1/\eta_{т} \text{ при } M < 0.$$

Здесь $G_{к}$ — масса кривошипа; $G_{п}$ — масса противовеса; n' — число противовесов на кривошипе; $\alpha_{п}$ — угол передачи усилия в зубьях; $d_{дт}$ — диаметр делительной окружности зубчатого колеса тихоходной передачи; $i_{т}$ — передаточное отношение тихоходной передачи; $\beta_{дт}$ — угол наклона зубьев тихоходной передачи; $\eta_{т}$ — коэффициент полезного действия тихоходной передачи; $G_{тв}$ — масса сборки ведомого (тихоходного) вала.

Суммарная реакция опоры тихоходного вала

$$R_{т} = \sqrt{R_{тв}^2 + R_{тг}^2}. \quad (10.122)$$

Вертикальная $R_{пв}$ и горизонтальная $R_{пт}$ реакции опор промежуточного вала описываются формулами

$$R_{пв} = I_4 \left(\frac{1}{d_{дт} i_{тк} \eta_{т}} + \frac{1}{d_{дб} i_{пк} \eta_{п}} \right) - \frac{g G_{пв}}{2}; \quad (10.123)$$

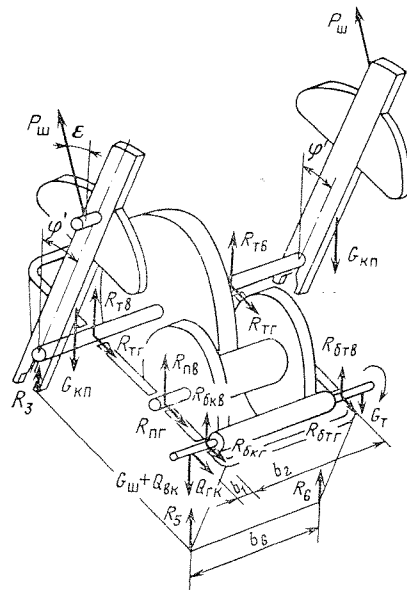


Рис. 10.6. Схема редуктора станка-качалки

$$R_{пг} = M \operatorname{tg} \alpha \left(\frac{1}{d_{дт} i_{тк} \eta_{т} \cos \beta_{дт}} - \frac{1}{d_{дб} i_{пк} \eta_{п} \cos \beta_{дб}} \right), \quad (10.124)$$

$$\text{при } M > 0 \quad k_{\eta п} = \eta_{п}; \quad \text{при } M < 0 \quad k_{\eta п} = 1/\eta_{п},$$

где $d_{дт}$ — диаметр делительной окружности колеса быстроходной передачи; $i_{п}$ — общее передаточное число редуктора; $\eta_{п}$ — общий к.п.д. редуктора $\beta_{дб}$ — угол наклона зубьев быстроходной передачи; $G_{пв}$ — масса сборки промежуточного вала.

Суммарная реакция опоры промежуточного вала

$$R_{п} = \sqrt{R_{пв}^2 + R_{пт}^2}. \quad (10.125)$$

Ввиду симметричности нагружения подшипниковых опор ведомого и промежуточного валов обе опоры каждого вала воспринимают одинаковые нагрузки. Опоры ведущего (быстроходного) вала редуктора воспринимают различающиеся друг от друга нагрузки, так как натяжение клиновых ремней и масса редукторного шкива действуют только на один конец ведущего вала. Вертикальная и горизонтальная реакции опор ведущего вала со стороны клиноременной передачи

$$R_{бкв} = \frac{I_4 M}{d_{дб} i_{пк} \eta_{п}} + (g G_{ш} + Q_{вк}) \left(1 + \frac{b_1}{b_2} \right) - g \left(G_{т} \frac{b_1}{b_2} + \frac{G_{бв}}{2} \right); \quad (10.126)$$

$$R_{бкг} = \frac{M \operatorname{tg} \alpha_{п}}{d_{дб} i_{пк} \eta_{п} \cos \beta_{дб}} + Q_{гк} \left(1 + \frac{b_1}{b_2} \right), \quad (10.127)$$

где $G_{ш}$, $G_{т}$ — масса редукторного шкива и тормоза; $Q_{вк}$, $Q_{гк}$ — вертикальная, горизонтальная составляющая усилия натяжения клиновых ремней; b_1 , b_2 — (см. рис. 10.6); $G_{бв}$ — масса сборки ведущего вала.

Суммарная реакция опоры ведущего вала со стороны клиноременной передачи

$$R_{бк} = \sqrt{R_{бкв}^2 + R_{бкг}^2}. \quad (10.128)$$

Вертикальная и горизонтальная реакции ведущего вала со стороны тормоза, а также суммарная реакция

$$R_{бтв} = \frac{I_4 M}{d_{дб} i_{пк} \eta_{п}} - (g G_{ш} + Q_{вк}) \frac{b_1}{b_2} + g G_{т} \left(1 + \frac{b_1}{b_2} \right) + \frac{g G_{бв}}{2}; \quad (10.129)$$

$$R_{бтг} = \frac{M \operatorname{tg} \alpha_{п}}{d_{дб} i_{пк} \eta_{п} \cos \beta_{дб}} - Q_{гк} \frac{b_1}{b_2}; \quad (10.130)$$

$$R_{бт} = \sqrt{R_{бтв}^2 + R_{бтг}^2}. \quad (10.131)$$

Распределение нагрузки между четырьмя ногами стойки станков-качалок представляет статически неопределимую задачу. Но

можно определить сумму усилий R_1 в передних ногах стойки и сумму усилий R_2 в ее задних ногах (см. рис. 10.4, 10.5)

$$R_1 = \frac{R_{вс7} + gG_c(c_7 - c_6) - R_r(b + b_4)}{c_6 + c_7}; \quad (10.132)$$

$$R_2 = \frac{R_{вс6} + gG_c(c_6 + c_5) + R_r(b + b_4)}{c_6 + c_7}, \quad (10.133)$$

где b, b_4, c_6, c_7 — линейные размеры (у одноплечего станка-качалки $c_6=0$); G_c — масса стойки, включая массу опоры балансира; c_5 — расстояние по горизонтали центра качания балансира.

Редукторы станков-качалок прикрепляются к раме или к подредукторной подставке с помощью шести — восьми болтов по три — четыре болта с каждой стороны. Расчет распределения нагрузки между ними представляет статически неопределимую задачу. Для упрощения рассматривают случай, когда редуктор закреплен к раме в четырех точках по углам основания корпуса. Вертикальные реакции в точках закрепления обозначены R_3 и R_4 — со стороны редуктора, обращенной к стойке; R_5 и R_6 — со стороны редуктора, обращенной к электродвигателю.

При определении этих реакций можно рассматривать раздельно группы сил, приложенных симметрично относительно середины редуктора и приложенных несимметрично. К первым относятся масса редуктора в сборе $G_p, G_{кп}$, центробежная сила вращающихся масс, ко второй группе сил — $G_{ш}, G_r, Q_{вх}, Q_{гк}$.

При таком раздельном рассмотрении искомые реакции будут

$$R_3 = (R_3)_I + (R_3)_{II}; \quad (10.134)$$

$$R_4 = (R_4)_I + (R_4)_{II}; \quad (10.135)$$

$$R_5 = (R_5)_I + (R_5)_{II}; \quad (10.136)$$

$$R_6 = (R_6)_I + (R_6)_{II}. \quad (10.137)$$

где $(R_3)_I, (R_4)_I, (R_5)_I, (R_6)_I$ — составляющие реакций опор, определяемые действием группы симметричных сил, а $(R_3)_{II}, (R_4)_{II}, (R_5)_{II}, (R_6)_{II}$ — составляющие реакций опор, определяемые действием группы несимметричных сил.

Чтобы сделать статически определимыми задачи расчета реакций четырех опор редуктора, расположенных по углам прямоугольника, делают два допущения

$$(R_3)_I - (R_4)_I = (R_5)_I - (R_6)_I = 0; \quad (10.138)$$

$$(R_3)_{II} - (R_4)_{II} = (R_5)_{II} - (R_6)_{II} \neq 0. \quad (10.139)$$

При этих допущениях рассмотрение условий равновесия редуктора под действием внешних сил и реакций опор приводит к выражениям

$$(R_3)_{II} = Q_{пв}(0,25 - k_c) - Q_{пг} + Q_d; \quad (10.140)$$

$$(R_4)_{II} = Q_{пв}(0,75 - k_c) - Q_{пг} - Q_d; \quad (10.141)$$

$$(R_5)_{II} = Q_{пв}(0,25 - k_c) + Q_{пг} + Q_d; \quad (10.142)$$

$$(R_6)_{II} = Q_{пв}(0,25 + k_c) + Q_{пг} - Q_d, \quad (10.143)$$

где

$$Q_{пв} = g(G_{ш} + G_r) + Q_{вх}; \quad (10.144)$$

$$Q_{пг} = Q_{гк}b_3/c_1; \quad (10.145)$$

$$Q_d = \frac{(gG_{ш} + Q_{вх})(b_5 + b_6) - gG_rb_6}{2b_5}. \quad (10.146)$$

Здесь b_5 — расстояние между опорами редуктора в поперечном направлении; b_6 — расстояние в поперечном направлении от центра шкива редуктора до ближайшей точки опоры редуктора

$$\begin{aligned} (R_3)_I = (R_4)_I = & \frac{1}{c_1} \left\{ -\frac{gG_p}{2}(c_1 - c_4 - c_2) + gG_{кп}(c_1 - c_4) - J_4P_{ш} \times \right. \\ & \times [\cos \epsilon (c_1 - c_4 - I_4r \sin(\varphi'' - \varphi_y)) - \sin \epsilon (b_3 + r \cos(\varphi'' - \varphi_y))] - \\ & \left. - \frac{M_{yp}}{2} \left[I_4 \sin \varphi'' + \frac{\omega^2}{g} (\cos \varphi'' (c_1 - c_4) + I_4 \sin \varphi'' b_3) \right] \right\}; \end{aligned} \quad (10.147)$$

$$(R_5)_I = (R_6)_I = g \left(G_{кп} + \frac{G_p}{2} \right) - (R_3)_I - J_4P_{ш} \cos \epsilon - \frac{M_{yp}}{2g} \omega^2 \cos \varphi''. \quad (10.148)$$

Усилие, действующее на редуктор в горизонтальном направлении,

$$Q_r = Q_{гк} - 2P_{ш} \sin \epsilon + I_4 \frac{M_{yp}}{g} \omega^2 \sin \varphi''. \quad (10.149)$$

§ 7. Конструирование и прочностной расчет станка-качалки

В нашей стране и за рубежом конструкция приводов ШСНУ складывалась под влиянием необходимости круглосуточной непрерывной работы под открытым небом в различных климатических условиях с учетом удаленности друг от друга нефтяных скважин и сложности проведения в полевых условиях работ по техническому обслуживанию и ремонту, монтажных работ по установке и снятию привода на скважине.

Тяжелые экономические последствия от внезапных отказов привода, выражающиеся в простоях скважин и потере добычи нефти, обусловили необходимость обеспечения:

регулирования скорости откачки в возможно большем диапазоне;

легкого доступа к устьевому сальнику для периодического подтягивания его уплотнительной набивки;

возможности легкого и быстрого освобождения пространства над устьем скважины для проведения ее текущего ремонта;

экономного потребления энергоресурсов.

Сформулированной совокупности требований наилучшим образом удовлетворяют современные балансирные станки-качалки,

что и послужило причиной их повсеместного распространения в качестве практически единственного вида приводов ШСНУ.

Конструктивными особенностями СК являются:

применение закрытого редуктора с двумя цилиндрическими зубчатыми передачами, частично погруженными в масляную ванну;

использование четырехзвенного шарнирного механизма с раздвоенными кривошипами и шатунами;

максимально возможное применение подшипников качения в опорах валов редуктора и в шарнирах преобразующего механизма;

использование откидной, съемной или поворотной головки балансира, обеспечивающей легкое освобождение пространства над устьем скважины при ее ремонте;

подсоединение устьевого штока к головке балансира с помощью гибкого звена, обычно стального каната, огибающего дугу головки балансира;

наличие грузового или пневматического уравнивания.

Рассмотрим вопросы конструирования и прочностного расчета на примере станков-качалок двухплечей конструкции с грузовым уравниванием. Излагаемый материал и ранее приведенные в § 2, 3, 6 формулы позволяют по аналогии решать также вопросы конструирования и прочностного расчета станков-качалок одноплечей конструкции.

В станках-качалках применены роликовые подшипники. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки между кривошипами, шатунами, исключения изгиба шатунов из-за неточностей изготовления деталей преобразующего механизма станка-качалки в опоре траверсы и в нижних головках шатунов применены двухрядные сферические подшипники с бочкообразными роликами, а в верхней головке шатуна — шаровой подшипник скольжения.

Одной из задач прочностного расчета механизма станка-качалки является выбор подшипников его шарнирных узлов и опор валов редуктора.

Вначале рассмотрим расчет подшипников, внутренняя обойма которых непрерывно вращается в одном направлении относительно неподвижной наружной. Это все подшипники опор валов редуктора и подшипники нижней головки шатуна. Поскольку на них действует только радиальная нагрузка, а их температура при работе не превышает 100 °С, эквивалентную динамическую нагрузку можно определить по формуле

$$Q_{\text{экв}} = 1,2 \left[\frac{1}{T_{\text{сп}}} \int_0^{T_{\text{сп}}} [Q(t)]^\alpha dt \right]^{1/\alpha}, \quad (10.150)$$

где 1,2 — коэффициент безопасности, значение которого принято применительно к условиям работы станков-качалок и их редукторов; $T_{\text{сп}}$ — срок службы подшипника; t — текущее время с мо-

мента начала его работы; $Q(t)$ — нагрузка на подшипник в момент его работы; $\alpha = 3,33$ (для роликовых подшипников).

В рассматриваемом случае все нагрузки циклически повторяются, и поэтому в (10.150) выражение в скобках может быть определено при $0 \leq t \leq T_{\text{п}}$.

Особенностью метода силового расчета механизма СК (см. § 6) является то, что все (см. также § 9) усилия определены при заранее найденных дискретных значениях φ'_i (см. §§ 2, 3, а также § 9), для которых предварительно найдены P_i (§ 3).

Не внося сколь-нибудь заметной погрешности, можно принять, что в промежутке между дискретными точками все усилия изменяются линейно в функции времени t или угла φ' поворота кривошипа, который по его определению изменяется в пределах $0 \leq \varphi' \leq 2\pi$.

Для такой кусочно-линейной непрерывной функции обобщенного усилия Q , действующего на подшипник, исходя из (10.150), можно получить

$$Q_{\text{экв}} = 1,2 \left[\frac{1}{2\pi} \sum_{i=2}^m \frac{Q_i^{\alpha+1} - Q_{i-1}^{\alpha+1}}{(Q_i - Q_{i-1})(\alpha + 1)} (\varphi'_i - \varphi'_{i-1}) \right]^{1/\alpha}. \quad (10.151)$$

Здесь обобщенные усилия Q_i определены для углов φ'_i , причем $\varphi'_1 = 0$; $\varphi'_m = 2\pi$.

Подставляя в (10.151) $\alpha = 3,33$ и вместо Q_i последовательно значения $P_{\text{ш}i}$, $R_{\text{т}i}$, $R_{\text{п}i}$, $R_{\text{бк}i}$, $R_{\text{бт}i}$ (в точках i), найдем $(P_{\text{ш}})_{\text{экв}}$, $(R_{\text{т}})_{\text{экв}}$, $(R_{\text{п}})_{\text{экв}}$, $(R_{\text{бк}})_{\text{экв}}$, $(R_{\text{бт}})_{\text{экв}}$.

Долговечность подшипника (ч) рассчитывают из условия его работы на усталостное разрушение

$$T_h = \frac{10^6}{60n_{\text{п}}} \left(\frac{c_{\text{д}}}{Q_{\text{экв}}} \right)^{3,33}, \quad (10.152)$$

где $n_{\text{п}}$ — частота вращения подшипника (при $n_{\text{п}} \leq 10 \text{ мин}^{-1}$) принимают $n_{\text{п}} = 10 \text{ мин}^{-1}$; $c_{\text{д}}$ — динамическая грузоподъемность подшипника (приведена в справочниках и каталогах).

Подшипник должен быть выбран таким, чтобы его срок службы (долговечность) по усталостному разрушению был больше, чем нормативный срок службы станка-качалки и редуктора до первого капитального ремонта.

Кроме расчета подшипника на усталостное разрушение, рекомендуют проверять его на долговечность с учетом допустимого износа поверхностей качения. Для средних редукторов, к которым относятся редукторы станков-качалок, наибольшее допустимое значение коэффициента износа равно $f_v = 8$, что соответствует диапазону долговечности подшипников опор валов редуктора 32 000—56 000 ч. Для максимального снижения темпа износа подшипников и передач и возможности назначения срока службы редуктора до первого капитального ремонта близким к верхнему пределу указанных выше долговечностей в нем предусмотрено уст-

ройство, улавливающее продукты износа подшипников и зубчатых передач, состоящее из двух сильных цилиндрических постоянных магнитов, подвешенных к крышке люка.

Подшипники опор балансира и траверсы, в отличие от других рассмотренных выше подшипников, совершают не вращательное, а качательное движение. Однако ввиду значительной, при наибольшей длине хода полированного штока станков-качалок, амплитуды качания, углы поворота одного кольца этих подшипников относительно другого из среднего в крайнее положение обычно больше, чем угол φ_k между соседними телами качания примененных в них подшипников, поскольку

$$\frac{\gamma_{\max} - \gamma_{\min}}{2} > \varphi_k; \quad \frac{\beta_{\max} - \beta_{\min}}{2} > \varphi_k.$$

Для этих условий долговечность подшипников можно рассчитать, как при полном вращении подшипника. В соответствии с этим подстановкой в (10.151) вместо Q_i значений $R_{обi}$, $R_{отi}$ можно определить $(R_{об})_{экв}$, $(R_{от})_{экв}$, а затем по (10.152) расчетные долговечности подшипников этих опор, которые должны быть больше, чем нормативный срок службы СК до первого капитального ремонта.

Специфическим узлом, характерным для станков-качалок, является шарнирный узел (рис. 10.7) соединения кривошипа с шатуном, от надежности работы которого в значительной степени зависит надежность работы преобразующего механизма станка-качалки.

При затяжке соединения осевым усилием Q_n на рабочих участках b_0 и a_0 втулки возникает давление

$$q_0 = \frac{Q_n}{\pi d_0 (L_0 - l_0) \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} + \mu_r \right)}, \quad (10.153)$$

где α_k — угол конусности втулки и пальца кривошипа; μ_r — коэффициент трения.

При приложении к нижней головке шатуна усилия $P_{ш}$ давления в плоскости приложения этого усилия на рабочих участках контактирующих поверхностей кривошипа, втулки и пальца перераспределяются в соответствии со схемами (рис. 10.7)

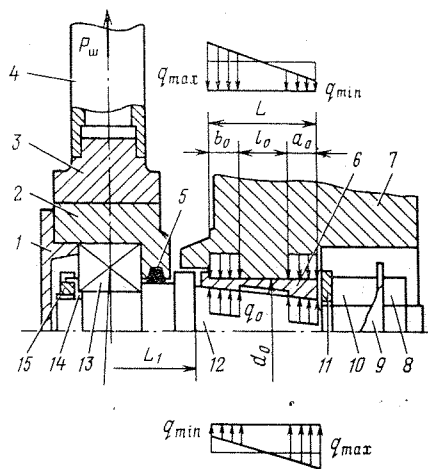


Рис. 10.7. Схема узла шарнирного соединения шатуна с кривошипом:

1 — крышка подшипника; 2 — корпус нижней головки шатуна; 3 — башмак шатуна; 4 — тело шатуна; 5 — войлочное уплотнение; 6 — разрезная конусная втулка; 7 — кривошип; 8 — контргайка; 9 — загибная шайба; 10 — гайка; 11 — упорная шайба; 12 — палец кривошипа (нижней головки шатуна); 13 — подшипник нижней головки шатуна; 14 — стопорная фигурная шайба; 15 — круглая гайка

над и под деталями соединения. Верхняя схема описывает распределение удельных давлений на контактирующих поверхностях, обращенных в сторону направления вектора усилия $P_{ш}$, нижняя схема — для обращенных в противоположную сторону.

Условием надежной работы соединения является обеспечение его полного контакта в любой точке соединения, что выражается соотношением

$$q_{\min} = q_0 - \frac{4}{\pi} \frac{P_{ш}}{d_0 L_0} \left(2 + 3 \frac{L_1}{L_0} \right) \frac{1}{1 - (l_0/L_0)^2} > 0. \quad (10.154)$$

С другой стороны, максимальное контактное давление в соединении не должно превышать допустимого $[q]$

$$q_{\max} = q_0 + \frac{4}{\pi} \frac{P_{ш}}{d_0 L_0} \left(2 + 3 \frac{L_1}{L_0} \right) \frac{1}{1 - (l_0/L_0)^2} \leq [q]. \quad (10.155)$$

Оптимально соотношение между длинами участков b_0 и a_0

$$a_0/b_0 = (1 + 3L_1/L_0)/(2 + 3L_1/L_0). \quad (10.156)$$

Для пары втулка (сталь 45) — кривошип (чугун С418 — 36) $[q] = 140$ МПа.

Из (10.153) и (10.154) определяют

$$Q_n = \frac{4P_{ш} (2 + 3L_1/L_0) \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} + \mu_r \right)}{1 + l_0/L_0}. \quad (10.157)$$

Опасным сечением пальца кривошипа при его работе на изгиб является сечение АА (рис. 10.7). Задавшись с учетом размеров выбранного подшипника нижней головки шатуна размерами пальца, можно определить напряжения σ_n в этом сечении от изгиба под действием силы $(P_{ш})_{\max}$ и от растяжения σ_p под действием силы Q_n . Приведенное напряжение $(\sigma_{пр})_n = \sqrt{\sigma_n^2 + \sigma_p^2}$ должно быть меньше допустимого для этих условий нагружения детали (знакопеременный изгиб).

По опыту работы описываемого соединения конусность принимается равной 1 : 10.

При работе станка-качалки палец головки балансира контактирует с втулками 2 и 1 (рис. 10.8) тела балансира только у их внешних торцов, что определяет выбор точек приложения реакций этих втулок, действующих на палец. Не внося существенной погрешности, можно принять $b_r \approx h_r/2$ и считать, что при горизонтальном положении балансира средняя точка втулки находится на горизонтальной линии, проходящей через центр его качания.

Тогда, рассматривая условия равновесия сначала головки без оси, а затем вместе с ее осью, найдем следующие выражения для определения на втулках

$$R_{4r} = P' \left(\frac{k_1}{k} - \frac{l_{0r}}{h_r} \cos \theta \right) + gG_r \left(\frac{l_r - l_{0r}}{h_r} \cos \theta - \frac{\sin \theta}{2} \right); \quad (10.158)$$

$$R_{5r} = (P' + gG_r) \cos \theta + R_{4r}; \quad (10.159)$$

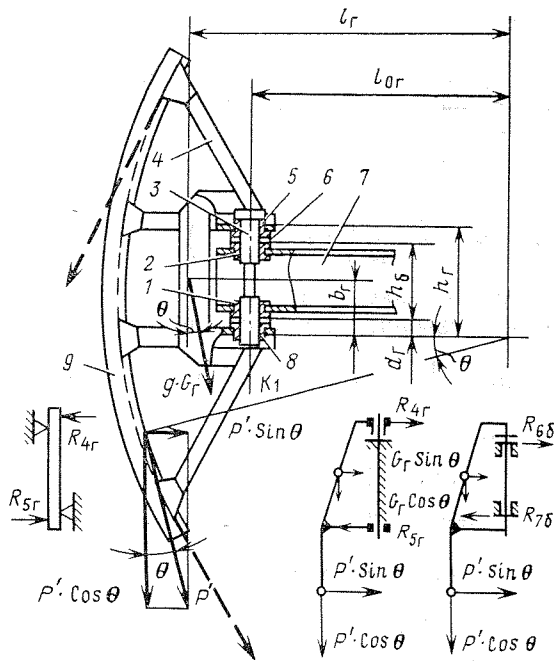


Рис. 10.8. Схема узла шарнирного соединения поворотной головки с баланси- ром станка-качалки:

Условие для определе- ния числа точек расчета $J_7 = J_7$ в периоды начальных деформаций	J_7	Условие для определения числа точек расчета $J_6 = J_6$ в периоды после начальных деформаций	J_6
$\lambda/S_0 < 0,08$	1	$\frac{ \varphi_{XB} - \varphi_{XB} }{\Delta\varphi} \leq 4$; $\frac{ \varphi_{XH} - \varphi_{XH} }{\Delta\varphi} \leq 4$	4
$0,08 \leq \lambda/S_0 < 0,16$	2		
$0,16 \leq \lambda/S_0 < 0,24$	3		
$0,24 \leq \lambda/S_0 < 0,32$	4	$\frac{ \varphi_{XB} - \varphi_{XB} }{\Delta\varphi} > 8$; $\frac{ \varphi_{XH} - \varphi_{XH} }{\Delta\varphi} > 8$	1
$0,32 \leq \lambda/S_0 < 0,40$	5		
$0,40 \leq \lambda/S_0$	6	Для других случаев ($\Delta\varphi = \omega t$)	2

$$R_{66} = P' \left(\frac{k_1}{h_6} - \frac{l_{or}}{h_6} \cos \theta + \frac{h_r}{2h_6} \sin \theta \right) + gG_r \left(\frac{l_r - l_{or}}{h_6} \cos \theta - \frac{\sin \theta}{2} \right); \quad (10.160)$$

$$R_{76} = (P' + gG_r) \sin \theta + R_{66}. \quad (10.161)$$

Усилие, действующее на упорный шарикоподшипник головки,

$$R_{nr} = (P' + gG_r) \cos \theta. \quad (10.162)$$

Схема нагружения пальца головки приведена на рис. 10.8 слева.

Напряжения от изгиба пальца в его сечениях, находящихся у наружных торцов втулок 2 и 1, можно определить по формулам

$$\sigma_6 = \frac{R_{4r}(h_r - h_6 - d_r)}{\omega_n} \leq [\sigma]; \quad (10.163)$$

$$\sigma_7 = \frac{R_{5r}d_r}{\omega_n} \leq [\sigma], \quad (10.164)$$

где ω_n — момент сопротивления поперечного сечения пальца; $[\sigma]$ — допустимое напряжение на изгиб при пульсирующей знако-переменной нагрузке.

Исходя из (10.163) и (10.164), предварительно находят диа- метр пальца.

Выполняя в средней части пальца для увеличения его подат- ливости в поперечном направлении глубокую проточку, можно добиться распределения контактных давлений на внутренних по- верхностях втулок 8 и 5 по их высоте по закону треугольника. С учетом распределения при этом контактных давлений по окру- жности по закону косинусоиды найдем требуемую высоту этих втулок

$$h_4 \geq \frac{8|(R_{4r})_{\max}|}{\pi [q] d_r}; \quad (10.165)$$

$$h_5 \geq \frac{8|(R_{5r})_{\max}|}{\pi [q] d_n}. \quad (10.166)$$

В реальных условиях из-за неточностей при изготовлении кон- тактные давления могут действовать только на часть высоты вту- лок 8 и 5. В пределе, если зона действия контактных давлений на внутреннюю поверхность втулки 5 сосредотачивается у ее вну- треннего торца, то палец головки работает на срез.

Ввиду того что поверхности втулки и пальца длительно (в пе- риод между ремонтами скважины) находятся в напряженном неподвижном контакте, иногда наблюдается взаимное схватыва- ние контактирующих поверхностей. Для предотвращения этого целесообразно применение прочного (металлизационного) анти- коррозионного покрытия пальца.

Упорный шарикоподшипник 6 головки балансира проворачива- ется только при повороте головки, и поэтому при его расчете исходят из его статической грузоподъемности под действием уси- лия $(R_{nr})_{\max}$.

Стойку в современных станках-качалках выполняют либо свар- ной, либо сборной. При выполнении ее с уменьшенным наклоном передних ног по отношению к задним увеличивается пространство у скважины и сокращается длина рамы, но при этом в некоторые моменты цикла в болтах крепления задних ног к раме могут воз- никать растягивающие усилия $(R_2 < 0)$, что создает предпосылки для самоотвинчивания болтов, приводит к необходимости усиления технического обслуживания и поэтому нежелательно.

Современные типы станков-качалок для облегчения работ при регулировании уравнивания снабжаются устройствами механизации перемещения противовесов на кривошипах. У станков-качалок зарубежных фирм это устройство состоит из зубчатой шестеренки, помещенной в паз у основания каждого противовеса, находящейся в зацеплении с зубчатой рейкой, выполненной в литье на кривошипе. В отечественных станках-качалках применено более простое съемное устройство (рис. 10.9). Оно состоит из шестигранного валика 2 с расстоянием между гранями s , имеющего по концам цилиндрические проточки диаметром $d_{ц}$ (цапфы) и с одного конца после цапфы участок квадратного сечения размером h ; двух стоек 5, надетых своими отверстиями на цапфы валика и связанных между собой продольными стержнями 4; двух круглых гаек 1, накрученных на резьбы стоек и рукоятки (на рис. 10.9 не показаны) надеваемой на квадратный конец валика.

При регулировании уравнивания кривошипы устанавливают с помощью тормоза горизонтально, освобождают болты крепления противовеса и в его паз А (см. рис. 10.4) вставляют описанное устройство, после чего с помощью вывинчивания круглых гаек 1 выбирают зазоры так, чтобы каждая стойка 5 устройства своим основанием упиралась в кривошип 6 (см. рис. 10.9), а каждая гайка 1 своим верхним торцом плотно прилегала бы к противовесу 3.

При вращении с помощью рукоятки валика 5 его шестигранник упирается своими углами в поверхность кривошипа, слегка приподнимает противовес и передвигает его. При полностью выбранных зазорах и отсутствии проскальзывания шаг перемещения равен $2e$ — ширине грани шестигранника.

В опасном сечении А—А квадрат работает на кручение, касательное напряжение от действия которого должно быть меньше допустимого $[\tau]$

$$\tau = \frac{gG_{п}(e + 0,5d_{ц}\mu_{ц})}{0,208hs} < [\tau], \quad (10.167)$$

где h , e , $d_{ц}$ — в мм: $\mu_{ц}$ — коэффициент трения в цапфе.

Между s , e и наибольшими возможными $d_{ц}$ и h имеют место соотношения $d_{ц} = s$; $h = 0,707s$, $e = -0,289s$.

С учетом этого и принимая $\mu_{ц} = 0,2$ из (10.167), определяют наименьший размер (мм) шестигранника

$$s = 7,27 \sqrt{G_{п}/[\tau]}. \quad (10.168)$$

Требуемое плечо рукоятки

$$l_p > \frac{gG_{п}}{[Q]} (e + 0,5d_{ц}\mu_{ц}) \approx 0,4s \frac{gG_{п}}{[Q]}, \quad (10.169)$$

где $[Q]$ — допустимое усилие на рукоятку (обычно $[Q] = 150$ Н).

Особенности нагружения редуктора станка-качалки делают необходимым предварительное определение эквивалентного числа

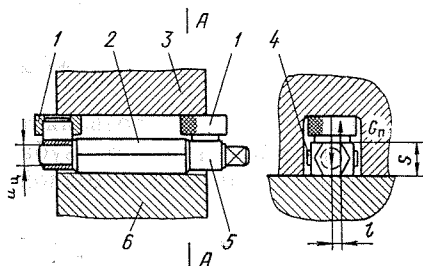


Рис. 10.9. Схема устройства для механизированного перемещения противовесов на кривошипе

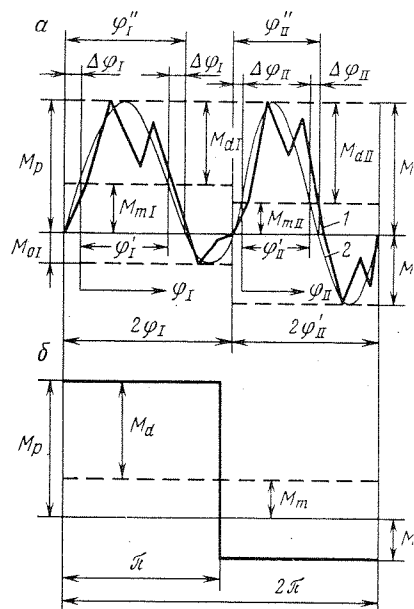


Рис. 10.10. Практическая (1) и расчетная (2) кривые крутящего момента на ведомом валу редуктора станка-качалки

циклов нагружения зубьев для расчета их на контактную и изгибную прочность (рис. 10.10).

Исследованиями было установлено, что для отечественных станков-качалок и обычно применяемых в нашей стране режимов откачки в среднем $M_{оII}/M_p = 0,2$ (рис. 10.10, а). То же отношение принято для базового графика нагружения зубьев, используемого при расчете на изгибную прочность зубчатых передач отечественных редукторов станков-качалок (рис. 10.10, б). Необходимо, чтобы отдельные зубья колеса тихоходной передачи в процессе работы не подвергались только максимальным нагрузкам, а другие — только минимальным. Для того, чтобы все зубья шестерни этой передачи при работе были равномерно нагружены, число зубьев колеса и шестерни не должно иметь общих множителей. При этих условиях каждый зуб шестерни подвергается действию непрерывно изменяющейся нагрузки. Это же относится к зубьям колеса и шестерни быстроходной передачи редуктора.

Каждый зуб, например шестерни, первую половину цикла при его контакте с зубом колеса имеет изгиб в одну сторону, а вторую половину цикла — изгиб в другую сторону. Два таких контакта составляют элементарный цикл нагружения зуба симметричной знакопеременной нагрузкой с амплитудой M_a от средней постоянной нагрузки M_m .

Число элементарных циклов нагружения зубьев при базовом графике нагружения

$$N_{эи} = \frac{ni_{п}}{2} T_{эи}, \quad (10.170)$$

где i_n — передаточное число от ведомого вала до вала, на котором находится рассматриваемое колесо или шестерня; $T_{эи}$ — эквивалентный (соответствующий базовому графику) срок службы передачи в часах.

Аппроксимация кривой M (рис. 10.13, кривая 2) позволяет упростить расчетную схему нагружения изгибом каждого зуба шестерни тихоходной передачи, колеса и шестерни быстроходной передачи.

Для каждого из указанных зубьев элементарный цикл нагружения определяется действием некоторой постоянной средней нагрузки (различной для участков $2\varphi_I'$ и $2\varphi_{II}'$) и двух одинаковых по абсолютной величине, но противоположных по направлению нагрузок, отсчитываемых от средней нагрузки, действующих на зуб в разное время (в момент контакта зубьев передачи); при этом в отличие от условий работы передач при базовом цикле нагружения, описанном ранее, элементарные циклы нагружения имеют различную по величине переменную составляющую (амплитуду нагрузки элементарного цикла).

За время расчетного (нормативного) срока службы T_p передачи (ч) полное число контактов рассматриваемых зубьев равно

$$N_k = n i_n T_p. \quad (10.171)$$

Число элементарных циклов нагружения за время ходов соответственно вверх и вниз

$$N_{Iи} = n i_n \varphi_I' / \pi; \quad (10.172)$$

$$N_{IIи} = n i_n \varphi_{II}' / \pi. \quad (10.173)$$

Исходя из линейной теории накопления усталостных повреждений, имеют

$$\bar{M}_э^m N_{эи} = N_{Iи} \frac{1}{\varphi_I'} \int_0^{\varphi_I'} M_{эI}^m d\varphi_I + N_{IIи} \frac{1}{\varphi_{II}'} \int_0^{\varphi_{II}'} M_{эII}^m d\varphi_{II}, \quad (10.174)$$

где согласно теории предельных асимметричных циклов

$$M_э = M_a + \psi_{вд} M_m; \quad (10.175)$$

$$M_{эI} = M_{aI} \sin \varphi_I \frac{\pi}{\varphi_I'} + \psi_{вд} M_{mI}; \quad (10.176)$$

$$M_{эII} = M_{aII} \sin \varphi_{II} \frac{\pi}{\varphi_{II}'} + \psi_{вд} M_{mII}. \quad (10.177)$$

Здесь $\psi_{вд}$ — коэффициент влияния средней нагрузки цикла. С другой стороны,

$$\begin{aligned} M_{aI} &= 0,5 M_p B_I; & M_{mI} &= 0,5 M_p C_I; \\ M_{aII} &= 0,5 M_p B_{II}; & M_{mII} &= 0,5 M_p C_{II}; \\ M_a &= 0,5 M_p B_0; & M_m &= 0,5 M_p C_0, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} B_I &= 1 + M_{0I}/M_p; & C_I &= 1 - M_{0I}/M_p; \\ B_{II} &= 0 + M_{0II}/M_p; & C_{II} &= 1 - M_{0II}/M_p; \\ B_0 &= 1 + M_0/M_p = 1,2; & C_0 &= 1 - M_0/M_p = 0,8. \end{aligned}$$

Учитывая приведенные соотношения и произведя численное интегрирование с разбивкой участков φ_I' и φ_{II}' на 12 частей каждый, из (10.174) с учетом того, что $2\varphi_I' = \varphi_{хв}$, $2\varphi_{II}' = \varphi_{хн}$, находят выражение для коэффициента приведения числа циклов нагружения при расчете на изгиб зубьев передач редукторов станков-качалок:

$$k_{Nи} = \frac{N_p}{N_{эк}} = \frac{T_p}{T_{эк}} = 12 (B_0 + \psi_{вд} C_0)^m \left\{ \frac{\varphi_{хв}}{\pi} \sum_{i=1}^6 \left[B_I \sin \frac{\pi}{12} (1,5 - i) + \psi_{вд} C_I \right]^m + \frac{\varphi_{хн}}{\pi} \sum_{i=1}^6 \left[B_{II} \sin \frac{\pi}{12} (1,5 - i) + \psi_{вд} C_{II} \right]^m \right\}^{-1}. \quad (10.178)$$

Исходя из аппроксимации кривой (см. рис. 10.10) крутящего момента на ведомом валу редуктора, с помощью двух синусоид можно определить коэффициент приведения числа циклов нагружения при расчете зубьев на контактную прочность их поверхностей. При этом можно рассматривать нагружение зубьев только положительной нагрузкой, так как отрицательная нагрузка по величине меньше и ею нагружается обратная сторона зубьев.

Из рис. 10.10 видно, что положительная нагрузка действует на участках $\varphi_{II}'' = \varphi_I' + 2\Delta\varphi_I$; $\varphi_{II}'' = \varphi_{II}' + 2\Delta\varphi_{II}$, где

$$\Delta\varphi_I = \frac{2\varphi_I'}{\pi} \arcsin \frac{M_{mI}}{M_{aI}};$$

$$\Delta\varphi_{II} = \frac{2\varphi_{II}'}{\pi} \arcsin \frac{M_{mII}}{M_{aII}}.$$

Аппроксимированный закон изменения M на этих участках

$$M_I = M_{mI} + M_{aI} \sin \varphi_I \frac{\pi}{\varphi_I'} [-\Delta\varphi_I \leq \varphi_I \leq \varphi_I' + \Delta\varphi_I]; \quad (10.179)$$

$$M_{II} = M_{mII} + M_{aII} \sin \varphi_{II} \frac{\pi}{\varphi_{II}'} [-\Delta\varphi_{II} \leq \varphi_{II} \leq \varphi_{II}' + \Delta\varphi_{II}]. \quad (10.180)$$

Задача заключается в определении при расчете на контактную прочность коэффициента приведения $k_{Nк}$ отношения фактического числа циклов нагружения поверхности зуба переменной нагрузкой к эквивалентному числу циклов $N_{эк}$ нагружения зуба

постоянной нагрузкой, пропорциональной M_p , оказывающей при этом числе циклов на поверхность зуба то же повреждающее воздействие, что и переменная нагрузка.

Исходя из линейной теории накопления усталостных повреждений, можно написать соотношение

$$M_p^m N_{\text{эк}} = \frac{N_{\text{Iк}}}{0,5\varphi_{\text{I}}} \int_{-\Delta\varphi_{\text{I}}}^{0,5\varphi_{\text{I}}} \left(M_{m\text{I}} + M_{a\text{I}} \sin \varphi_{\text{I}} \frac{\pi}{\varphi_{\text{I}}} \right)^m d\varphi_{\text{I}} + \frac{N_{\text{IIк}}}{0,5\varphi_{\text{II}}} \int_{-\Delta\varphi_{\text{II}}}^{0,5\varphi_{\text{II}}} \left(M_{m\text{II}} + M_{a\text{II}} \sin \varphi_{\text{II}} \frac{\pi}{\varphi_{\text{II}}} \right)^m d\varphi_{\text{II}}, \quad (10.181)$$

где

$$N_{\text{эк}} = n i_{\text{п}} T_{\text{эк}}, \quad N_{\text{тк}} = n i_{\text{п}} T_{\text{р}} \frac{\varphi_{\text{I}}''}{2\pi}, \quad N_{\text{Iк}} = n i_{\text{п}} T_{\text{р}} \frac{\varphi_{\text{II}}'}{2\pi}.$$

Здесь $T_{\text{эк}}$ — приведенный к постоянной нагрузке M_p (эквивалентный) срок службы передачи при расчете на контактную прочность.

Применяя численное интегрирование, рассматривая при этом на участках $\Delta\varphi_{\text{I}}$ и $\Delta\varphi_{\text{II}}$ функции $M=M(\varphi_{\text{I}})$ и $M=M(\varphi_{\text{II}})$ как линейно изменяющиеся от 0 до $M_{m\text{I}}$ и $M_{m\text{II}}$ соответственно и разбивая, как и ранее, участки, $0,5\varphi_{\text{I}}'$ и $0,5\varphi_{\text{II}}'$ на шесть частей каждый, с учетом всех приведенных соотношений получают следующую формулу для определения коэффициента приведения числа циклов нагружения:

$$k_{N\text{к}} = \frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{эк}}} = 32 \left\{ \frac{\varphi_{\text{хв}}}{2\pi} \left[\frac{C_{\text{I}}^m}{\pi} \arcsin \frac{C_{\text{I}}}{B_{\text{I}}} + \sum_{i=1}^6 \left[B_{\text{I}} \sin \frac{\pi}{12} (1,5-i) + C_{\text{I}} \right]^m \right] + \frac{\varphi_{\text{хн}}}{2\pi} \left[\frac{C_{\text{II}}^m}{\pi} \arcsin \frac{C_{\text{II}}}{B_{\text{II}}} + \sum_{i=1}^6 \left[B_{\text{II}} \sin \frac{\pi}{12} (1,5-i) + C_{\text{II}} \right]^m \right] \right\}^{-1}. \quad (10.182)$$

Для зубчатых передач, применяемых в редукторах станков-качалок, с твердостью зубьев ≤ 350 HB при расчете на изгиб зубьев $m=6$; при расчете их на контактную прочность $m=3$; коэффициент $\psi_{\text{ад}}=0,3$.

Дальнейший расчет редукторов выполняется в соответствии с указаниями курса деталей машин.

Болты крепления редуктора к раме (подредукторной подставке) в течение части цикла нагружения станка-качалки растягиваются от внешних сил, приложенных к редуктору. Условием надежной работы болтового соединения является обеспечение плотного прилегания. В то же время усилие затяжки Q_0 и проч-

ность болтов должны быть достаточны, чтобы обеспечить восприятие горизонтальной составляющей $Q_{\text{г}}$ нагрузки, действующей на редуктор, только силой трения между основанием редуктора и рамой.

Последнее условие в каждый момент времени описывается выражением

$$\frac{N_{\text{р}}}{K_3} Q_0 + \sum_{m=3}^6 R_m k_m \geq \frac{|Q_{\text{г}}|}{\mu_{\text{т}}}, \quad (10.183)$$

при $R_m > 0$ $k_m = 1$ и при $R_m < 0$ $k_m = \chi$,

где $N_{\text{р}}$ — число болтов крепления редуктора к раме; K_3 — коэффициент запаса усилия затяжки болтов; χ — коэффициент податливости соединения (можно принять $\chi=0,3$); $\mu_{\text{т}}$ — коэффициент трения (чугун по стали); R_m — усилия, определяемые по (10.134) — (10.137).

Из (10.183) определяют требуемое в каждый момент времени усилие Q_0 затяжки болтов. Сделав расчеты (см. § 9) для всех точек цикла, можно найти наибольшее значение $(Q_0)_{\text{max}}$, которое используют при расчете болтового соединения на прочность.

Наибольшее осевое усилие, действующее на затянутый болт,

$$Q_{6\text{р}} = 1,3 (Q_0)_{\text{max}} + \chi |R_m (R_m < 0)|_{\text{max}}, \quad (10.184)$$

где $|R_m (R_m < 0)|_{\text{max}}$ — наибольшая растягивающая нагрузка на болт от внешних сил; 1, 3 — коэффициент, учитывающий влияние трения при затяжке.

Из-за необходимости значительной затяжки болтов для предупреждения сдвига редуктора только силами трения первый член (10.184) значительно больше второго, и поэтому осевое усилие на болт при определении допустимых напряжений можно считать близким к постоянному. Учитывая это, а также то, что крепежные болты в станках-качалках имеют диаметр $d_1 > 16$ мм, изготавливаются из углеродистой стали, из (10.184) получают формулу для определения минимально допустимого внутреннего диаметра резьбы болта

$$d_6 \geq \sqrt{4Q_{6\text{р}}/\pi 0,3\sigma_{\text{т}}},$$

где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести материала болта.

При расчете болтов (рис. 10.11) крепления подшипникового узла опоры траверсы при двухплечем балансира с обозначениями усилий, действующих на узел, из условия равновесия корпуса подшипника имеем

$$R_{01} = \frac{Q_{0\text{р}}}{2} + Q_{0\text{с}} \frac{h_0}{b_0} = P_{\text{ш}} \left(\frac{\sin \beta}{2} - \frac{h_0}{b_0} \cos \beta \right) + g G_{\text{тш}} \left(\frac{\cos \theta}{2} - \frac{h_0}{b_0} \sin \theta \right); \quad (10.185)$$

$$R_{02} = Q_{0\text{р}} - R_{01} = P_{\text{ш}} \left(\frac{\sin \beta}{2} + \frac{h_0}{b_0} \cos \beta \right) + g G_{\text{тш}} \left(\frac{\cos \theta}{2} + \frac{h_0}{b_0} \sin \theta \right).$$

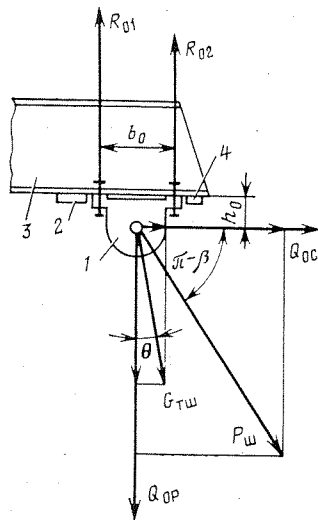


Рис. 10.11. Схема к расчету болтов крепления опоры траверсы к балансиру
1 — корпус; 2, 4 — ограничитель; 3 — балансир

Здесь R_{01} , R_{02} — внешние растягивающие усилия, действующие соответственно на группы из двух передних и двух задних болтов.

Хотя на нижней полке балансира предусмотрены страховые поперечные планки 2 и 4, однако по условиям технологии изготовления не удастся обеспечить безазорное сопряжение их поверхностей с боковыми поперечными поверхностями основания корпуса подшипника, и поэтому указанные болты необходимо рассчитывать из условия обеспечения восприятия усилия $Q_{0с}$ только за счет сил трения в болтовом соединении, что выражается соотношением

$$[4Q_{03} - \chi(R_0 + R_{02})] \mu_T > |Q_{0с}| = |P_{ш} \cos \beta + gC_{тш} \sin \theta|, \quad (10.186)$$

где $\mu_T = 0,2$ — коэффициент трения сталь по стали; $\chi = 0,3$ — коэффициент податливости болта; Q_{03} — см. (10.188).

Из (10.186) с учетом коэффициента запаса $K_3 = 1,6$

$$Q_{03} = \frac{k_3}{4} \left[\frac{|P_{ш} \cos \beta + gC_{тш} \sin \theta|}{\mu_T} + \chi(P_{ш} \sin \beta + gC_{тш} \cos \theta) \right]. \quad (10.187)$$

У станка-качалки с одноплечим балансиrom на болты крепления опоры траверсы растягивающие усилия не действуют, и формула для минимально требуемого усилия затяжки в каждой расчетной точке цикла принимает вид

$$Q_{03} = \frac{k_3}{4} \left[\frac{|P_{ш} \cos \beta - gC_{тш} \sin \theta|}{\mu_T} - (P_{ш} \sin \beta - gC_{тш} \cos \theta) \right]. \quad (10.188)$$

За требуемое расчетное усилие затяжки принимается наибольшее за цикл значение этой величины $(Q_{03})_{\max}$, определяемое расчетом по (10.187) или (10.188).

Расчетное усилие в болте при двухплечем балансиrom

$$Q_{бт} = 1,3(Q_{03})_{\max} + \chi |P_{ш} \sin \beta + gC_{тш} \cos \theta|_{\max}. \quad (10.189)$$

При одноплечем балансиrom второй член в (10.189) отсутствует.

Для обеспечения прочности станка-качалки во всем диапазоне усилий его эксплуатации, в соответствии с практикой применения СК различной грузоподъемности, целесообразно расчеты выполнять для наибольшей его длины хода трех диапазонов скважинного насоса 32, 43 и 68 мм — для станков-качалок с расчетной нагрузкой 4000 кН — и более 28, 38 и 55 мм — для станков-качалок меньшей грузоподъемности.

Число двойных ходов рекомендуется принимать с максимально возможной $n = 9 \div 10$ мин⁻¹. Глубину подвески скважинного насоса

следует подбирать такой, чтобы наибольшие за цикл нагрузка в точке подвеса штанг $P_{\max}$ и крутящий момент на ведомом валу редуктора $M_{\max}$ были равны паспортным значениям этих параметров рассчитываемого станка-качалки.

§ 8. Расчет потерь энергии в станке-качалке и силы трения в устьевом сальнике

Расчет потерь на трение в подшипниках, в зубчатых передачах редуктора, в клиноременной передаче, а также потерь в электродвигателе необходим для учета определения энергетической характеристики станка-качалки.

В настоящем параграфе использованы эмпирические формулы ряда авторов, справедливые только при определенной размерности в системе CGS входящих в них параметров.

Момент трения в роликоподшипнике определяют по формуле

$$M_{п} = M_0 + M_1 = f_g 10^{-8} (vn_{п})^{2/3} d_0^3 + f_f P_{п} d_0, \quad (10.190)$$

где M_0 — момент трения, зависящий от конструкции подшипника, частоты $n_{п}$ его вращения в минуту и вязкости ν смазки; M_1 — момент трения, зависящий от нагрузки $P_{п}$; f_g , f_f — коэффициенты, зависящие от типа подшипника (табл. 10.2); d_0 — диаметр окружности центров роликов.

При $vn_{п} < 2000$ принимают $(vn_{п})^{2/3} = 160$.

Общее передаточное отношение редукторов станков-качалок $t_p \approx 40$; при этом передаточное отношение тихоходной передачи $i_T \approx 6,5$.

Учитывая, что элементарная работа силы трения в подшипнике пропорциональна произведению элементарного момента трения на

Таблица 10.2. Расчетные значения вязкости и коэффициентов

Узел станка-качалки	Подшипник	Смазка	Вязкость ν , м ² /с	Коэффициент	
				f_g	f_f
Опора балансира	Роликовый двухрядный сферический	Консистентная	—	3,5	0,00045
Опора траверсы Нижние головки шатун	Роликовый двухрядный сферический	Жидкая	$20 \cdot 10^{-6}$		
Опоры ведомого вала редуктора	Роликовый с цилиндрическими роликами		$20 \cdot 10^{-6}$	2,5	0,00027
Опоры промежуточного вала редуктора Опоры ведущего вала редуктора					

элементарный угол поворота одной обоймы подшипника относительно другой, находят следующие выражения для работы силы трения A за один цикл (Дж):

в узле опоры балансира (на две опоры)

$$A_{об} = 4f_g d_{об}^3 \cdot 10^{-10} \cdot 160 (\gamma_{\max} - \gamma_{\min}) + 10^{-8} \cdot 2f_f d_{об} \times \\ \times \sum_{i=2}^m 0,5 [(R_{об})_i + (R_{об})_{i-1}] (|\gamma_i - \gamma_{i-1}|), \quad (10.191)$$

в узле опоры траверсы

$$A_{от} = 2f_g d_{от}^3 \cdot 10^{-10} \cdot 160 (\beta_{\max} - \beta_{\min}) + 10^{-8} f_f d_{от} \times \\ \times \sum_{i=2}^m 0,5 [(R_{от})_i + (R_{от})_{i-1}] (|\beta_i - \beta_{i-1}|), \quad (10.192)$$

в узле нижней головки шатуна (на два узла)

$$A_{нг} = 4f_g d_{он}^3 \cdot 10^{-10} \cdot 160\pi + 10^{-8} f_f d_{он} \times \\ \times \sum_{i=2}^m [(P_{ш})_i + (P_{ш})_{i-1}] (|\alpha_i - \alpha_{i-1}|), \quad (10.193)$$

в опорах ведомого вала редуктора (на две опоры)

$$A_{тр} = 4f_g d_{т}^3 \cdot 10^{-10} \cdot 160\pi + 10^{-8} f_f d_{т} \times \\ \times \sum_{i=2}^m [(R_{т})_i + (R_{т})_{i-1}] (\varphi'_i - \varphi'_{i-1}), \quad (10.194)$$

в опорах промежуточного вала редуктора при $\nu n i_{т} > 2000$

$$A_{пр} = 4f_g d_{п}^3 \cdot 10^{-10} (\nu n i_{т})^{2/3} \pi + 10^{-8} f_f d_{п} \times \\ \times \sum_{i=2}^m [(R_{п})_i + (R_{п})_{i-1}] (\varphi'_i - \varphi'_{i-1}), \quad (10.195)$$

в тех же опорах при $\nu n i_{т} < 2000$

$$A_{пр} = 4f_g d_{п}^3 \cdot 10^{-10} \cdot 160\pi + 10^{-8} f_f d_{п} \times \\ \times \sum_{i=2}^m [(R_{п})_i + (R_{п})_{i-1}] (\varphi'_i - \varphi'_{i-1}), \quad (10.196)$$

в опорах ведущего вала редуктора при $\nu n i_{р} > 2000$ (одна опора)

$$A_{бр} = 2f_g d_{б}^3 \cdot 10^{-8} (\nu n i_{р})^{2/3} \pi + 10^{-8} f_f \frac{d_{б}}{2} \times \\ \times \sum_{i=1}^m [(R_{б})_i + (R_{б})_{i-1}] (\varphi'_i - \varphi'_{i-1}), \quad (10.197)$$

в тех же опорах при $\nu n i_{р} < 2000$

$$A_{бр} = 2f_g d_{б}^3 \cdot 10^{-8} \cdot 160\pi + 10^{-8} f_f \frac{d_{б}}{2} \times \\ \times \sum_{i=2}^m [(R_{б})_i + (R_{б})_{i-1}] (\varphi'_i - \varphi'_{i-1}). \quad (10.198)$$

По (10.197) или (10.198) расчеты нужно выполнить два раза: при $R_{б} = R_{бк}$ и при $R_{б} = R_{бт}$.

В приведенных формулах $d_{об}$, $d_{от}$, $d_{он}$, $d_{т}$, $d_{п}$, $d_{б}$ — средние диаметры подшипников соответственно опоры балансира, опоры траверсы, нижней головки шатуна, опоры ведомого, промежуточного и ведущего валов.

Коэффициент полезного действия одной зубчатой передачи с зацеплением Новикова $\eta_{зп} = 0,99$.

Коэффициент полезного действия клиноременной передачи зависит от отношения D/h — диаметр малого шкива передачи к высоте клинового ремня. Для клиноременных передач, станков-качалок это отношение обычно находится в пределах $12 < D/h < 21$. Для этого диапазона D/h можно получить выражение

$$\eta_{кп} = 0,96 - 0,00429 (19 - D/h). \quad (10.199)$$

Средний к.п.д. электродвигателя станка-качалки за цикл его работы

$$\eta_{ц} = \frac{\eta_{э}}{\eta_{э} + k_{ф} (1 - \eta_{э})}, \quad (10.200)$$

где $\eta_{э}$ — к.п.д. электродвигателя при постоянной нагрузке, равной эквивалентной, по которой выбирают мощность электродвигателя из условия его нагрева; $k_{ф}$ — коэффициент формы кривой мощности на валу двигателя.

Учитывая, что электродвигатели серии 4АР, применяемые для комплектования СК, имеют в интервале коэффициентов загрузки 0,45 — 1,1 к.п.д., близкий к номинальному, можно, если мощность электродвигателя выбрана правильно, принять $\eta_{э} = \eta_{н}$, где $\eta_{н}$ — номинальный к.п.д.

Поскольку кривая мощности на валу электродвигателя по форме незначительно отличается от кривой крутящего момента на ведомом валу редуктора станка-качалки, можно применить следующее выражение для определения $k_{ф}$:

$$k_{ф} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M^2 d\varphi'}}{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M d\varphi'} \quad (10.201)$$

С учетом того, что крутящий момент M на ведомом валу редуктора был представлен в виде непрерывной кусочно-линейной функции (см. § 6), для такой функции найдем после преобразований

$$k_{\Phi} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2\pi} \sum_{i=2}^m \left[\frac{1}{3} (M_i - M_{i-1})^2 + M_i M_{i-1} \right] (\Phi'_i - \Phi'_{i-1})}}{\frac{1}{2\pi} \sum_{i=2}^m 0,5 (M_i + M_{i+1}) (\Phi'_i - \Phi'_{i-1})}. \quad (10.202)$$

Общим для потерь в зубчатых и клиноременной передаче является то, что они в каждый момент времени пропорциональны передаваемому крутящему моменту. Поэтому выражение для работы (Дж), затрачиваемой на преодоление этих потерь за цикл, имеет вид

$$A_{\text{пп}} = (1 - \eta_{\text{зп}}^2 \eta_{\text{кп}}) \sum_{i=2}^m 0,5 |M_i + M_{i-1}| (\Phi'_i - \Phi'_{i-1}) \cdot 10^3. \quad (10.203)$$

Обозначим сумму работ на покрытие потерь за цикл в подшипниках и передачах станка-качалки, $\Sigma A_{\text{м}} = \Sigma A_{\text{п}} + A_{\text{пп}}$.

Тогда механический (без учета электродвигателя) к.п.д. станка-качалки будет

$$\eta_{\text{м}} = \frac{A_{\text{пол}}}{\Sigma A_{\text{м}} + A_{\text{пол}}}, \quad (10.204)$$

где

$$A_{\text{пол}} = \sum_{i=2}^m 0,5 (M_i + M_{i-1}) (\Phi'_i - \Phi'_{i-1}). \quad (10.205)$$

Потери в электродвигателе (Дж) составят за цикл

$$A_{\text{э}} = (\Sigma A_{\text{м}} + A_{\text{пол}}) (1 - \eta_{\text{ц}}), \quad (10.206)$$

за год

$$\Delta \mathcal{E} = \frac{365 \cdot 0,95}{3,6 \cdot 10^6} 1440n (\Sigma A_{\text{м}} + A_{\text{э}}). \quad (10.207)$$

Здесь $3,6 \cdot 10^6$ — коэффициент перевода потерь энергии (Дж) в кВт·ч, n — в мин⁻¹; 0,95 — коэффициент эксплуатации насосных скважин.

Силу трения в устьевом сальнике можно определить по формуле

$$Q_{\text{с}} = 0,035 d_{\text{уш}} \sqrt{h} (p_{\text{с}} - 500)^{1,33-k}, \quad (10.208)$$

где $d_{\text{уш}}$ — диаметр устьевого штока; h — высота уплотнительной набивки; $p_{\text{с}}$ — давление рабочей жидкости, $k=0,2-0,5$ — коэф-

фициент, зависящий от шероховатости поверхности штока, материала, манжет, вида рабочей жидкости.

При расчетах силы трения в устьевых сальниках принято $k=0,33$.

§ 9. Универсальная программа для ЕС ЭВМ расчета станков-качалок и ее применение при их оптимальном проектировании

Как упоминалось, программа составлена на языке FORTRAN в системе ОС. Программа предусматривает выполнение расчетов в нескольких вариантах. Эти варианты расчетов, обозначения кодов и их цифровые значения указаны в табл. 10.3.

Расчет показателей эксплуатации СК предназначен для определения степени его нагрузки (по усилию в точке подвеса штанг и по крутящему моменту редуктора) и неуравновешенности для оценки правильности эксплуатации станка-качалки.

Определение области применения конкретного типоразмера станка-качалки предусматривает перебор всех возможных сочетаний диаметров скважинных насосов, длин ходов и чисел двойных ходов в минуту с определением в каждом случае глубины подвески насоса, при которой обеспечивается нагрузка станка-качалки в соответствии с паспортными значениями, либо усилия на головку балансира, либо крутящего момента на ведомом валу редуктора и подачи ШСНУ при этом. Для каждого случая находим число и положение противовесов, обеспечивающих правильное уравнивание. Расчет выполняется в операторном режиме работы на ЭВМ.

Оптимизация уравнивания предусматривает определение для одного или нескольких заранее выбранных и назначаемых с помощью кодов $IA(4)$, $IA(5)$, $IA(6)$ вариантов расчета станка-качалки коэффициентов k_{Φ} , $k_{\text{Нн}}$, $k_{\text{Нк}}$ (см. 10.202, 10.178 и 10.182), характеризующих степень совершенства уравнивания, при вариации размеров c , $b_{\text{п}}$ угла $\varphi_{\text{у}}$ и направления вращения кривошипов (рис. 10.3, 10.4).

Указанные четыре параметра выделены как существенно влияющие на степень совершенства уравнивания и в то же время почти не влияющие на металлоемкость преобразующего механизма станка-качалки. Этот вид расчета может выполняться как в операторном, так и в диалоговом режиме работы на ЭВМ. Он является первой ступенью расчетов при оптимальном проектировании станка-качалки. Следует иметь в виду, что совершенство уравнивания тем лучше, чем меньше k_{Φ} и больше $k_{\text{Нн}}$ и $k_{\text{Нк}}$. Окончательно c , $b_{\text{п}}$ и $\varphi_{\text{у}}$ выбирают на основе одновременной расчетной и конструкторской проработки.

Силовой и прочностной расчеты станка-качалки выполняют после предварительной конструкторской проработки, определения движущихся масс подвижных деталей и расположения их центров масс. Расчеты проводят для сокращенного, по сравнению

Таблица 10.3. Коды расчетов и выводов их результатов

Вариант расчета	Код	
	Обозначение	Цифровое значение
Расчет показателей при эксплуатации	IA (1)	1
Расчет области применения		2
Оптимизация параметров уравнивания		3
Силовой, прочностной расчеты		4
Расчет годовых потерь электроэнергии		5
Расчет двуплечего балансира (вращение по часовой стрелке)	IA (2)	1
Расчет двуплечего балансира (вращение против часовой стрелки)		2
Расчет одноплечего балансира (вращение по часовой стрелке)		3
Расчет двуплечего балансира (вращение против часовой стрелки)		4
Расчет балансирного уравнивания	IA (3)	0
Расчет кривошипного или комбинированного уравнивания		1
Расчет при фиксированных параметрах	IA (4)	0
Расчет с вариантами параметров		1
Расчет при одном числе качаний балансира	IA (5)	0
Расчет при трех числах качаний балансира		1
Расчет при одной длине хода	IA (6)	0
Расчет при всех длинах ходов		1
Сокращенная распечатка результатов	IA (7)	0
Полная распечатка результатов		1

с расчетом области применения, числа режимов работы СК для проверки прочности деталей, определения эквивалентных нагрузок в подшипниковых узлах с целью выбора подшипников и их долговечности, на основе чего можно определить сроки службы и стоимость замены этих узлов. Ранее найденные k_{NH} и k_{NK} позволяют определить и сравнить сроки службы зубчатых передач при разных вариантах выполнения станков-качалок.

Нахождение потерь электроэнергии — заключительный этап расчета, выполняемого при сравнении нескольких вариантов станков-качалок.

Блок-схема программы расчета станков-качалок представлена на рис. 10.12.

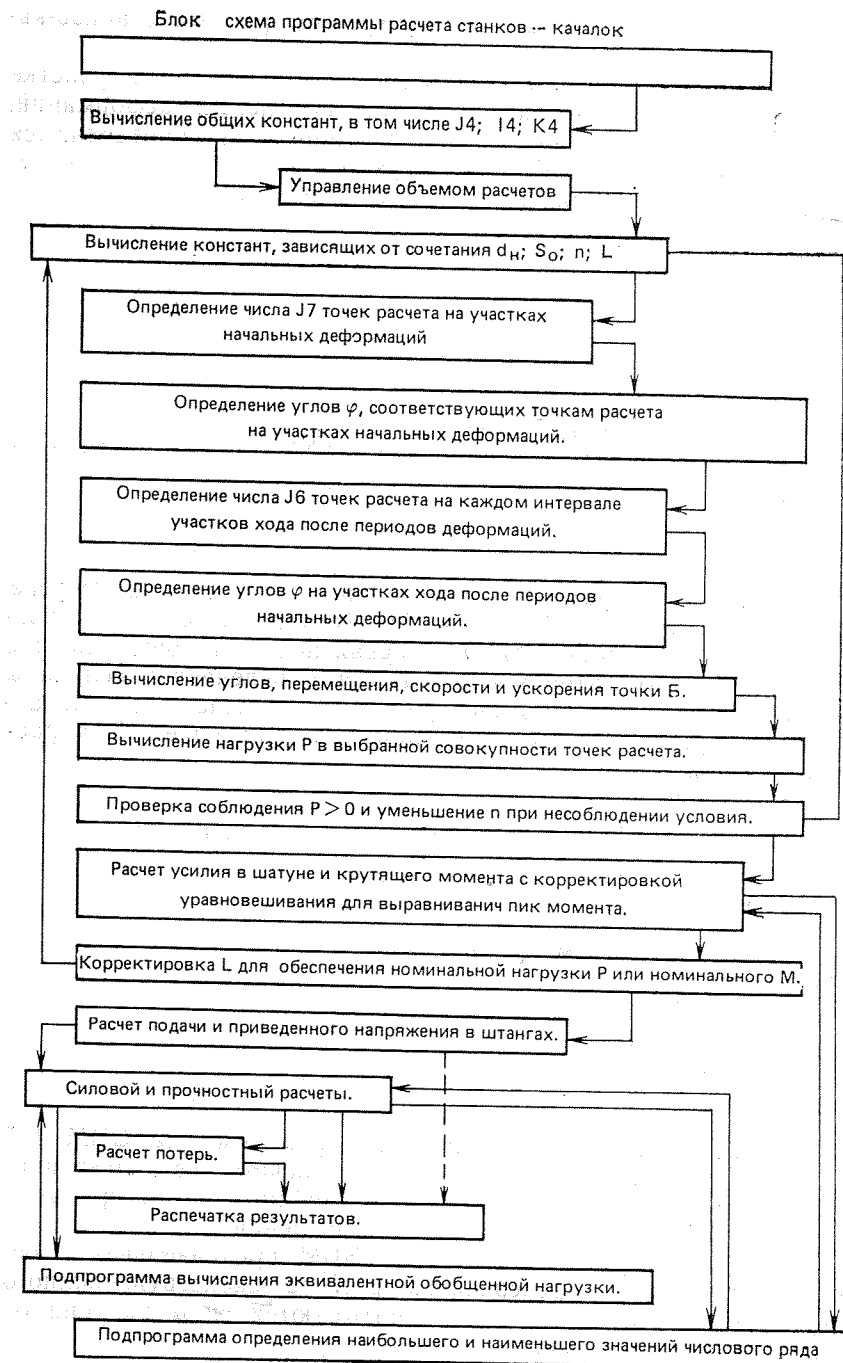


Рис. 10.12. Блок-схема программы расчета станка-качалки

Дадим несколько фрагментов программы расчета станков-качалок.

1. Фрагмент программы вычисления нагрузки P' на участке хода вверх после окончания периода начальных деформаций. Здесь абсолютное значение и знак функции $f(t/\tau)$ определяются с помощью операторов PK и A2 (с учетом J6) и условия, предусматривающего изменение знака A2, если $abs(PK) > 0,9$:

```
PK = 0,0
A2 = 1,0
DO 440 I = M1, MK
PK = PK + A2/J6
IF (I, GE, M6) GOTO 866
P (I) = P (M) + (P (M6) - P (M)) / (2 * J6) * (1 - M) +
+ PBK * PK * EXP (-(1 - M) * B (3) * C (3) / J6)
GOTO 999
866P (I) = C (9) + C (6) * (ZOK6 (I) / A (2) +
+ 2,0 * B (3) * C (13) * ZOK5 (I) / A (2)) + PBK * PK * 1EXP (-(1 - M) * B (3) * C (3) / J6)
999 IF (ABS) (PK), GT, (0,9)) GOTO 888
GOTO 440
888 A2 = -A2
440 CONTINUE
```

2. Фрагмент программы, которым уточняется глубина спуска насоса. Здесь $M_{\max} = MTBB$; $L = KAL$. Вычисляются и сравниваются две поправки PLD и MLD — первая исходя из определенной величины нагрузки, вторая — исходя из определенной величины крутящего момента. Из них выбирается наименьшая, которая алгебраически суммируется с ранее принятым значением L , и расчет повторяется:

```
SW = MTPB
С УТОЧНЕНИЕМ ГЛУБИНЫ СПУСКА НАСОСА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ЗАГРУЗКИ
PLD = 2 * (PMAK - A (28)) / (PMAK + A (28)) * KAL
MLD = 2 * (SW - A (29)) / (SW + A (29)) * KAL
KAL1 = KAL
IF ((KAL - PLD), LT, (KAL - MLD)) GOTO 100
GOTO 101
100 KAL = KAL1 - PLD
GOTO 9102
101 KAL = KAL1 - MLD
9102 IF (ABS (KAL - KAL1), LE, 5) GOTO 111
GOTO 390
```

Время выполнения вычислений по программе на ЭВМ ЕС 1035 до стадии прочностного и силового расчета составляет примерно 5 с на один режим. Уточнение глубины спуска при этом происходит за 3 — 4 цикла повторных вычислений.

Описанная программа расчета на ЭВМ предназначена в основном для точного проверочного расчета сконструированного станка-качалки, поскольку в ней учитываются силы инерции от масс движущихся деталей.

Чтобы сделать возможным использование программы в случаях, когда станок-качалка или их совокупность не спроектиро-

ваны, например на стадии выбора рациональных сочетаний, кинематических параметров или параметров назначения в размерных рядах, на рис. 10.13 даны графики зависимости конструктивных показателей элементов станка-качалки наиболее распространенного типа (двуплечим кривошипным уравниванием) от двух произведений PS_0 и $P \times k_1$. Часть величины при этом определяется по приведенным ниже эмпирическим формулам.

Расстояние (мм) центра тяжести головки балансира от центра опоры балансира определяется по эмпирическим формулам (см. рис. 10.4)

$$l_r = (k_1 - 400), \text{ при } k_1 \leq 3500;$$

$$l_r = [k_1 - 0,16 (S_0 - 1000)], \text{ при } k_1 > 3500.$$

Расстояние (мм) центра тяжести переднего плеча балансира до центра опоры балансира

$$l_{61} = 0,5 (k_1 - 800), \text{ при } k_1 \leq 3500;$$

$$l_{61} = 0,5 [k_1 - 0,16 (S_0 - 1000)], \text{ при } k_1 > 3500.$$

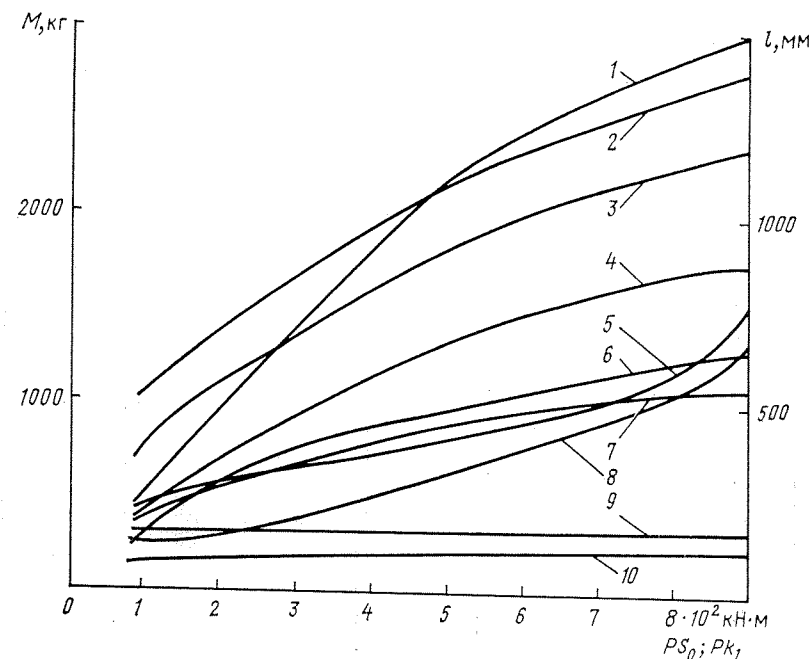


Рис. 10.13. Зависимости конструктивных показателей элементов СК:

1 — массы кривошипа; 2 — радиуса центра тяжести кривошипа; 3 — половины максимального расстояния между внутренним краем противовеса и центром вращения кривошипа; 4 — массы траверсы + 2/3 массы шатунов; 5 — массы кривошипного противовеса; 6 — удельной массы q_r на 2 м длины балансира; 7 — расстояния по вертикали между линией центра тяжести балки балансира и центром опоры балансира при его горизонтальном положении; 8 — масса головки балансира; 9 — расстояния между прямым краем противовеса и его центром тяжести; 10 — расстояния в мм по вертикали между центрами опор и траверсы балансира при горизонтальном расположении последнего

Расстояние (мм) центра тяжести заднего плеча балансира до центра опоры балансира

$$l_6 = (0,5k + 250), \text{ при } k \leq 2500; \quad l_6 = 0,5k, \text{ при } k > 2500.$$

Масса (кг) заднего плеча балансира определяется по формуле

$$G_6 = 0,0005q_6k.$$

Масса (кг) переднего плеча балансира определяется по формуле

$$G_{61} = 0,001l_{61}q_6,$$

где q_6 берется из графика (см. рис. 10.13).

§ 10. Конструирование и расчет штанговых скважинных насосов

Штанговые скважинные насосы бывают двух видов — вставные и невставные. Каждый из этих видов насосов имеет несколько конструктивно отличающихся друг от друга типов (рис. 10.14).

Назначение насосов следующее:

НСВ1 — вставной насос, одноступенчатый, одноплунжерный с замком наверху, для скважин средней глубины;

НСВ2 — то же, с замком внизу, для скважин большей глубины;

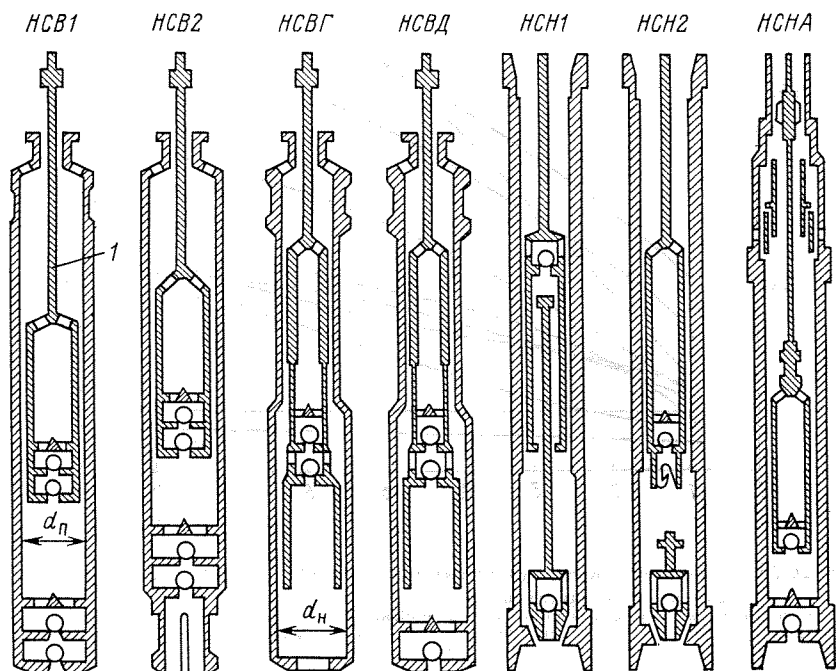


Рис. 10.14. Схемы скважинных штанговых насосов:

1, 2 — штоки насосов

НСВГ — вставной, одноступенчатый, двухплунжерный с замком наверху, для скважин с большой вязкостью продукции;

НСВД — вставной, двухступенчатый, двухплунжерный с замком наверху, для скважин с большим содержанием газа;

НСН1 — невставной, одноступенчатый, одноплунжерный с захватным штоком приемного клапана, для скважин средней глубины;

НСН2 — то же с ловителем приемного клапана, для неглубоких скважин;

НСНА — то же с автоцепом плунжера;

(НСНА) для применения с трубами уменьшенного диаметра.

При спуске вставного насоса в скважину его цилиндр (рис. 10.15), проходя замковую опору (рис. 10.16), раздвигает перья пружинного якоря, которые после посадки конуса на опорное кольцо сдвигаются, охватывая проточку упорного ниппеля замка вставного насоса (рис. 10.17) и упираясь своими скошенными конусами в его нижнюю фаску. При этом цилиндр насоса надежно закрепляется в колонне насосных труб с обеспечением герметичности посадочного места, что достигается подбором материалов и точностью выполнения сопряженных конусных поверхностей конуса насоса и опорного кольца замковой опоры.

В процессе работы на шток 1 (см. рис. 10.14) насосов НСВ1 и НСВ2 при ходе вниз действует сжимающее усилие (см. § 5), а при ходе вверх — растягивающее усилие (см. § 3)

$$Q_{нв} = F_{трн} + \left[10^{-3} q_{рж} (L - \Delta H) + \left(1 - \frac{f_{уш}}{f_n} \right) p_6 \right] f_n. \quad (10.209)$$

Отличительной особенностью насоса НСВГ (см. рис. 10.14) является то, что на его шток при ходе вниз действует растягивающее усилие

$$Q_{нн} = 10^{-3} q_{рж} (L - \Delta H) \frac{\pi d_n^2}{4} - F_{трн}, \quad (10.210)$$

а при ходе вверх — растягивающее усилие, определяемое по (10.209), где $f_n = \pi d_n^2 / 4$, т. е. насосные штанги в течение всего цикла находятся под натяжением, что необходимо при откачке высоковязких нефтей, при которых ход вниз штанг затруднен.

Эффективный диаметр плунжера насоса НСВГ, по которому следует рассчитывать подачу насосной установки,

$$d_{нз} = \sqrt{d_n^2 + d_p^2}. \quad (10.211)$$

Насосы НСНА спускают в скважину на НКТ, имеющих меньший внутренний диаметр, чем диаметр плунжера. Это позволяет эксплуатировать скважины с уменьшенным диаметром эксплуатационной (обсадной) колонны высокопроизводительными штанговыми насосами с небольшим диаметром плунжера. Так, в скважинах с 146-мм эксплуатационной колонной можно применить насос НСНА-93, спускаемый на НКТ диаметром 89 мм с внутрен-

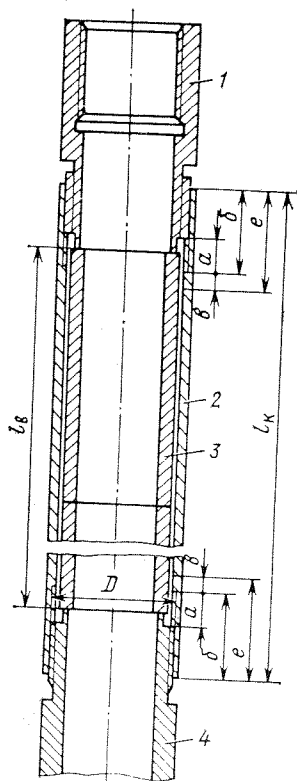


Рис. 10.15. Схема втулочного цилиндра:
1 — переводник; 2 — кожух;
3 — втулка; 4 — удлиненный переводник

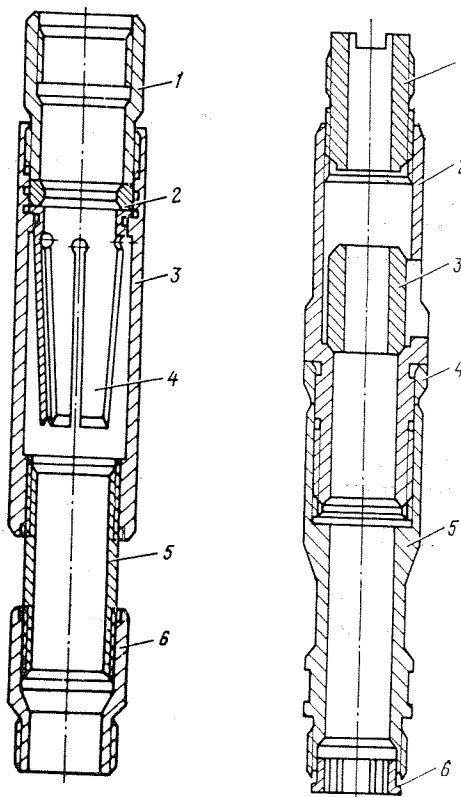


Рис. 10.16. Конструкция замковой опоры вставных насосов:
1 — муфта; 2 — седло; 3 — корпус захватной пружины;
4 — захватная пружина;
5 — ниппель; 6 — переводник

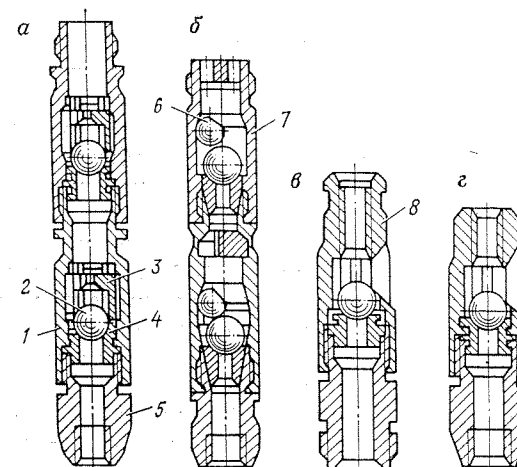
Рис. 10.17. Конструкция замковой части вставных насосов:
1 — направляющая штока;
2 — корпус конуса; 3 — противососный клапан;
4 — конус; 5 — упорный вентиль; 6 — упор

ним диаметром 75 мм, а в скважинах с 114-мм эксплуатационной колонной — насос НСНА-68, спускаемый на НКТ диаметром 73 мм с внутренним диаметром 62,5 мм. В скважинах с большим диаметром эксплуатационной колонны при откачке маловязкой продукции применение насосов типа НСНА позволяет уменьшить металлоемкость НКТ, а значит, и их стоимость.

Особенность конструкции клапанных узлов (рис. 10.18, б) Костыченко с двумя шариками заключается в обеспечении эффективной самоприработки гнезд конусных седел клапанов этого типа в процессе их работы. Действительно, герметичность клапанов этого типа сохраняется и при значительном износе (углублении) седел. Они себя хорошо зарекомендовали при эксплуатации малodeбитных песчаных скважин небольшой и средней глубины. Однако при эксплуатации скважин глубиной более 1000 м иногда

Рис. 10.18. Конструкции клапанных узлов скважинных штанговых насосов:

а — сдвоенный клапан, стандартный; б — сдвоенный клапан Костыченко; в — клапан, устанавливаемый в верхней части плунжера; г — то же, в нижней части плунжера; 1 — корпус клапана закрытого типа с увеличенным проходным отверстием седла; 2 — шарик; 3 — вставная клетка клапана закрытого типа; 4 — седло клапана; 5 — переводник-наконечник закрытого типа; 6 — вспомогательный шарик; 7 — корпус клапана закрытого типа с двумя шариками; 8 — клетка клапана открытого типа



происходит заклинивание клапанов такой конструкции. Кроме того, клапан с двумя шариками имеет уменьшенный диаметр проходного отверстия седла и увеличенную длину канала этого отверстия, из-за чего общее гидравлическое сопротивление клапанных узлов этого типа в два—четыре раза больше, чем клапанных узлов с одним шариком.

Следует отметить, что конфигурация проточных частей насосов корпуса клапанов, седла, упоры, клетки и др. отрабатывается экспериментально путем проверки гидравлических сопротивлений проточных частей.

Особенностью конструирования штанговых скважинных насосов является необходимость обеспечения прочности и герметичности их деталей и узлов в условиях ограниченного диаметрального габарита. Из-за этого в насосах применяют детали с малой толщиной стенки, мелкие резьбы, строго регламентируют крутящий момент затяжки резьбовых соединений.

Втулочный цилиндр насоса (см. рис. 10.15) собирают на сборочных скалках, обеспечивающих соосное расположение втулок. Втулки изготавливают из сталей марок 38Х2МЮА с азотацией внутренней поверхности, из сталей марок: сталь 45, 40, 50Г с закалкой внутренней поверхности нагревом ТВЧ и из чугуна СЧ 28-48 с объемной закалкой. Втулки имеют ряд размеров, но у каждой из них внутренний диаметр должен выдерживаться с точностью $\pm 0,03$ мм. Цилиндр собирают из втулок одного подрамера.

Плунжеры насосов изготавливают из стали 45 с хромированием при заданной толщине слоя хрома или с наплавкой твердым сплавом. Плунжеры, как и втулки, имеют ряд размеров, но у каждого экземпляра плунжера отклонение его диаметра по всей длине не должно превышать 0,02 мм.

При сборке втулочного цилиндра переводниками затягивают набор втулок в кожу. Усилие затяжки не должно быть повреж-

дающим резьбу кожуха, но должно обеспечивать герметичность набора втулок, уплотненных по торцам, в процессе работы насоса.

Поскольку диаметральные размеры кожуха и втулок, особенно вставных насосов, определяются габаритами НКТ и принятым рядом номинальных диаметров плунжерной пары, при расчете параметров штангового насоса обычно определяют предельную глубину его спуска при известной конфигурации, размерах и материале кожуха и втулок насоса.

Суть этой задачи заключается в том, что требуется рассчитать усилие затяжки набора втулок и предельную допустимую осевую нагрузку, которой циклически нагружается цилиндр насоса, исходя из условий обеспечения усталостной прочности кожуха и нераскрытия стыков между втулками.

При отсутствии хвостовика под насосом максимальное и минимальное за цикл напряжения, действующие в опасном сечении по впадинам резьбы кожуха (по диаметру D , см. рис. 10.15),

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{\text{ж}}}{F_{\text{кз}}} \beta (1 - \chi); \quad (10.212)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\text{ж}}}{F_{\text{кз}}} [\beta (1 - \chi) + \chi], \quad (10.213)$$

где

$$P_{\text{ж}} = g \rho_{\text{ж}} L f_{\text{в}}; \quad (10.214)$$

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{к}}}; \quad (10.215)$$

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{l_{\text{в}}}{E_{\text{в}} F_{\text{в}}}; \quad (10.216)$$

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{1}{E_{\text{к}}} \left(\frac{l_{\text{к1}}}{F_{\text{к1}}} + \frac{2b}{F_{\text{к2}}} + \frac{2a}{F_{\text{к3}}} \right). \quad (10.217)$$

Здесь $E_{\text{в}}$, $E_{\text{к}}$ — модули упругости металла втулок и кожуха; $F_{\text{в}}$ — площадь поперечного сечения тела втулки; $F_{\text{к1}}$, $F_{\text{к2}}$, $F_{\text{к3}}$ — площади поперечного сечения тела соответственно части кожуха между выточками у резьб, расточки кожуха за резьбой, по наружному диаметру резьбы кожуха; $\beta = 3$ — коэффициент запаса по нераскрытию стыков; $l_{\text{в}}$ — длина набора втулок (см. рис. 10.15); $l_{\text{к1}}$ — длина необработанной части кожуха, $l_{\text{к1}} = l_{\text{к}} - 2l$; a , b , l — длина резьбы, расточки за резьбой кожуха, отработанной части кожуха.

При наличии хвостовика под цилиндром насоса в (10.212) и (10.213) нужно вместе $P_{\text{ж}}$ подставить $P_{\text{ж}} + g G_{\text{хв}}$, где $G_{\text{хв}}$ — масса хвостовика.

Используя известные зависимости

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n_{\text{в}}} \frac{1 + \rho}{\frac{k_{\text{к}}}{\epsilon_{\text{п}} \epsilon_{\text{м}}} \rho + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{в}}}}, \quad \rho = \frac{1 - r}{1 + r}; \quad r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

и учитывая, что из условия прочности $[\sigma] \geq \sigma_{\max}$, в результате вы-

кладок получают формулу для определения предельной глубины спуска насоса L (м) из условия отсутствия усталостного разрушения (при отсутствии хвостовика)

$$L \leq \frac{\sigma_{-1}}{n_{\text{в}}} \frac{F_{\text{кз}}}{f_{\text{п}} \rho_{\text{жg}}} \frac{1}{\frac{k_{\text{к}}}{\epsilon_{\text{п}} \epsilon_{\text{м}}} \chi + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{в}}} [2\beta (1 - \chi) + \chi]}. \quad (10.218)$$

Здесь σ_{-1} — предел выносливости материала кожуха для симметричного цикла; $n_{\text{в}}$ — коэффициент запаса прочности по усталостному разрушению; $k_{\text{к}}$ — коэффициент концентрации напряжений; $\epsilon_{\text{п}}$, $\epsilon_{\text{м}}$ — факторы поверхности и масштабный; $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности при растяжении; $f_{\text{п}}$ — площадь сечения плунжера по его наружному диаметру.

Таблица 10.4. Параметры штанговых скважинных насосов

Насос	Условный размер, мм	Предельная глубина спуска, м	Наружный диаметр, м	Длина, м			Моменты свинчивания резьбы, кН·м	
				насоса	плунжера	хода плунжера	цилиндра	клапанов
НСВ1	28	2500	48,2	4—7,2	1,2—1,8	1,2—3,5	3,5	3,5—1,5*
	32	2200	48,2	4—7,2	1,2—1,8	1,2—3,5	3,5	3,5; 1,5*
	38	3500	59,7	4,1—9,7	1,2; 1,5; 1,8	1,2—6	6,5	6; 3,5*
	43	1500	59,7	4,1—9,1	1,2	1,2—6	6,5	6; 3,5*
	55	1200	72,9	4,9—9,3	1,2	1,8—6	9,5	7; 6*
НСВ2	32	3500	48,2	6,4; 7,3	1,8	2,5—3,5	3,5	3,5; 1,5*
	38	3500	59,7	6,1; 9,7	1,8	2,5—6	6,5	6; 3,5*
	43	3500	59,7	6,1; 9,7	1,8	2,5—6	6,5	6; 3,5*
	55	2500	72,9	6,9; 9,9	1,8	3—6	9,5	7; 6
НСВГ	38/55	1200	72,9	8,3; 11,8	1,2	1,8—3,5	8,5	7; 6*
	55/43	1200	72,9	8,7; 12,9	1,2	1,8—3,5	9,5	7; 6*
НСВД	38/55	1200	72,9	8,7; 12,9	1,2	1,8; 3,5	9,5	7; 6*
	28	1200	56	1,9; 2,9	1,2	0,6; 0,9	3,5	1,5
	32	1200	56	1,9; 2,9	1,2	0,6; 0,9	3,5	1,5
	43	1200	73	2,7	1,2	0,9	11	3,5
НСН1	55	1000	89	2,7	1,2	0,9	15	6
	32	1200	56	3,4; 5,3	1,2	1,2; 3	3,5	1,5
	43	2200	73	3,3; 7	1,2; 1,5	1,2; 4,5	11	3,5
	55	1800	89	3,4; 7,1	1,2; 1,5	1,2; 4,5	15	6
	68	1600	107	4,1; 6,8	1,2	1,8—4,5	18	7
НСН2	93	800	133	4,3; 7	1,2	1,8—4,5	27	9
	43	1500	56	5,1; 6,8	1,2	1,8; 3,5	11	3,5; 6**
	55	1200	73	5,1; 6,8	1,2	1,8; 3,5	15	6,7**
	58	1000	91	5,1; 7,8	1,2	1,8; 4,5	18	7; 14**
НСНА	93	800	122	6; 8,1	1,2	2,5; 4,5	27	14; 15**

* Нагнетательного клапана с плунжером.

** Всасывающего клапана.

Основные параметры штанговых скважинных насосов приведены в табл. 10.4, где указаны предельные глубины спуска вставных насосов, определенные с учетом усталостной прочности их кожухов. Кожух вставных насосов НГВ1-38, рассчитанных на глубину спуска до 3500 мм, предусмотрено изготавливать из легированной стали. Кожухи невставных насосов имеют большую толщину стенки и допускают, даже при спуске насоса на предельную глубину, подсоединение к ним «хвостовиков» значительной длины.

В последние годы преимущественное распространение получили штанговые насосы с безвтулочным цилиндром. Их преимуществом является упрощение конструкции и сборки насоса, хотя технология изготовления длинных цилиндров с большой точностью выполнения отверстия и с износостойкой внутренней поверхностью имеет свои сложности. У таких цилиндров предусматривается большая толщина стенки, чем у кожуха насосов с втулочным цилиндром, что обеспечивает повышенную прочность их резьбы по сравнению с резьбой кожухов. Как и в насосах с втулочным цилиндром, опасным сечением цилиндра при расчете на прочность является участок резьбы, однако поскольку набор втулок отсутствует, эту резьбу следует рассчитывать по аналогии с резьбой болтов без предварительной затяжки.

Конструкция насосов с безвтулочным цилиндром аналогична описанным выше конструкциям насосов с втулочным цилиндром.

Контрольные вопросы

1. Сформулируйте основные задачи и критерии оптимального проектирования станков-качалок и их размерного ряда.
2. Назовите варианты кинематических схем станков-качалок и изобразите их с обозначением основных звеньев и углов.
3. Какие составляющие образуют усилия, действующие в точке подвеса колонны насосных штанг, усилия, действующие на головку балансира станка-качалки? Напишите формулы для их определения.
4. От каких факторов зависит подача скважинного насоса? Напишите формулу для ее определения.
5. Исходя из какого критерия производится конструирование штанговых колонн? Назовите основные виды конструкции колонн.
6. Какие задачи силового расчета станка-качалки? Какие усилия определяются? Напишите формулу для расчета крутящего момента на ведущем валу редуктора и объясните, как она получена.
7. Какими параметрами можно варьировать при конструировании станков-качалок? Для чего надо определять эквивалентную нагрузку на подшипники и как она определяется?
8. Каковы основные особенности конструирования и расчета редуктора станка-качалки?
9. Из чего складываются и как подсчитываются потери энергии в станке-качалке?

10. Каковы основные типы и конструктивные особенности скважинных штанговых насосов? Изложите принципы прочностного расчета кожухов втулочных насосов.

Глава 11

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ДОБЫЧИ НЕФТИ

Для стабилизации уровня добычи нефти и газа применяют различные методы воздействия на призабойную зону пласта, позволяющие не снижать производительность скважины.

Методы воздействия на призабойную зону пласта разделяют на химические, механические и тепловые.

§ 1. Оборудование для химической обработки скважин

К химическим методам воздействия на призабойную зону пласта относятся кислотная обработка скважин. Она занимает одно из ведущих мест в процессах увеличения производительности скважин.

Наиболее часто используют раствор соляной кислоты HCl с концентрацией от 8 до 20 %. Применяют также фтористоводородную кислоту HF, называемую также плавиковой кислотой. Эту кислоту чаще применяют в смеси с соляной кислотой (смесь называется глинокислотой или грязевой кислотой). Иногда применяют смесь соляной, уксусной (CH_3COOH) и плавиковой кислот.

Смесь соляной и плавиковой кислот содержит около 8—10 % первой и 3—5 % второй кислот. Уксусную кислоту добавляют обычно в количестве 0,8—1,6 % от объема соляной кислоты.

Для снижения коррозионной агрессивности кислот в их растворы добавляют иногда ингибиторы. Например, формалин (0,6 %) снижает коррозионную активность в 7—8 раз, уникол (0,1 %) — в 15 раз.

Для транспортирования раствора кислот и нагнетания их в скважины применяют специальные кислотные установки [2].

Кислотную установку монтируют на грузовом автомобиле. В состав оборудования установки входят: трехплунжерный, горизонтальный одностороннего действия или центробежный насос, или тот и другой вместе. Система отбора мощности для привода этих насосов — промежуточная трансмиссия от отбора мощности к насосу, цистерна и трубопроводы.

Трехплунжерный насос устанавливают на раме за кабиной автомобиля. Коробка отбора мощности крепится к раздаточной коробке автомобиля и находится в ней в постоянном зацеплении.

Промежуточная трансмиссия обычно состоит (рис. 11.1) из карданного вала, коробки передач и муфты. Карданный вал сое-

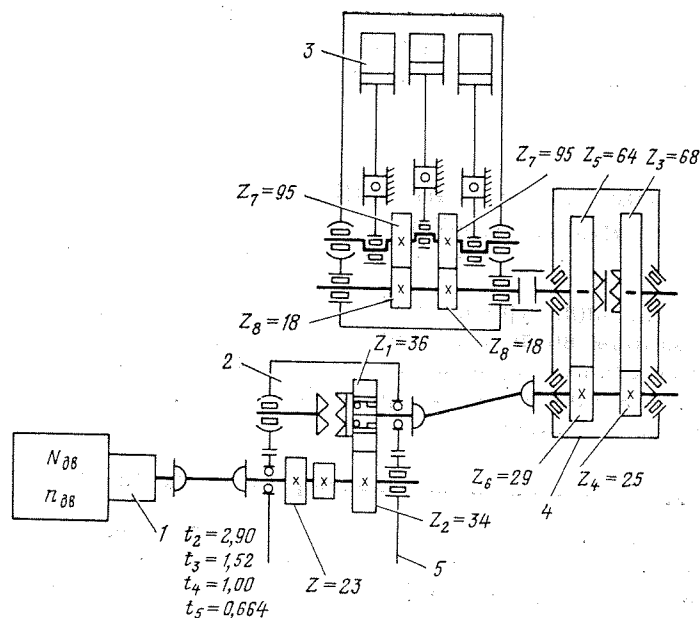


Рис. 11.1. Кинематическая схема установки УНЦ-160К:
1 — коробка передач автомобиля; 2 — коробка отбора мощности; 3 — насос; 4 — редуктор;
5 — раздаточная коробка автомобиля

диняет вал коробки отбора мощности с валом коробки передач. Муфта соединяет выходной вал коробки передач с трансмиссионным валом насоса.

Как видно из применяемых кислот и состава оборудования установки, в исходные требования для ее конструирования и расчета должно входить следующее: описание технологического процесса, выполняемого установкой с указанием наименования и концентрации растворов кислот, пределов подачи кислоты насосом и развиваемого давления, функций, выполняемых агрегатом (перевозка растворов, подача их в скважину, подача их другому агрегату, самозагрузка цистерны и т. п.); вид транспортной базы для размещения на ней выбранного оборудования и отбора необходимой мощности для привода насоса; дорожные и климатические условия, при которых будет эксплуатироваться установка.

При проектировании установки подбирают или разрабатывают насос. Привод насоса обычно осуществляется от ходового двигателя, поэтому разрабатывают трансмиссию передачи мощности от двигателя к насосу. Проектируют также кислотную цистерну и ее оборудование.

В зависимости от подачи и давления, требуемых от насоса, выбирают тип насоса. При выборе центробежного насоса рекомендуют применять насосы для химических производств, лучше консольные. При небольшой объемной концентрации твердых

примесей в жидкости (не более 0,1 %) — консольные насосы Х(ХМ), ХО; при твердых примесях не более 1,5 % — АХ. Можно также применять герметичные насосы ХГ, ХГВ.

Применение распространенных поршневых насосов для работы с растворами кислот требует замены материалов гидравлической части насосов на коррозионностойкие.

При выборе и обосновании применения насосов необходимо учесть то, что при работе с ингибированными кислотами их агрессивность снижается в несколько раз.

Разработку нового насоса ведут по рекомендациям гл. 5 и 6. Материалы для деталей насоса определяют по § 2 гл. 3. Опоры насосов, работающих с кислотой, часто должны работать в условиях смазки маловязкой жидкостью. В этом случае в качестве материала вкладышей подшипников скольжения используют керамику ТК-21, хастелой Д, композицию фторопласта — 4 с коксом и дисульфидомolibденом.

Цистерны и трубопроводы кислотных агрегатов отличаются от обычных тем, что они защищены гуммированием (например, резинами ИРП1025, ИРП1258). Детали встроенного оборудования (поплавки, рычаги и пр.) должны быть выполнены из коррозионностойкого материала.

Рассмотрим определение передаточного числа трансмиссии. Задачу решают при принятой схеме трансмиссии (рис. 11.1) и поршневом насосе с передачей от трансмиссионного к коленчатому валу.

Общее передаточное отношение установки $i_{\text{общ}}$ определяют при четырех скоростях автомобиля и двух передаточных отношениях трансмиссии (рис. 11.1):

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{авт}} i_{\text{тран}} i_{\text{нас}}, \quad (11.1)$$

где $i_{\text{авт}}$ — передаточное отношение коробки скоростей автомобиля, при нерабочей первой скорости автомобиля передаточные отношения остальных скоростей обозначают $i_{\text{авт}2}$, $i_{\text{авт}3}$ и т. д.; $i_{\text{тран}}$ — передаточное число трансмиссии установки, имеющей две скорости

$$i_{\text{тран}1} = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}; \quad (11.2)$$

$$i_{\text{тран}2} = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_5}{z_6}. \quad (11.3)$$

Передаточное число зубчатой пары насоса

$$i_{\text{нас}} = z_7/z_8. \quad (11.4)$$

Передаточные отношения при всех скоростях

$$\begin{aligned} i_2 &= i_{\text{авт}2} i_{\text{тран}1} i_{\text{нас}}; i_3 = i_{\text{авт}2} i_{\text{тран}2} i_{\text{нас}}; i_4 = i_{\text{авт}3} i_{\text{тран}1} i_{\text{нас}}; i_5 = i_{\text{авт}3} i_{\text{тран}2} i_{\text{нас}}; \\ i_6 &= i_{\text{авт}4} i_{\text{тран}1} i_{\text{нас}}; i_7 = i_{\text{авт}4} i_{\text{тран}2} i_{\text{нас}}; i_8 = i_{\text{авт}5} i_{\text{тран}1} i_{\text{нас}}; i_9 = i_{\text{авт}5} i_{\text{тран}2} i_{\text{нас}}. \end{aligned} \quad (11.5)$$

Частоту вращения коленчатого вала насоса, отвечающую рассматриваемому режиму, определяют из соотношения

$$n_j = n_{дв} / i_{(j+1)}, \quad (11.6)$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала ходового двигателя; j — индекс получаемой частоты вращения коленчатого вала насоса (1, 2, ..., 8); $(j+1)$ — индекс передаточного числа всей трансмиссии.

Наибольшую частоту вращения коленчатого вала насоса n_{max} находят по заданной максимальной подаче Q_{max} . Приведенные выше зависимости позволяют выбрать ряд подач от Q_{min} до Q_{max} .

§ 2. Оборудование для механического воздействия на пласт

К механическому воздействию на пласт относят гидравлический разрыв пласта, предназначенный для увеличения дебита нефтяной или приемистости нагнетательной скважины.

При гидравлическом разрыве пласта применяют комплекс оборудования в состав которого входят: насосные и пескосмесительные установки, арматура устья скважин, блок манифольда для обвязки всех установок, автоцистерны и пакер с якорем для изоляции обсадной колонны от высокого давления [2].

Насосную установку для гидроразрыва пласта монтируют на шасси грузового автомобиля. Она состоит из силовой установки для привода насоса, коробки передач, трехплунжерного насоса, манифольда и системы управления. Основным узлом насосной установки является высоконапорный плунжерный насос на давления до 70 и до 105 МПа. Методика расчета плунжерных насосов изложена в гл. 6.

Пескосмесительная установка предназначена для транспортирования наполнителя трещин (например, песка, стеклянных шариков), приготовления песчано-жидкостной смеси и подачи ее к насосным агрегатам.

Оборудование установки смонтировано на шасси автомобиля и включает: бункер со смонтированным в нем рабочим и загрузочным шнеками; смеситель; песковый насос; манифольд; гидро- и пневмосистемы; пост управления и другие вспомогательные узлы (рис. 11.2).

Пескосмесительный агрегат содержит ряд специфических узлов, выбор и расчет которых при разработке агрегата рационально рассмотреть в данном параграфе.

При конструировании пескосмесительной установки задают транспортируемый ею объем и массу наполнителя трещин (это может быть песок, стеклянные шарики, порошок агломерированного боксита и пр.), время загрузки бункера, подачу смеси наполнителя с жидкостью-носителем наполнителя, подачу и напор насоса, подающего пульпу.

Плотность кварцевого песка и стеклянных шариков около 2650 кг/м³, агломерированного боксита 1400 кг/м³. В насыпном

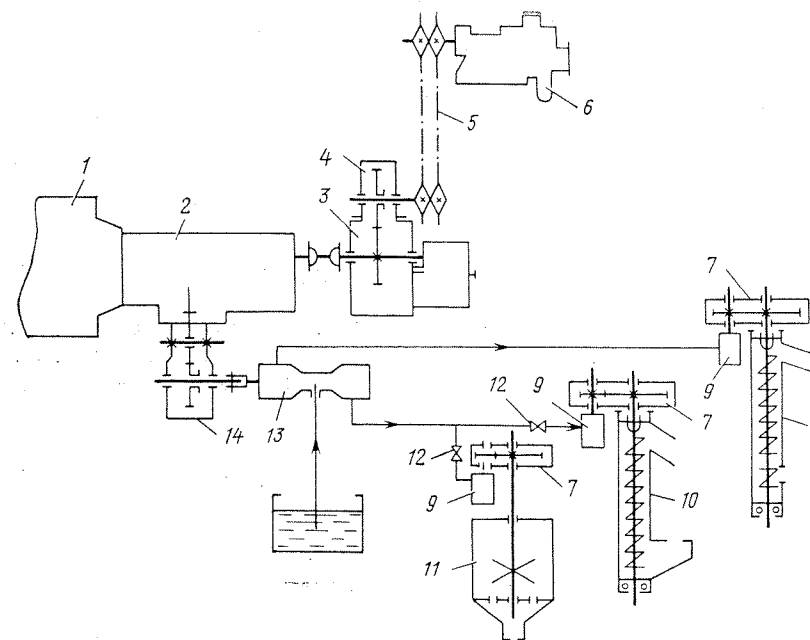


Рис. 11.2. Кинематическая схема установки УСП-50:

1 — двигатель ЯМЗ-238; 2 — коробка передач автомобиля; 3 — раздаточная коробка; 4 — коробка отбора мощности привода пескового насоса; 5 — цепной редуктор; 6 — песковый насос 5ПС-10; 7 — редуктор; 8 — рабочий шнек; 9 — гидромотор Г15-23; 10 — загрузочный шнек; 11 — мешалка; 12 — вентиль; 13 — масляный насос 25Г12-23; 14 — коробка отбора мощности привода масляного насоса

состоянии плотность песка около 1500—1800 кг/м³. Средняя концентрация песка около 200 кг, но может достигать до 600 кг на 1 м³ жидкости.

Для подачи такой смеси могут быть использованы песковые горизонтальные насосы с осевым подводом типа П (Пе) или песковые вертикальные насосы типа ПВ по тому же ГОСТу. Возможно применение грунтовых насосов типа Гр. При разработке нового насоса для таких условий геометрические размеры ориентировочно определяют по рекомендациям гл. 5, защиту от действия абразива осуществляют подбором материалов деталей или их защитным покрытием. Для проточной части насоса используют легированные чугуны ИЧХ28Н2 или ИЧХ16МТ, а также легированные стали 35ХНВФЛ, 40ХГСНЛ. Для покрытия проточной части насоса используют в основном резину.

К сальникам таких насосов необходимо подводить чистую воду под давлением, превышающим давление, создаваемое насосом, примерно на 0,05 МПа.

Шнеки установки рассчитывают следующим образом.

Подачу шнека определяют по формуле

$$Q = 0,25\pi (D^2 - d^2) n \rho \varphi c, \quad (11.7)$$

где D — наружный диаметр витка шнека; d — внутренний диаметр

витка шнека; s — шаг витка шнека; ρ — плотность песка в насыпном состоянии; n — частота вращения шнека; ψ — коэффициент наполнения шнека (определяется по заполнению площади поперечного сечения витка при горизонтальном положении шнека); c — коэффициент, учитывающий уменьшение наполнения шнека при его наклонном положении; при конструктивно осуществимом наклоне шнеков в установке ($45-70^\circ$ от горизонтали) $c=0,85-0,7$.

Мощность привода шнека (кВт)

$$N_0 = 10^{-3}QL(\omega + \sin \beta)g, \quad (11.8)$$

где L — длина шнека; ω — коэффициент сопротивления движению для абразивных грузов; β — угол наклона шнека к горизонту.

Мощности привода лопастной мешалки (кВт) ориентировочно равны:

пусковая

$$N_n = 3,8 \cdot 10^{-3} \varphi_1 \rho n^3 h (D_1^4 - d_1^4) z, \quad (11.9)$$

рабочая

$$N_p = N_n 3,87 \frac{a \varphi_1}{A} \left(\frac{10^6 D_1^2 n \rho}{\mu} \right)^{0,22}, \quad (11.10)$$

где φ_1 — коэффициент, учитывающий увеличение площади сечения струи жидкости в сечении лопастей; ρ — плотность смеси жидкости и песка; n — частота вращения вала мешалки в секунду, h — высота проекции лопасти на вертикаль; D_1 — диаметр круга, описываемого лопастью; d_1 — диаметр вала мешалки; z — число пар лопастей (за одну пару лопастей принимаем радиально противоположные лопасти, расположенные в одной горизонтальной плоскости); $a = h/D_1$ — вспомогательный коэффициент; A — опытный коэффициент, зависящий от угла наклона лопаток; μ — динамическая вязкость смеси жидкости песконосителя с песком, ориентировочно принимают $\mu = 2\mu_{ж}$ ($\mu_{ж}$ — вязкость жидкости).

Характерные размеры шнеков и мешалок и некоторые данные для расчетов приведены ниже:

Параметр шнека	D , м	d , м	s , м	ρ , т/м ³	n , с ⁻¹	ψ	ω	β , °
Значение	0,22	0,06	0,11	1,5	4	0,65	3,2	60

Параметр мешалки	φ_1	ρ , кг/м ³	n , с ⁻¹	h , м	D_1 , м	d_1 , м	z	A
Значение	1,11	127,5	1,67	0,18	0,38	0,08	4	5,55

§ 3. Расчет нагрузок на оси автомашины передвижных установок

При проектировании передвижных установок, монтируемых на автомашине, большое значение имеет рациональное размещение оборудования на ее платформе.

Задача расчета — это определение нагрузок на оси автомашины и дорогу, положения центра тяжести установки и угла ее боковой устойчивости.

Рассмотрим этот расчет на примере установки для тепловой обработки скважин ППУА-1600/100.

Установка ППУА-1600/100 представляет собой комплекс оборудования, смонтированного на шасси автомобиля КраЗ-255Б1А (рис. 11.3, а).

При определении нагрузок на оси автомобиля за начало отсчета координат центра тяжести отдельных сборок принимают: переднюю ось автомобиля при определении координаты x ; поверхность грунта при определении координаты y .

Знаком минус обозначены координаты всех сборок, расположенных впереди передней оси автомобиля.

Перед установкой оборудования ППУ часть сборок с силами тяжести F каждого автомобиля снимается. К ним относятся: передний кронштейн с роликами F_1 ; инструментальный ящик F_2 ; оттяжные ролики F_3 ; топливный бак F_4 ; жесткий буксир F_5 .

Снимаемое оборудование имеет следующие характеристики: общую массу P_{ci} ; координаты x_i ; их нагрузки на передний мост F_{cAi} ; нагрузка на тележку F_{cBi} .

Переставляемая сборка учитывается направлением стрелки вверх при снятии ее и при установке сборки — направлением стрелки вниз.

Масса и координаты отдельных узлов и агрегатов автомобиля берутся из массовой характеристики шасси автомобиля.

Характеристика шасси автомобиля

База автомобиля, м	a
Масса снаряженного автомобиля без лебедки, кг	P
Распределение нагрузки на дорогу от автомобиля до снятия отдельных сборок, Н:	
через передний мост	F_A
через тележку	F_B
Полная масса автомобиля, кг	P_n
Распределение нагрузки на дорогу от автомобиля после снятия отдельных сборок, Н:	
через передний мост	$F_{пА}$
через тележку	$F_{пВ}$
Устанавливаемые сборки ППУ и их массовая характеристика:	
Общая масса устанавливаемых сборок, кг	P_{yi}
Координаты устанавливаемых сборок, м	x_{yi}
Нагрузки от устанавливаемых грузов, Н:	
на передний мост	P_{yAi}
на тележку	P_{yBi}

Первоначальное распределение нагрузок по осям шасси автомобиля показано на рис. 11.4.

Нагрузки на дорогу от автомобиля через передний мост и тележку до снятия отдельных сборок определяют по формулам

$$F_A = F_t - F_{Bi}; \quad F_{Bi} = \frac{F_i x_i}{a}. \quad (11.11)$$

В расчетной схеме (рис. 11.5) показаны нагрузки при снятии сборок автомобиля.

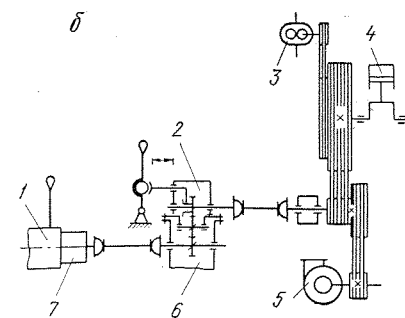
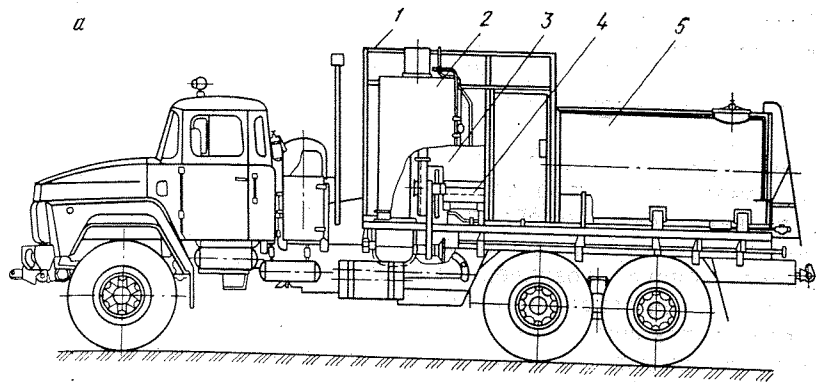


Рис. 11.3. Установка ППУА-1600/100.

a — общий вид: 1 — кузов; 2 — парогенератор; 3 — приводная группа; 4 — питательный насос; 5 — емкость для воды; *b* — кинематическая схема: 1 — двигатель автомобиля; 2 — коробка отбора мощности; 3 — насос шестеренный; 4 — насос питательный; 5 — вентилятор; 6 — раздаточная коробка автомобиля; 7 — коробка передач

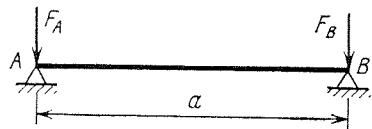


Рис. 11.4. Первоначальное распределение нагрузок по осям шасси автомобиля

Масса автомобиля после снятия отдельных сборок будет

$$P_c = P - P_{cl}.$$

Распределение нагрузки на дорогу от автомобиля после снятия отдельных сборок будет равно:

через передний мост

$$F_{cA} = F_A - F_{cAt},$$

через тележку

$$F_{cB} = F_B - F_{cBt}.$$

Определение нагрузки на дорогу от автомобиля через передний мост и тележку после установки оборудования. Из технической документации берут массовую характеристику всего оборудования ППУ, устанавливаемого на шасси автомобиля. В схему распределения нагрузок включают

нагрузку от экипажа в составе двух человек, равную 1800 Н.

Нагрузку на дорогу от автомобиля через тележку с учетом устанавливаемого оборудования ППУ (F_y) и экипажа определяют из уравнения

$$F_{\text{пВ}} = F_{cB} + F_{yB}. \quad (11.12)$$

Нагрузка на дорогу от автомобиля через передний мост с учетом устанавливаемого оборудования и экипажа составляет

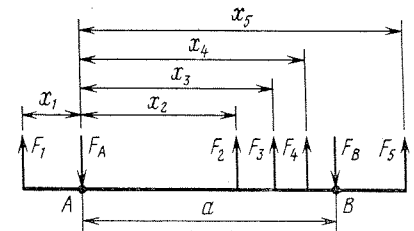


Рис. 11.5. Распределение нагрузок при снятии с шасси автомобиля отдельных сборок

$$F_{\text{пА}} = F_{cA} + F_{yA}.$$

Полная масса установки составит

$$P_{\text{п}} = (F_{\text{пА}} + F_{\text{пВ}})/g. \quad (11.13)$$

Положение центра тяжести установки относительно оси переднего моста находят по формулам

$$x_{\text{цт}} = F_{\text{пВ}}a/(gP_{\text{п}}). \quad (11.14)$$

Определение условного (статического) угла боковой устойчивости установки. Условный угол боковой устойчивости рассчитывают по формуле

$$\alpha_{\text{уст}} = \arctg \frac{b}{2y_y}, \quad (11.15)$$

где b — ширина колеи колес автомобиля; y_y — положение центра тяжести установки относительно грунта.

Положение центра тяжести установки относительно грунта определяют следующим образом:

$$y_y = \frac{1}{P_{\text{п}}} (P_1 y_{\text{авт}} + \sum P_{yi} y_{yi} - \sum P_{ci} y_{ci}), \quad (11.16)$$

где $y_{\text{авт}}$ — координата центра тяжести автомобиля относительно грунта.

Полученные результаты расчета нагрузок на дорогу от автомобиля через передний мост и тележку, а также угла боковой устойчивости должны находиться в пределах допустимых отклонений, предусмотренных технической характеристикой автомобиля.

Контрольные вопросы

1. С какими жидкостями работают установки для кислотной обработки скважин?
2. Какие типы насосов должны применяться в установках для кислотной обработки скважин?
3. Расскажите об условиях работы пескосмесительной установки.

4. Как рассчитать подачу и определить потребляемую мощность шнековых устройств пескосмесительной установки?
5. Как рассчитать потребную мощность для привода лопастной мешалки?
6. Как рассчитывается нагрузка на оси автомобиля установки ППУ?

Глава 12

АГРЕГАТЫ ТЕКУЩЕГО И КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА СКВАЖИН

§ 1. Назначение и структурные схемы агрегатов

Агрегаты текущего ремонта предназначены для смены скважинного оборудования, изменения глубины его подвески, очистки скважины от песчаных пробок, смол и солей и проведения некоторых, наиболее простых ловильных работ.

Агрегаты капитального ремонта предназначены для ликвидации нарушений герметичности или формы ствола скважины (нарушение герметичности обсадной колонны и цементного кольца или смятие обсадной колонны), перехода на эксплуатацию нового горизонта, ликвидации сложных внутрискважинных аварий и для ремонта фильтровой части скважины. При некоторых из этих работ необходимо ставить цементные мосты, разбуривать их или забуривать в скважине часть нового ствола, определять вид нарушений ствола. Агрегаты капитального ремонта выполняют и работы по освоению пласта после ремонта скважины. Освоение может осуществляться сменой жидкости в скважине на жидкость с меньшей плотностью, газлифтом или свабированием. Грузоподъемность и потребляемая мощность агрегатов капитального ремонта больше, чем те же параметры у агрегата текущего ремонта.

Необходимость частого переезда со скважины на скважину при текущем и капитальном ремонтах вызывает необходимость выполнения мобильных самоходных агрегатов.

Процесс работы агрегатов состоит из транспортных, подготовительно-заключительных, спуско-подъемных и технологических операций. Характеристика этих работ подробно рассмотрена в курсе машин и оборудования для добычи нефти и газа.

Перечисленные функции агрегатов определяют их структурные схемы.

Структурная схема агрегата текущего ремонта включает в себя самоходную базу агрегата, привод оборудования агрегата (в основном от ходового двигателя), трансмиссию к исполнительным механизмам, лебедку, мачту, оснащенную талевой системой и крюком, систему для установки оборудования в рабочее и транспортное положение, пульт управления и контроля, набор инструментов и механизмов для спуско-подъемных работ.

Структурная схема агрегата капитального ремонта имеет самоходную базу агрегата, привод оборудования от ходового двигателя или специального силового агрегата, трансмиссию к исполнительным механизмам (число которых значительно больше, чем у агрегата текущего ремонта), лебедку подъемника, мачту, оснащенную талевой системой и крюком, ротор, компрессор, насос, лебедку для свабирования, систему для установки оборудования в рабочее и транспортное положения, пульт управления и контроля, инструмент и механизмы для спуско-подъемных работ. Инструменты для капитального ремонта разнообразны по виду и размерам и хранятся на базах капитального ремонта. На скважину транспортируется только тот инструмент, который необходим для частных работ на данной скважине (печати, ловильный инструмент, фрезы, буровой инструмент и пр.).

Структурные схемы агрегатов определяют состав оборудования и кинематическую схему.

У агрегатов текущего ремонта все оборудование размещается на одной транспортной базе. Некоторое оборудование агрегатов капитального ремонта имеет отдельную транспортную базу. Так, например, насос, компрессор и ротор обычно располагаются каждый на своей транспортной базе (на прицепе). Компрессор в некоторых случаях имеет свой блок привода, а насос и ротор приводятся от основного агрегата.

§ 2. Исходные данные для проектирования агрегатов

Главный параметр агрегатов текущего и капитального ремонта — наибольшая нагрузка на крюке, определяемая силой тяжести оборудования, извлекаемого из скважины или спускаемого в нее.

С целью эффективного использования подъемного оборудования, унификации типоразмеров и специализации производства нагрузка на крюке регламентирована ОСТ 26-16-1513—77, рекомендуемым следующим ряд нагрузок: 100, 200, 320, 500, 800, 1250 кН. Выпускается оборудование на нагрузку 320 и 500 кН. Осваиваются промышленностью агрегаты на 800 и 1250 кН.

Нагрузка на крюке определяется следующим образом.

1. При эксплуатации скважинным штанговым насосом — по подъему труб со штангами и жидкостью:

$$P_{\max} = G_{\text{тр}} + G_{\text{шт}} + G_{\text{ж}} = L_{\text{тр}} q_{\text{тр}} + L_{\text{шт}} q_{\text{шт}} + L_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} g \pi (D_{\text{тр}}^2 - d_{\text{шт}}^2) / 4, \quad (12.1)$$

где $G_{\text{тр}}$, $G_{\text{шт}}$ — соответственно силы тяжести труб и штанг в воздухе; $G_{\text{ж}}$ — вертикальная сила от давления жидкости, находящейся в трубах; $L_{\text{тр}}$, $L_{\text{шт}}$ — длины колонн труб и штанг соответственно; $L_{\text{ж}}$ — высота столба жидкости в скважине; $D_{\text{тр}}$, $d_{\text{шт}}$ — внутренний диаметр труб и внешний диаметр штанг соответственно; $q_{\text{тр}}$, $q_{\text{шт}}$ — сила тяжести 1 м труб и штанг в воздухе; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости.

2. При фонтанном и газлифтом подъемниках — по подъему труб с жидкостью; при однорядном подъемнике это один ряд труб, а при двухрядном (что возможно при газлифтной эксплуатации) необходимо учитывать аварийный случай подъема сразу двух рядов труб с жидкостью.

3. При эксплуатации скважин ЭЦН учитывается сила тяжести труб, заполненных жидкостью, кабеля, насоса, двигателя и другого оборудования, поднимаемого с трубами.

Если нагрузка на крюке задана проектировщику, то он находит область применения агрегата по допустимой длине поднимаемых колонн при различных способах эксплуатации.

Если ему задаются глубины скважин (или глубины спуска оборудования), то он определяет наибольшую нагрузку на крюке, рассчитывая ее с учетом различных способов эксплуатации. По найденной нагрузке находится ближайшая большая нагрузка из рекомендуемого ОСТом ряда, и на эту большую нагрузку проектируется агрегат.

Задаются также климатические районы, в которых будет использоваться агрегат. В этой части задания определяются материалы, которые можно применить в конструкции, необходимость утепления или средств разогрева оборудования и создания условий работы для персонала, обслуживающего агрегат.

При получении задания на агрегаты необходимо обратить внимание на условия их транспортировки (состояние транспортных путей, расстояния между скважинами и пр.). Эта часть задания влияет на выбор транспортной базы агрегата (автомашина, трактор, болотоход и т. д.).

Показатели надежности, степень унификации оборудования иногда задаются, а иногда принимаются самим конструктором. Для этого выполняется анализ наиболее высоких по техническому уровню аналогов агрегата и отдельных видов его оборудования.

Другие исходные данные в основном выбирает или определяет в результате расчета конструктор. К ним относят диапазон и число скоростей подъема крюка, высоту мачты, мощность и тип привода исполнительных механизмов.

Скорость подъема крюка ограничена рядом факторов. При выборе надо стремиться к наиболее полному использованию мощности привода. В то же время увеличение скорости подъема крюка ведет к увеличению ускорения в начале подъема и увеличению инерционных нагрузок, что ухудшает условия работы оборудования, к усложнению работы машиниста в связи с тем, что высота мачты ограничена и требуется больше внимания и достаточная квалификация для манипулирования крюком при подъеме. Кроме того, скорость подъема крюка ограничена также скоростью намотки каната на барабан лебедки. Для обеспечения равномерной укладки каната на барабан рекомендуется скорость каната у лебедки при подъеме не более 20 м/с. При спуске допускается большая скорость — 30 м/с и более. На практике у агрегатов текущего и капитального ремонтов скорости намотки не превышают 9 м/с.

Наибольшие скорости подъема крюка составляют 1,4—1,6 м/с, а наименьшие — 0,2—0,4 м/с.

Конструктор определяет мощность, потребляемую оборудованием агрегата. Это дает ему основание для оценки возможности использования ходового двигателя транспортной базы для привода механизмов агрегата.

Мощность для привода лебедки

$$N_{\text{л}} = Pvk_{\text{п}}/\eta_{\text{об}}, \quad (12.2)$$

где P — наибольшая или наименьшая нагрузка на крюке; v — соответствующая P наименьшая или наибольшая скорость подъема крюка; $k_{\text{п}}$ — коэффициент перегрузки, обычно применяется равным 1,25; $\eta_{\text{об}}$ — общий к. п. д. трансмиссии, лебедки и талевой системы, предварительно принимается в пределах от 0,65 до 0,7 (в зависимости от числа механизмов, участвующих в передаче).

Рекомендации для определения мощности привода насоса даны в гл. 6.

Мощность для привода ротора определяется по заданному крутящему моменту $M_{\text{р}}$ и частоте вращения стола ротора $n_{\text{р}}$ или по параметрам режима бурения.

При заданных $M_{\text{р}}$ и $n_{\text{р}}$

$$N_{\text{р}} = M_{\text{р}}n_{\text{р}}. \quad (12.3)$$

При расчете по параметрам режима бурения определяются крутящие моменты, затрачиваемые на холостое вращение буровой колонны, трение в долоте, разрушение породы.

Иногда ротор приводится собственным двигателем.

Компрессор для освоения скважин обычно имеет собственный привод. На агрегатах иногда монтируется другой компрессор для управления механизмами агрегата (например, на агрегате А-50У). Для этого компрессора конечное давление невелико (до 1 МПа) и ориентировочно мощность можно определить по данным ГОСТ 23680—79 для компрессоров с конечным давлением 0,88 МПа и воздушным охлаждением. Зависимость удельного расхода мощности $N_{\text{уд}}$ от объемного расхода газа на входе в компрессор $Q_{\text{вх}}$ приведена ниже.

$Q_{\text{вх}}, \text{ м}^3/\text{мин}$	3	10	20	30	50—100
$N_{\text{уд}}, \text{ кВт} \cdot \text{мин}/\text{м}^3$	6,5	5,7	5,6	5,3	5,4

Анализ потребной мощности выполняется с учетом возможности одновременной работы нескольких исполнительных механизмов, например насоса и спуско-подъемной системы при промывке песчаных пробок.

§ 3. Выбор транспортной базы агрегатов

Выбор транспортной базы с учетом монтажа на ней оборудования относится к узловым вопросам проектирования подъемной установки. От правильности решения этого вопроса зависят воз-

возможность размещения на одной базе всего оборудования; удобство его обслуживания; удовлетворение требований к мобильности установки, ее эргономические и эстетические показатели. С учетом этого при подборе базы под монтаж оборудования следует руководствоваться следующими соображениями.

1. С целью обеспечения минимальной себестоимости и удобства эксплуатации базу под монтаж навесного оборудования желательно подбирать из серийно выпускаемых промышленностью транспортных единиц — грузовых автомобилей, тракторов, транспортеров, тягачей с трейлером, в зависимости от требований, оговоренных в заявке заказчика.

2. Монтажная база должна соответствовать массе навесного оборудования установки (ориентироваться следует на аналог установки).

3. Размеры монтажной площадки должны позволять удобно с точки зрения эксплуатации и обслуживания размещать механизмы отбора мощности, трансмиссии, коробку скоростей, лебедку, вышку с задней опорой и другое оборудование. В случае разработки установки с приводом от автономного двигателя необходимо предусмотреть и его размещение.

4. Двигатель монтажной базы должен удовлетворять условиям, указанным в предыдущем параграфе.

5. Ходовая характеристика транспортной базы должна соответствовать условиям местности, на которой расположены обслуживаемые месторождения, качеству дорог, частоте расположения скважин.

§ 4. Кинематический расчет и разработка схемы проектируемой установки

Исходными данными для кинематического расчета любой машины служат параметры движения начального и конечного звеньев ее кинематической схемы.

В наиболее общем случае конечными звеньями являются лебедка, насос, ротор, компрессор, гидросистема привода какого-либо оборудования и подъема мачты. На рис. 12.1 показаны агрегат А-50У и его кинематическая схема.

В агрегате (рис. 12.1, а) для привода оборудования используется тяговый двигатель автомашины. На агрегате расположена трансмиссия 2, двухбарабанная лебедка 5 (подъемный и тартальный барабаны), телескопическая вышка с талевой системой 4, компрессор 1, гидроцилиндры подъема вышки 3, вышка 6, система управления 7, гидросистема (на рисунке не указана). В комплект агрегата входят также ротор 8 и промывочный насос (на рисунке не указан).

На рис. 12.1, б показана кинематическая схема этого агрегата. Отбор мощности идет от раздаточной коробки 12. Второй тартальный барабан размещен на трансмиссионном валу VII (на рисунке не указан).

Шестерни 13 и 14 раздаточной коробки автомобиля находятся

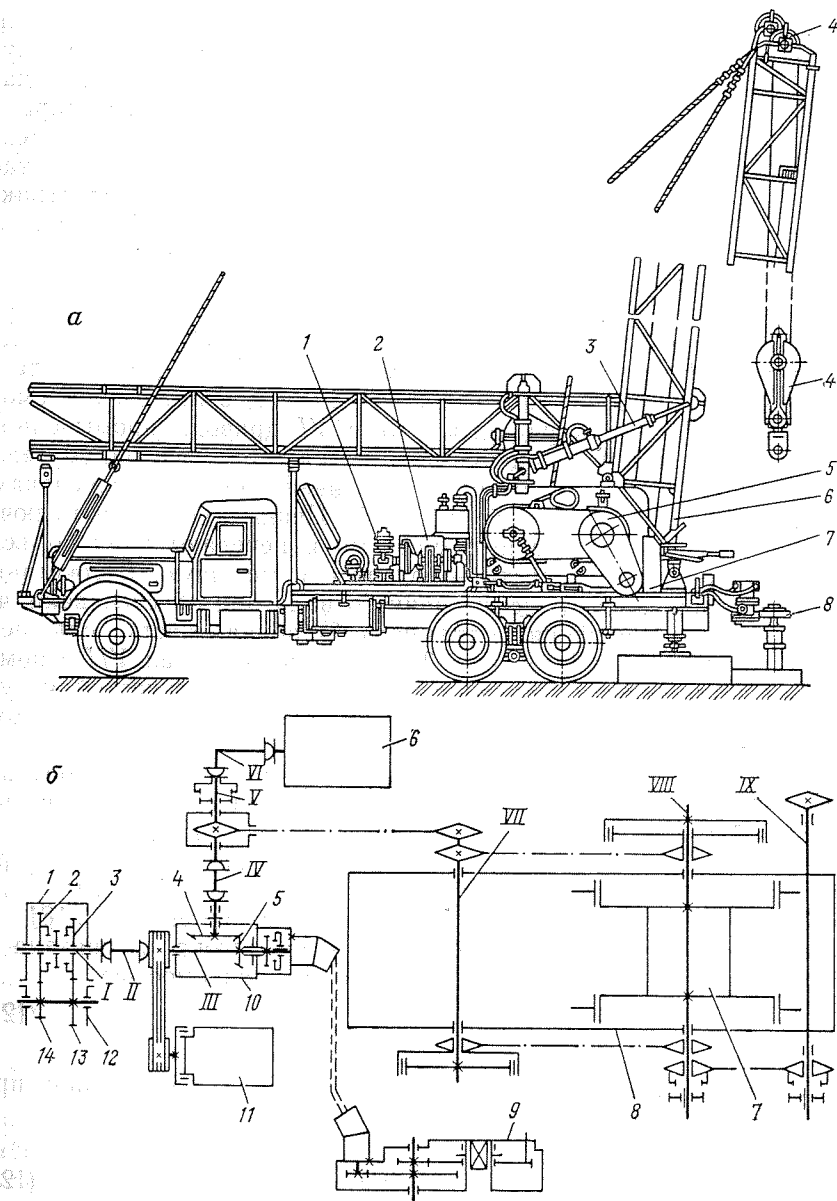


Рис. 12.1. Агрегат А-50У:

а — общий вид агрегата: 1 — компрессор; 2 — трансмиссия; 3 — гидроцилиндры подъема мачты; 4 — талевая оснастка; 5 — двухбарабанная лебедка; 6 — телескопическая вышка; 7 — система управления; 8 — ротор с гидроприводом; б — кинематическая схема агрегата: 1 — вал коробки отбора мощности; II, IV, VI — карданный вал; III — вал конического редуктора; V — вал со звездочкой; VII — трансмиссионный вал лебедки; VIII — барабанный вал; IX — вал передачи к механическому приводу ротора; 1 — коробка отбора мощности; 2, 3 — зубчатые колеса коробки отбора мощности; 4, 5 — зубчатые колеса конического редуктора; 6 — промывочный насос; 7 — подъемный барабан лебедки; 8 — лебедка; 9 — ротор; 10 — конический редуктор; 11 — компрессор; 12 — раздаточная коробка автомашины; 13, 14 — зубчатые колеса раздаточной коробки

в постоянном зацеплении с шестернями 3 и 2 коробки отбора мощности 1, свободно сидящими на валу I. При включении зубчатой муфты две скорости передаются валу I, затем через карданный вал II — первичному валу III раздаточного редуктора 10 с коническими шестернями 4 и 5. От вала III вращение передается встроенному в редуктор масляному насосу, который питает гидромотор привода ротора 9 и гидроцилиндры подъема вышки; масляный насос включается в работу зубчатой муфтой. От шкива, сидящего на валу III, вращение клиновыми ремнями передается компрессору 11.

От вторичного вала конического редуктора вращение через карданный вал IV сообщается валу V, на который посажена звездочка цепной передачи привода лебедки 8. На консоли вала V на подшипниках качения установлен фланец вала, соединяемого зубчатой муфтой с карданным валом VI привода промывочного насоса 6. От вала V вращение передается трансмиссионному валу VII, который, в свою очередь, соединен цепными передачами с валом VIII подъемного барабана 7. Цепные передачи включают шинно-пневматическими муфтами и передают валу подъемного барабана две скорости — большую и меньшую. В сочетании с двумя скоростями трансмиссионного вала они обеспечивают четыре скорости вращения подъемного барабана, жестко сидящего на шпонках барабанного вала. Трансмиссионный вал VII с помощью цепных передач, включаемых шинно-пневматической и зубчатой муфтами, передает две скорости вращения промежуточному валу IX бурового ротора.

Вследствие того что раздаточный редуктор агрегата получает от коробки отбора мощности две скорости вращения, ротор и промывочный насос также имеют по две скорости вращения.

Покажем на примере лебедки метод выбора параметров передачи от привода к конечному звену кинематической схемы.

Скорость крюка у этого агрегата изменяется от 0,181 до 1,2 м/с. Выбрано четыре скорости. Скорость крюка $v_{кр}$ связана со скоростью навивки каната на барабан v_6 зависимостью

$$v_6 = v_{кр} z, \quad (12.4)$$

где z — число рабочих струн талевой системы.

Скорость навивки каната проверяется по приведенным предельным величинам.

Частота вращения бочки барабана

$$n_6 = v_6 / \pi D_p, \quad (12.5)$$

где D_p — диаметр барабана при среднем числе рядов z_p навивки каната на бочку барабана;

$$D_p = D_6 + d_k + (z_p - 1) 1,863 d_k = D_6 + (1,863 z_p - 0,863) d_k. \quad (12.6)$$

Обозначим передаточные числа звеньев трансмиссии по направлению от бочки лебедки к раздаточной коробке: i_{vII} , i_{vIV} , i_{vIII} (см. рис. 12.1, б).

Отбор мощности осуществляется при включении на коробке скоростей I и II скорости. Передача от раздаточной коробки к коробке отбора мощности (см. рис. 12.1, б) осуществляется также с двумя скоростями. Таким образом, имеем четыре скорости на валу II (n_{II}) и можем определить необходимое передаточное число всей трансмиссии от коробки передач до барабанного вала лебедки:

$$i_{vII} i_{vIV} i_{vIII} = n_6 / n_{II}. \quad (12.7)$$

Определение необходимого числа скоростей подъема подробно рассмотрено в [1].

Далее, анализируя возможные передаточные числа каждой из частей трансмиссии и находя их рациональное конструктивное решение, определяем действительные значения каждого передаточного числа, используя некоторые дополнительные рекомендации.

1. Наиболее компактную конструкцию трансмиссии обеспечивает схема при соблюдении условия $i_1 > i_2 > \dots > i_n$. Счет передаточных чисел идет от исполнительного механизма, например лебедки.

2. Наиболее целесообразный ряд передаточных чисел — изменение его по закону геометрической прогрессии, т. е. $i_1 : i_2 : \dots : i_n = 1 : \varphi : \varphi^2 : \dots : \varphi^{n-1}$, где φ — знаменатель прогрессии.

К такому выводу привели аналитические исследования ученых в станкостроении, где широко применяются механизмы типа коробки передач. К этому же привели теоретические основы определения мощности привода буровых лебедок и скорости подъема труб из скважины А. С. Вирновского.

Выбрав и встроив механизмы в кинематическую схему, определив их передаточные числа, можно найти частоту вращения вала, передаваемую мощность, крутящий момент каждого вала схемы.

Для удобства дальнейших прочностных расчетов можно результаты кинематических расчетов и динамические параметры каждого вала схемы свести в сводную таблицу, пронумеровав каждый вал схемы в последовательном порядке.

§ 5. Проектирование и расчет лебедки

Проектированию любого узла подъемной установки согласно разработанной кинематической схеме должен предшествовать анализ схем и конструкций выбранных существующих аналогов. В задачи анализа входит оценка технологических и эксплуатационных показателей, которые и служат критерием конструкции рассматриваемого узла в целом.

К технологическим показателям относятся такие параметры, как общее число деталей в узле, число относительно сложных, трудоемких в изготовлении деталей, число повторяющихся деталей, процент комплектующих серийных изделий, применяемые материалы и степень их дефицитности, металлоемкость и степень

сложности сборки подузлов и узлов в целом. Эксплуатационными показателями служат критерии надежности, доступность обслуживания в промышленных условиях, возможность контроля за работой наиболее ответственных элементов конструкции, удобство замены быстроизнашивающихся деталей, средства безопасности работы и предупреждения аварий.

При оценке конструкции аналогов следует также учесть степень использования конструкции во всей схеме проектируемой установки.

В данном и в последующих параграфах рассматриваются конструкции и расчеты узлов, наиболее характерных для подъемных установок (лебедки, вышки, талевой системы).

Подобие некоторого оборудования спуско-подъемных устройств рассматриваемых агрегатов и буровых установок позволяет широко применять конструктивные приемы и методы расчета того и другого оборудования. Рационально использовать уже имеющийся материал [9].

Лебедка — один из основных элементов оборудования подъемной установки, с помощью которой осуществляется подъем или спуск колонны труб или штанг.

Важное значение при разработке конструкции лебедки имеет правильный выбор конструкции и диаметра талевого каната. Некоторые данные о канатах и их расчете приведены в § 6 данной главы.

При разработке лебедки прежде всего выбирают ее кинематическую схему. Известные схемы лебедок достаточно широко освещены в литературе.

Диаметр бочки барабана рекомендуется выбирать в пределах $(16—20)d_k$. Меньшие диаметры уменьшают срок службы каната, а большие диаметры приводят к увеличению массы лебедки и перегрузке транспортной базы. Расчетный диаметр барабана с намотанным на бочке канатом определяется по зависимости (12.6). Длина бочки барабана l_0 задается конструктивно, и оптимальное значение устанавливается из следующих соображений. С целью снижения числа рядов навивки каната следует задаваться по возможности большим l_0 . Однако этот параметр ограничивается углом девиации (отклонения) каната от оси симметрии барабана. С увеличением этого угла растет трение каната о бурты шкива кронблока, что приводит к преждевременному износу и повреждению каната и к неправильной укладке его на барабане.

По правилам безопасности Госгортехнадзора этот угол не должен превышать $1^\circ 30'$. Желательно иметь этот угол в пределах $45—60'$.

В самоходных установках длина бочки барабана ограничивается также межколесным расстоянием монтажной базы и габаритами автомашины.

Габаритное исполнение лебедки по ширине меньше, чем пролет между колесами, что позволяет несколько снизить высоту установки лебедки. Это снижает общую высоту установки, ее

центр тяжести и повышает устойчивость машины при передвижении.

Определив l_0 и зная d_k , можно найти число витков в каждом ряду намотки

$$z_1 = (l_0/d_k) - \Delta z, \quad (12.8)$$

где Δz — число витков, на которое уменьшается z_1 из-за неточности навивки каната. В среднем $\Delta z = (0,1—0,04)z_1$.

Далее определяется число слоев навивки каната на барабан по высоте бортов и общая канатоемкость барабана L_6 .

С другой стороны, фактически требуется намотать на барабан:

$$L_\phi = h_k z + l', \quad (12.9)$$

где h_k — высота подъема крюка, м;

$$h_k = L_{тр}; \quad (12.10)$$

$L_{тр}$ — длина поднимаемой трубы; z — число рабочих струн оснастки талевой системы; l' — длина каната, не сматываемого с барабана при нижнем положении крюка (запасная).

Фактически требуемая канатоемкость должна быть меньше канатоемкости барабана.

Узел барабанного вала лебедки подвержен наиболее сложной нагрузке. Он работает на изгиб и кручение, при переменном крутящем моменте и знакопеременной нагрузке на изгиб. При этом струна каната перемещается по барабану и диаметр ее навивки также переменный. Все это приводит к необходимости выполнения расчетов на статическую прочность и на выносливость при различных вариантах нагрузок на вал. Для расчета принимают два положения ведущей струны на бочке барабана — левое и правое — и несколько вариантов по действию усилий в звездочках.

При расчете бочки барабана определяют напряжения от навитого на бочку барабана и сжимающего его каната, от осевых усилий, возникающих при действии каната на реборды барабана, напряжения изгиба и крутящего момента. При упрощении расчета тремя последними усилиями можно пренебречь.

Окружные напряжения на внутренней ($\sigma_{тв}$) и внешней ($\sigma_{тн}$) частях бочки барабана от сжатия его канатом

$$\sigma_{тв} = 2pR_n^2/(R_n^2 - R_b^2); \quad (12.11)$$

$$\sigma_{тн} = p(R_n^2 + R_b^2)/(R_n^2 - R_b^2). \quad (12.12)$$

Здесь R_n и R_b — радиусы соответственно наружной и внутренней поверхностей бочки барабана; p — удельная нагрузка на барабан от натяжения ведущей струны каната (обычно при трех слоях навивки).

$$p = P_t A / (R_n t), \quad (12.13)$$

где P_t — натяжение ведущей струны каната; A — коэффициент, учитывающий уменьшение давления талевого каната в зависимости

сти от числа слоев навивки; t — шаг навивки. Зависимости для определения коэффициента A приведены ниже.

Число слоев навивки каната	1	2	3
A	1	$1 + \frac{1}{1+\lambda}$	$1 + \frac{2+3\lambda}{(1+\lambda)(1+2\lambda)}$

Продолжение

Число слоев навивки каната	4	5
A	$1 + \frac{3+12\lambda+11\lambda^2}{(1+\lambda)(1+2\lambda)(1+3\lambda)}$	$1 + \frac{4+30\lambda+70\lambda^2+50\lambda^3}{(1+\lambda)(1+2\lambda)(1+3\lambda)(1+4\lambda)}$

$$\lambda = E_K F_K / (E_6 F_6), \quad (12.14)$$

где E_K и E_6 — модуль упругости соответственно каната и материала бочки барабана; F_K и F_6 — площади сечения соответственно проволок каната и бочки барабана на длине шага навивки каната.

Модуль упругости каната можно принимать в пределах $8 \cdot 10^{10} - 1 \cdot 10^{11}$ Па.

Радиальные напряжения на внутренней поверхности равны нулю, а на внешней — p .

Осевые усилия растяжения возникают от действия каната на реборды

$$P_{ос} = 2\pi P_T \left[\frac{1+f}{1+f^2} + \frac{2f}{(1+f^2)^2} \times \ln \frac{f(1-f)}{1+f} \right] \frac{z_2 - 1}{2}, \quad (12.15)$$

где f — коэффициент трения для смазанного каната, равный примерно 0,1; z_2 — число навитых рядов каната.

Эквивалентное напряжение $\sigma_{эkv}$ находят по энергетической теории прочности с учетом σ_t , σ_r и σ_z .

Напряжение изгиба бочки барабана определяют при наименее благоприятном расположении ведущей струны каната относительно опор бочки в месте ее реборд. Крутящий момент, передаваемый бочке, $M_{кр} = D_p P_T / 2$.

Результирующее напряжение при действии напряжений сжатия, растяжения, изгиба и кручения по энергетической теории прочности:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{(\sigma_{эkv} + \sigma_{из})^2 + 3\tau_{кр}^2}, \quad (12.16)$$

где $\sigma_{из} = M_{из} / W_x$; $W_x = 0,1 (D_n^3 - D_b^3)$;
 $\tau_{кр} = M_{кр} / W_p$; $W_p = 0,2 D^3 (1 - D_b^4 / D_n^4)$.

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести должен отвечать условию

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{рез} \geq 1,4 - 1,6. \quad (12.17)$$

Если конструкция бочки выполнена без внутренних ребер жесткости, то ее следует проверить на устойчивость по формуле

$$n_{уст} = p_{кр} / p \geq 1,2, \quad (12.18)$$

где $p_{кр}$ — критическое внешнее давление, при котором бочка (оболочка) теряет устойчивость.

$$p_{кр} = E (R_n - R_b)^3 / [4 (1 - \mu^2) R_b^3]. \quad (12.19)$$

Здесь μ — коэффициент Пуассона.

В заключение по расчету лебедок рассматриваемых агрегатов необходимо отметить, что в агрегатах некоторых конструкций для передачи от трансмиссионного вала лебедки к барабанному используется цилиндрическая зубчатая передача. Передача монтируется в станине лебедки и заключается в масляную ванну.

К преимуществам зубчатой передачи перед цепной относятся более высокие точность кинематики передачи и надежность.

Колесо зубчатой пары отливаются из сталей марок: сталь 40Л-1, сталь 35Л-1. Шестерня куется из проката стали марки 40Х, термообрабатывается до твердости HB=200—230.

Наименьшее число зубьев выбирают равным 20—25. Наибольшее передаточное число не должно превышать шести, так как размеры колеса получаются большими и нарушается плавность работы пары в целом.

В системе привода лебедки применяются муфты.

Сцепные муфты в подъемных установках служат для плавного включения и передачи вращения барабану лебедки, а также для предохранения лебедки и приводного двигателя от перегрузки.

В последнее время в лебедках подъемных установок наибольшее распространение получили дисковые фрикционные муфты с пневматическим управлением. На рис. 12.2 приведена схема сцепной пневмомуфты. Особенность этой муфты — компактность, относительно меньшая по отношению к пневматическим шинным муфтам металлоемкость, удобство и бесшумность отключения, легкость привязки к различным компоновкам лебедки, удобство обслуживания в промысловых условиях.

По месту расположения в кинематической схеме муфту дисковой конструкции можно разместить: 1) на оси барабана, встроенной в тормозную шайбу лебедки; такое решение наряду с компактностью конструкции создает более благоприятные условия для передачи крутящего момента на вал барабана; 2) на оси приводного вала; в этом случае муфта имеет относительно меньшие размеры, так как передаваемый момент на приводном валу меньше, чем на барабанном. Следовательно, муфта менее металлоемка, создаются условия для ее консольного размещения, что облегчает обслуживание муфты непосредственно на промысле.

В качестве фрикционного материала в муфтах используются ретенаксовые колодки.

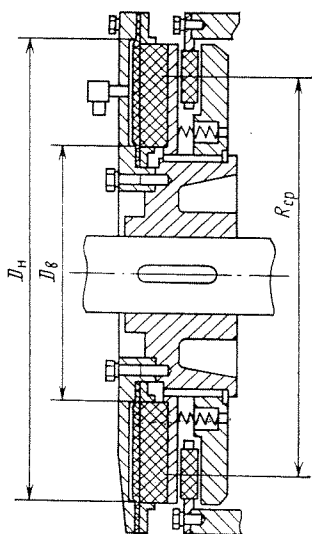


Рис. 12.2. Сцепная муфта

При расчете сцепной муфты определяют размеры поверхностей трения, которые должны обеспечить передачу требуемого момента; определяют необходимые усилия сжатия при рабочем давлении компрессора.

Удельное давление на фрикционных вкладышах при передаче максимального момента определяется по следующей формуле:

$$q = \beta_1 M_{кр} / f_1 R_{cp} F z_f m, \quad (12.20)$$

где β_1 — коэффициент запаса сцепления, принимается в подъемных установках равным 1,1—1,2; $M_{кр}$ — максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой; f_1 — коэффициент трения для ретинаксовых колодок, применяемых в подъемных установках, $f_1 = 0,3—0,35$; R_{cp} — средний радиус кольца трения; F — площадь фрикционного вкладыша; z_f — число фрикционных вкладышей; m — число поверхностей трения муфты.

Допустимое удельное давление ретинакса $q_{доп} = 5$ МПа.

Необходимое давление воздуха, создаваемое воздушной камерой, определяется по формуле

$$P_k = 1,27 \gamma P_m / (D_n^2 - D_b^2), \quad (12.21)$$

где γ — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление диафрагмы и отключающих пружин, принимается $\gamma = 1,15$; D_n и D_b — соответственно наружный и внутренний диаметр воздушной камеры; P_m — усилие, создаваемое воздушной камерой:

$$P_m = q_{доп} z_f F. \quad (12.22)$$

Материал по конструкции и расчету тормозной системы лебедки приведен в [9].

§ 6. Талевая система агрегатов

Талевая система агрегатов состоит из каната, кронблока, талевого блока и крюка. Талевый блок и крюк иногда совмещают в одну сборку — крюкоблок. О выборе и расчете каната кратко сказано в § 5 данной главы. Приведем дополнительные данные по канатам и их расчету.

Канаты талевых систем агрегатов текущего и капитального ремонтов скважин идентичны канатам буровых установок, но по диаметру они меньше или находятся в пределах меньших размеров буровых канатов. Практически в рассматриваемых агрегатах

применяются канаты от 14,5 до 28 мм. Диаметр и конструкцию каната выбирают по ГОСТам. В табл. 12.1 приведены параметры некоторых канатов.

Запас прочности при расчете канатов рекомендуется иметь порядка 4—5.

Наибольшая сила натяжения каната будет на «ходовом» конце каната, набегавшего на барабан лебедки при подъеме колонны труб из скважины. Определить силу натяжения можно из зависимости

$$P_x = P_{кр} \beta^z (\beta - 1) / (\beta^z - 1), \quad (12.23)$$

где P_x — сила натяжения на «ходовом» конце каната; $P_{кр}$ — нагрузка на крюке; β — коэффициент, зависящий от жесткости каната и силы трения в опорах канатного шкива; z — число рабочих струн талевой системы.

$$\beta = 1/\eta, \quad (12.24)$$

где η — к. п. д. шкива.

При шкивах с диаметром менее 650 мм и с подшипниками скольжения к. п. д. шкива можно принять равным 0,95. При шкивах с диаметром более 650 мм и подшипниками качения к. п. д. шкива можно принять равным 0,98. Для шкивов талевых систем на подшипниках качения, у которых диаметр шкива меньше 650 мм, к. п. д. шкива можно принять равным 0,96—0,98. Поскольку в данной задаче все исходные данные известны, можно определить P_x . Общие величины к. п. д. талевой системы при различных параметрах оснастки приведены в табл. 12.2.

Таблица 12.1. Некоторые параметры канатов

Диаметр каната, мм	Расчетная		Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, МПа					
	площадь сечения всех проволок, мм ²	масса 1000 м смазанного каната, кг	1400		1700		2000	
			Расчетное разрывное усилие (не менее), кН					
			I	II	I	II	I	II
11,5	46,05	443	—	—	78,25	66,5	92,1	74,8
12,5	54,44	524	—	—	92,5	78,65	108,5	88,45
13,5	68,21	656,5	—	—	115,5	98,55	136	110,5
15,0	83,55	804	—	—	142	120	167	135,5
18,5	125,51	1201	175,5	149	213	181	251	203,5
19,5	139,12	1340	194,5	165,5	236,5	201	278	226
21,0	160,67	1546	224,5	191	273	232	321	261
22,5	183,79	1746	257	218	312	265	367,5	298,5
28,5	302,18	2910	423	395,5	513,5	436,5	604	491

Примечание. I — суммарное разрывное усилие всех проволок в канате; II — каната в целом.

Таблица 12.2. К. п. д. талевой системы

Оснастка талевой системы	Число рабочих струн	К. п. д. талевой системы	
		подшипник скольжения	подшипник качения
1×2	2	0,94	0,97
2×3	4	0,90	0,95
3×4	6	0,87	0,93
4×5	8	0,84	0,91
5×6	10	0,80	0,89

Определить схему оснастки (неизвестно число рабочих струн z) можно при известных допустимых нагрузках на канат, общей нагрузке на крюке и к. п. д. шкивов (следовательно, и β).

Для этого Л. Г. Чичеровым из равенства (12.23) получена зависимость

$$z = (\sqrt{2\beta^2 - 1} - 1) / \ln \beta; \quad (12.25)$$

$$\beta^2 = P_x / [P_x - P_{кр}(\beta - 1)]. \quad (12.26)$$

Если число струн получается по расчету не целое, то принимают большее целое четное число.

Нечетное число рабочих струн оснастки может быть только при закреплении мертвого конца на талевом блоке, что делается редко.

Один блок в талевой системе применяется только при свабировании (тартании), в случае освоения скважин или при очистке песчаных пробок желонкой.

Конструктивное исполнение кронблока, талевого блока и крюков описано в [9].

Расчет нагрузки на шкивы и блок выполняется в определенной последовательности. Найдя нагрузку на крюке $P_{кр}$ определяют силу натяжения струн талевой оснастки, а затем рассчитывают ось, подшипники и раму.

Исходные расчетные данные: $P_{кр}$ — статическая нагрузка на крюк; k — коэффициент динамичности, равный 1,25; z — число рабочих струн талевой системы; $P = kP_{кр}$ — расчетная нагрузка на крюк; P_{Σ} — вес талевого блока, каната и крюка. Максимальная нагрузка, действующая на кронблок:

$$P_{\max} = P + P_{\Sigma}. \quad (12.27)$$

Силу натяжения в ходовом конце каната определяют по (12.23).

Силы натяжения в отдельных струнах талевой системы: $S_1 = P_x / \beta$; $S_{i+1} = S_i / \beta$.

Сила натяжения «мертвого» конца равна натяжению последней рабочей струны каната.

Находим усилия, действующие на канатные шкивы при подъеме максимального груза, которые будут равны сумме натяжений струн каната, огибающих шкив.

Нагрузка, действующая на весь кронблок, равна сумме нагрузок на шкивы.

Расчет подшипников блоков дан в [9].

Расчеты на прочность элементов блоков и крюка приведены в курсах «Детали машин и подъемно-транспортное оборудование» и «Сопротивление материалов».

§ 7. Мачты агрегатов

Для подвеса талевой системы, поддержания колонны труб или штанг в скважине, отвода поднятой свечи труб или штанг от оси устья и складирования их на период ремонта подъемные установки оснащаются мачтами.

Основное требование, предъявляемое к конструкции мачт подъемных установок, — малая металлоемкость при оптимальной жесткости конструкции. Большое значение имеет также их монтажеспособность.

Для установок грузоподъемностью до 200 кН изготавливают цилиндрические мачты из труб и в виде пространственной фермы из труб или профильного проката (уголка, швеллеров, полового прямоугольника и т. п.). Формы сечения всей мачты могут быть трех- или четырехгранными, замкнутыми или с одной опорной гранью и открытой частью со стороны скважины.

Опоры мачты являются продолжением основных ног и могут быть изготовлены вместе с ногами или отдельно. Раздельное исполнение опоры повышает устойчивость установки при транспортировании, облегчает подъезд и монтаж установки на устье, но характеризуется большей трудоемкостью изготовления.

В качестве материала для изготовления ног, поясов и растяжек применяются низкоуглеродистые стали. В случаях работы мачт при низких температурах следует руководствоваться рекомендациями гл. 3.

К основным параметрам, определяющим конструкцию мачты (рис. 12.3), относятся грузоподъемность P и высота H .

Грузоподъемная сила мачты больше, чем нагрузка на крюке (т. е. грузоподъемная сила агрегата). Учитывается сила тяжести оснастки вышки и иногда некоторый запас для увеличения прочности мачты. Высота мачты считается от земли до оси кронблока. Таким образом, при определении высоты мачты необходимо учесть высоту $H_{ок}$ от оси кронблока до нижней плоскости площадки мачты (места установки кронблока), запас по высоте для пути безопасного торможения талевого блока $H_{без}$, высоту талевого блока $H_{тб}$, крюка $H_{кр}$, штроп $H_{ш}$, элеватора $H_{э}$, трубы или двухтрубки $H_{тр}$ и механизма для свинчивания и развинчивания труб $H_{мс}$, высоту от земли до фланца устья скважины $H_{ф}$:

$$H = H_{ок} + H_{без} + H_{тб} + H_{кр} + H_{ш} + H_{э} + H_{тр} + H_{мс} + H_{ф}. \quad (12.28)$$

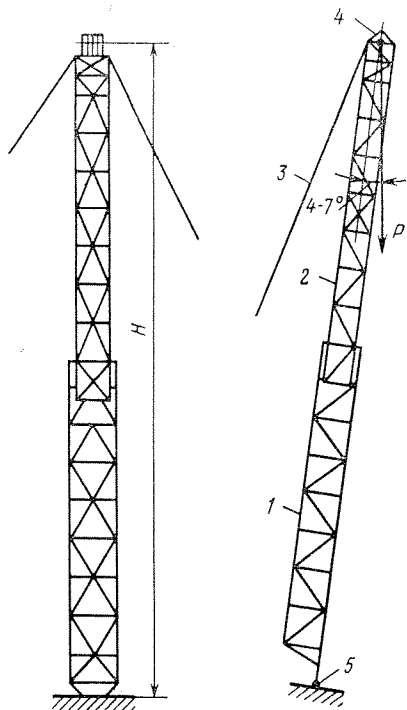


Рис. 12.3. Мачта телескопическая:
1 — нижняя секция; 2 — верхняя секция;
3 — оттяжки; 4 — основание кронблока;
5 — опора мачты

Расстояние, обеспечивающее остановку талевого блока до удара его о подкронблочную балку, $H_{\text{без}}$ зависит от маховых масс движущихся частей после отключения привода лебедки. Практически установлено, что $H_{\text{без}} = 1,5—2$ м в зависимости от грузоподъемности установки.

Для расчета мачты на прочность, кроме ее грузоподъемности и высоты, необходимо иметь следующие данные.

1. Горизонтальные нагрузки (ветровые, нагрузки от труб, поставленных в магазин наклонно, и пр.).

2. Угол наклона мачты к вертикали. Наклон в самоходных подъемных установках (в отличие от буровых установок) продиктован необходимостью увеличения размеров рабочей площадки на устье скважин, которая при вертикальном положении мачты ограничивается пространством между ее ногами. Кроме того, наклон обеспечивает свободный путь следования талевого блока по вертикали. Угол наклона устанавливается в зависимости от принятой высоты мачты и составляет 4—7°.

3. Число струн оснастки.

4. Конструктивные показатели — форма и размеры сечения секций вышки, профиль и размеры выбранных прокатов для ног, поясов и раскосов.

Указанные данные определяются предварительной эскизной проработкой и расчетом.

Расчет мачт проводят при следующих условиях их работы.

1. Подъем мачты. В этом случае на горизонтально расположенную мачту действуют силы тяжести собственно мачты, частей талевого блока и усилие гидроцилиндра в шарнире подсоединения его к мачте. Ферма мачты в этом случае подвергается изгибу.

2. Проведение спуско-подъемных работ, когда на мачту или вышку действует полная нагрузка на крюке и предельная ветровая нагрузка, при которой допустима работа бригады капитального ремонта.

3. Воздействие максимальной ветровой нагрузки, возможной в данном районе работ, при трубах, установленных внутри вышки наклонно.

При расчете мачты в период ее подъема определяют силы тяжести ее отдельных секций, силу тяжести оборудования мачты. Определяют реакцию в шарнире мачты и в точке подсоединения гидроцилиндра. Для этого составляют уравнения равновесия сил, направленных по оси мачты перпендикулярно к ней, а также уравнение моментов, действующих на мачту. После определения сил, действующих на мачту, она рассчитывается подобно мачте, на которую действует ветровая нагрузка.

Расчетная ветровая нагрузка P_v на ферму мачты без учета ее наклона определяется из выражения

$$P_v = pS, \quad (12.29)$$

где p — нагрузка на единицу площади; S — расчетная площадь фермы мачты, вычисленная по контуру ее элементов (т. е. по площади элементов стержней в ферме мачты).

Нагрузка p определяется по формуле

$$p = q_0 k c_{\text{пр}} \beta. \quad (12.30)$$

Здесь q_0 — нормативное значение статической составляющей ветровой нагрузки; k — коэффициент, учитывающий высоту расположения от земли рассчитываемого участка мачты; $c_{\text{пр}}$ — аэродинамический коэффициент; β — коэффициент, учитывающий динамичность (пульсацию) ветрового напора и возможные собственные колебания мачты.

Нормативные значения статической составляющей ветровой нагрузки q_0 определены ГОСТом и строительными нормами проектирования.

Территория СССР по значению нормативной статической составляющей ветровой нагрузки (Н/м^2) разделена на семь районов: I — 270; II — 350; III — 450; IV — 550; V — 700; VI — 850; VII — 1000.

Конструкции надо рассчитывать на наибольшие ветровые нагрузки для соответствующих районов. При нагрузках более 450 Па спуско-подъемные работы не проводятся.

Нормативную нагрузку можно определить по скорости ветра v :

$$q_0 = (\alpha v)^2 / 16; \quad (12.31)$$

$$\alpha = 0,75 + (5/v). \quad (12.32)$$

Нормативное значение статической составляющей ветровой нагрузки дается для высоты 10 м от земли. С высотой сила давления увеличивается, что учитывается коэффициентом k . При открытой местности и высоте 20 м $k = 1,25$; при 40 м $k = 1,55$. При менее точных расчетах можно рассчитывать ветровую нагрузку, принимая величину q_0 для среднего по высоте участка мачты и считая ее неизменной по всей мачте.

Коэффициент динамичности находим по периоду собственных колебаний мачты T , который определяем упрощенно, считая мачту стержнем постоянного сечения, упруго защемленным у основания:

$$T = 1,79 \sqrt{\frac{H^4 P}{EJg}}, \quad (12.33)$$

где P/g — масса мачты; J — момент инерции сечения мачты, пре-

валирующего на ее длине; E — модуль упругости материала стержней мачты; 1,79 — коэффициент, зависящий от условий заделки стержня (мачты) в опоре (шарнирная, заземленная опора и т. д.) и числа полуволн, т. е. от формы колебаний.

Зависимость (12.33), строго говоря, пригодна для расчета мачты в том случае, когда не проводятся спуско-подъемные работы и на мачту не действует масса подвешенного на ней оборудования и труб. При мачте с действующей на нее силой тяжести оборудования зависимость (12.33) изменяется, но ГОСТ не дает рекомендаций для этого случая.

По параметру $\varepsilon = T\sqrt{q_0}/260$, пользуясь графиком (рис. 12.4), находят значение β .

Аэродинамический коэффициент $c_{пр}$ рекомендуется определять с помощью следующих зависимостей:

$$c_{пр} = c_{\phi}(1 + \eta); \quad (12.34)$$

$$c_{\phi} = (\sum c_{xi} f_i) / S; \quad (12.35)$$

$$\varphi = (\sum f_i) / S. \quad (12.36)$$

Здесь η — коэффициент, учитывающий давление на подветренную часть фермы; c_{xi} — аэродинамический коэффициент элемента фермы или ее оборудования; $\sum f_i$ — сумма площадей элементов фермы и ее оборудования (поясов, ног, растяжек, укрытий около площадок, кронблока); S — площадь фермы, вычисленная по ее наружным габаритам; φ — коэффициент заполнения фермы.

Коэффициент η находится по табл. 12.3 в зависимости от коэффициента заполнения фермы φ .

Аэродинамический коэффициент элемента фермы c_{xi} зависит от формы сечения элемента. Если элемент выполнен из уголка, швеллера, двутавра, квадрата, то $c_x = 1,4$, если из труб — 1,2.

Таким образом, определены все члены произведения (12.30) и можно найти ветровую нагрузку. Она обычно определяется для каждого пояса мачты, при этом условно считается, что ветровые

нагрузки действуют в узлах соединения элементов мачты. Суммарная ветровая нагрузка условно считается приложенной в центре тяжести мачты.

Расчет мачты на ветровую нагрузку ведется с помощью диаграммы Кремоны. При статически неопределимых фермах привлекается метод Риттера.

Диаграмма Кремоны позволяет определять усилия в стержнях, если в одном узле связи стержней имеется не более двух стержней с неизвестными усилиями.

Метод Риттера необходим для определения усилий в стержнях, если в один узел соединения стержней сходится более двух стержней с неизвестными усилиями.

В наиболее распространенных случаях основную часть нагрузок на ферму мачты можно определить по диаграмме Кремоны, и лишь для отдельных узлов используют метод Риттера.

Оба метода подробно изложены в [15] применительно к вышкам и мачтам.

Нагрузки, направленные вдоль мачты, определяются по грузоподъемности мачты (вертикальная нагрузка) с учетом угла ее наклона, возможных динамических нагрузок и усилий, прилагаемых к мачте оттяжками.

Условно считается, что все нагрузки, направленные вдоль мачты, прикладываются к ней в узлах соединения стержней мачты (элементов поясов, растяжек и ног).

Контрольные вопросы

1. Опишите связь назначения агрегатов текущего и капитального ремонтов с их структурными схемами.
2. Каковы исходные данные для проектирования агрегатов?
3. На основе чего выбираются параметры транспортной базы агрегата?
4. Опишите кинематическую схему агрегата А-50У. Как выбираются параметры передач от привода к исполнительным механизмам?
5. Какие характерные схемы лебедок Вам известны?
6. Как рассчитать размеры бочки барабана и высоту ее бортов?
7. Опишите порядок и приведите зависимости прочностного расчета бочки барабана.
8. Как применить ЭВМ при расчете вала лебедки?
9. Опишите конструкцию тормозной системы лебедки и метод ее расчета.
10. Как выбрать параметры и рассчитать талевую систему агрегатов?
11. Как определяются основные параметры мачты агрегата?

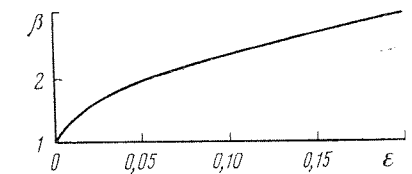


Рис. 12.4. Зависимость β от ε

Таблица 12.3. Значения коэффициента η

b/h	Значения η при φ					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6 и более
0,5	0,93	0,75	0,56	0,38	0,19	0
1	0,99	0,81	0,65	0,48	0,32	0,15
2	1	0,87	0,73	0,59	0,44	0,3
4	1	0,9	0,78	0,65	0,52	0,4
6	1	0,93	0,83	0,72	0,61	0,5

Примечание. b — расстояние (в направлении ветра) от одной плоскости фермы (наветренной) до другой (подветренной); h — высота фермы (в нашем случае берем высоту пояса фермы).

12. При каких условиях надо проверять прочность мачты?
13. Как проводится расчет мачт на ветровую нагрузку?
14. Опишите порядок расчета усилий в стержнях фермы мачты с помощью диаграммы Кремоны и метода Риттера.

Глава 13

АГРЕГАТЫ ДЛЯ МОНТАЖА И ОБСЛУЖИВАНИЯ НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

На нефтяных промыслах осуществляется большая и трудоемкая работа по монтажу, ремонту и транспортированию наземного оборудования. Нефтепромысловое оборудование весьма разнообразно по конструкции, габаритам и массе. Объекты, на которые доставляют оборудование, разбросаны на большой территории, удалены от магистральных дорог, нередко находятся в труднодоступных местах.

Для возможности максимальной механизации трудоемких работ при монтаже и обслуживании нефтепромыслового оборудования на промыслах применяются специальные агрегаты, выполняющие следующие функции:

- транспортирование длинномерных грузов (штанги, трубы, скважинные насосы);
- транспортирование оборудования (станки-качалки, УЭЦН, фонтанная арматура и др.);
- подготовительные работы для ремонта скважин;
- механизированная установка и извлечение анкеров для крепления к грунту оттяжек вышек и мачт;
- ремонт и обслуживание станков-качалок, агрегатов для ремонта скважин, замерных установок, электроустановок и другого наземного оборудования.

Как видно из указанного перечня работ, специальные агрегаты для монтажа и обслуживания оборудования должны быть транспортабельными и оснащенными необходимыми техническими средствами для механизации работ [2].

§ 1. Агрегат для перевозки насосных штанг

Характерная конструкция агрегата-штанговоза для перевозки насосных штанг показана на рис. 13.1. На этом же агрегате можно перевозить скважинные штанговые насосы и насосно-компрессорные трубы. Штанговоз АПШ состоит из седельного тягача ЗИЛ-130-В1, специального полуприцепа и гидравлического крана.

Специальный полуприцеп — безбортовой, одноосный, с несущей рамой, со сплошным металлическим полом, передним предохранительным щитом и ограничительными стойками. Ось, колеса, подвески, стояночный тормоз, пневмо- и электрооборудование уни-

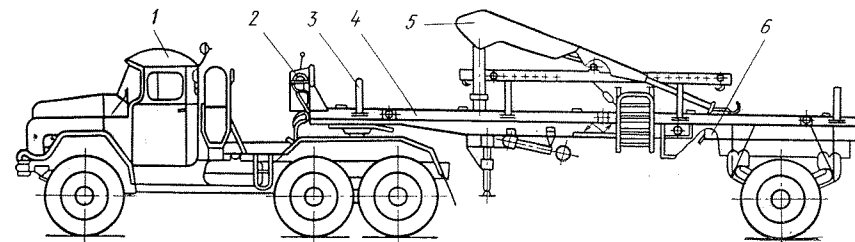


Рис. 13.1. Штанговоз АПШ:

1 — тягач; 2 — пульт управления; 3 — съемная стойка; 4 — полуприцеп; 5 — гидравлический кран; 6 — ручная лебедка

фицированы с серийно выпускаемым полуприцепом ОДАЗ-885. Ограничительные стойки разделяют платформу на три продольных отсека. Боковые отсеки являются грузовыми, а в среднем установлен гидравлический кран. Пять поперечных «мягких» брусьев-подкладок на полу платформы предохраняют груз от повреждения и в значительной степени облегчают его строповку. Полуприцеп снабжен опорным устройством, служащим передней опорой при отсоединении тягача. Опоры поднимаются и опускаются с помощью специальной лебедки.

На штанговозе установлен гидравлический кран модели 4030П с выносимыми опорами. В транспортном положении стрелу крана устанавливают вдоль продольной оси с наклоном в сторону колес полуприцепа и фиксируют специальным приспособлением. От транспортного положения стрела может поворачиваться в сторону левого и правого бортов на 100° .

К исходным данным при конструировании и расчете агрегата для перевозки штанг относятся вес перевозимых штанг и их габариты, условия погрузки, разгрузки и транспортировки, обеспечивающие безопасность проведения работ и сохранность штанг, дорожные и климатические условия, при которых эксплуатируется агрегат.

Конструирование агрегата можно вести в следующем порядке: выбор транспортной базы в соответствии с габаритами и массой перевозимых штанг, выбор грузоподъемного механизма в соответствии с массой транспортируемых штанг, выбор комплектующего оборудования, приспособлений и инструмента, определение их рационального расположения на транспортной базе, проверка ходовых характеристик агрегата.

На примере агрегата АПШ рассмотрим методы определения некоторых ходовых характеристик и устойчивости нефтепромысловых агрегатов, монтируемых на автомашинах.

1. Тяговый расчет штанговоза. Цель тягового расчета — определение максимальных углов подъема, преодолеваемых автопоездом для различных скоростей движения. Исходные данные для расчета (берутся из характеристики автомобиля): передаточные числа раздаточной коробки; передаточные числа

коробки передач (пять передач); передаточное число главной передачи; полный вес автопоезда; общий к. п. д. трансмиссии; радиус качения колеса. Крутящий момент берется по скоростной характеристике двигателя.

Показателем динамических качеств автопоезда служит динамический фактор D .

Основная расчетная формула

$$D = (P_k - P_v) / G, \quad (13.1)$$

где P_k — касательная сила тяги; P_v — сила сопротивления воздуха; G — полный вес автопоезда.

Касательная сила тяги прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя и передаточному отношению трансмиссии автомобиля:

$$P_k = \mu_k i_{tr} \eta_{tr} / r_k, \quad (13.2)$$

где μ_k — крутящий момент двигателя; i_{tr} — передаточное отношение трансмиссии; η_{tr} — к. п. д. трансмиссии; r_k — радиус качения колеса (статический радиус).

Сопротивление воздуха определяется по формуле

$$P_v = K_v F v^2 / 13, \quad (13.3)$$

где K_v — приведенный коэффициент сопротивления воздуха; v — скорость движения; F — площадь лобовой поверхности автомобиля;

$$F = BH. \quad (13.4)$$

Здесь B — ширина; H — высота автомобиля.

Между скоростями двигателя автомобиля и частотой вращения вала двигателя существует зависимость, выражаемая уравнением

$$v = 0,377 r_k n_d / i_{tr}, \quad (13.5)$$

где n_d — число оборотов двигателя.

Из приведенных формул видно, что динамический фактор имеет разные значения в зависимости от скоростного режима автомобиля (крутящего момента) и передачи трансмиссии.

Динамический фактор D рассчитывают при максимальной частоте оборотов двигателя, т. е. $n_d \mu_k = \text{const}$, на различных передаточных отношениях трансмиссии.

При установившемся движении динамический фактор может быть не менее приведенного коэффициента сопротивления дороги ψ , зависящим от вида дороги и уклона:

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha, \quad (13.6)$$

где α — угол уклона дороги; f — коэффициент сопротивления качения.

Дорога	Асфальтированная	Сухая грунтовая	Влажная грунтовая	Песчаная
Значение f	0,018	0,04	0,1	0,2

Для горизонтальной асфальтированной дороги $\psi = f$ и $\psi \leq D$.

2. Определение углов уклона, преодолеваемого штанговозом с полезной нагрузкой (групповая дорога). Динамический фактор по сцепному весу на горизонтальном участке дороги

$$D_{сц} = G_1 \varphi / G_2, \quad (13.7)$$

где G_1 — вес тягового автомобиля с нагрузкой; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой; G_2 — вес штангОВОЗА с нагрузкой.

Угол уклона без учета снижения динамического фактора по сцепному весу на уклоне

$$\beta = \arctg (D_{сц} - f), \quad (13.8)$$

где f — коэффициент сопротивления движению на дороге.

Динамический фактор по сцепному весу на уклоне

$$D'_{сц} = D \cos \beta. \quad (13.9)$$

Фактический угол преодолеваемого уклона на дороге (рис. 13.2)

$$\alpha = \arctg (D'_{сц} - f). \quad (13.10)$$

Коэффициенты сцепления шин с дорогой φ и сопротивления движению f зависят от состояния дорог.

Дорога	Песчаная	Грунтовая	Асфальтированная
Значение φ	0,45	0,6	0,75

Анализируя результаты проведенных расчетов, определяем эксплуатационные данные штангОВОЗА: достигаемую скорость движения агрегата и наибольший уклон, преодолеваемый им при движении по дорогам с разным покрытием или без него.

3. Расчет устойчивости штангОВОЗА. Задача расчета — определение уклонов, при которых нарушается устойчивость нагруженного автомобиля в продольном и поперечном направлении, а также определение устойчивости гидрокрана.

3.1. Определение продольной устойчивости нагруженного автомобиля (см. рис. 13.2).

Предельный уклон, при котором возможно нарушение продольной устойчивости автомобиля на подъеме по твердой поверхности, находится из выражения

$$\tg \alpha_{пр} = x_t / y_t, \quad (13.11)$$

где x_t , y_t — координаты центра тяжести автомобиля от оси задней подвески.

Для обеспечения безопасности движения должно выполняться следующее соотношение, при котором не будет буксования колес:

$$\tg \alpha \geq \varphi,$$

где φ — коэффициент сцепления шин с дорогой.

3.2. Определение поперечной устойчивости нагруженного автомобиля (рис. 13.3).

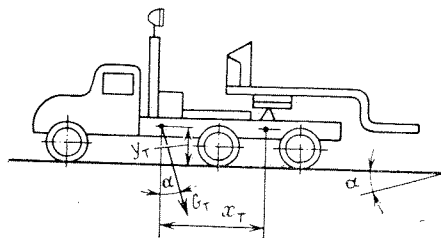


Рис. 13.2. Схема для определения продольной устойчивости автомобиля:

α — угол уклона; x_T , y_T — координаты центра тяжести автомобиля от оси задней подвески; G_T — сила тяжести автомобиля

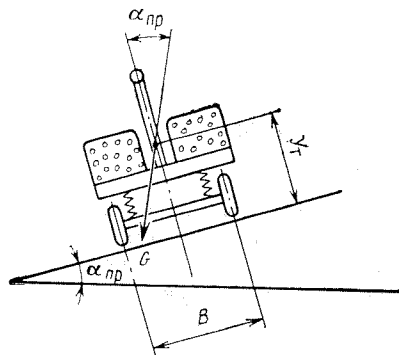


Рис. 13.3. Схема для определения поперечной устойчивости автомобиля:

$\alpha_{пр}$ — предельный угол уклона; G — сила тяжести автомобиля; y_T — высота центра тяжести; B — ширина колеи автомобиля

Предельный уклон, при котором возможно нарушение поперечной устойчивости автомобиля при движении по твердой поверхности, находится из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_{пр} = B/(2y_T), \quad (13.12)$$

где B — ширина колеи автомобиля; y_T — высота центра тяжести автомобиля.

Для безопасности движения при поперечной устойчивости должно выполняться следующее условие:

$$\operatorname{tg} \alpha_{пр} \leq \varphi.$$

На сухой опорной поверхности коэффициент сцепления $\varphi = 0,7-0,8$, что исключает занос.

3.3. Определение грузовой устойчивости гидрокрана. При этом рассматривают положение крана с грузом, находящимся на максимальном вылете (рис. 13.4). Уклон местности и ветровую нагрузку принимают такими, чтобы они способствовали опрокидыванию крана.

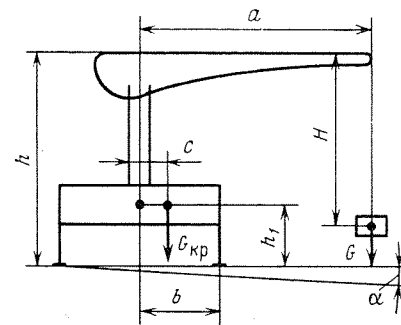
Для определения устойчивости решим неравенство

$$K_1 M_r \leq M_{п},$$

где K_1 — коэффициент грузовой устойчивости, равный 1,4; M_r — момент, создаваемый рабочим грузом относительно ребра опроки-

Рис. 13.4. Схема для определения устойчивости гидрокрана:

$G_{кр}$ — вес крана; G — вес груза; c — расстояние от оси вращения до центра тяжести; h — расстояние от стрелы до плоскости опорного контура; h_1 — расстояние от оси центра тяжести крана до плоскости, проходящей через точки опорного контура; a — расстояние от центра тяжести крана до центра тяжести груза; b — расстояние от центра тяжести крана до конца опорной плиты; H — расстояние от стрелы до центра тяжести груза



дывания; $M_{п}$ — момент всех прочих нагрузок (основных и дополнительных);

$$M_r = Q(a-b), \quad (13.13)$$

где a — расстояние от центра тяжести крана до центра тяжести груза; b — расстояние от центра тяжести крана до конца опорной плиты;

$$M_{п} = M'_B - M_y - M_{цс} - M_H - M_B; \quad (13.14)$$

где M'_B — восстанавливающий момент от действия собственного веса крана,

$$M'_B = G_{кр}(b-c) \cos \alpha. \quad (13.15)$$

Здесь $G_{кр}$ — вес крана; c — расстояние от оси вращения до его центра тяжести; α — угол при работе с выносными опорами; M_y — момент, возникающий от действия собственного веса крана при уклоне,

$$M_y = G_{кр}h_1 \sin \alpha; \quad (13.16)$$

h_1 — расстояние от оси центра тяжести крана до плоскости, проходящей через точки опорного контура; $M_{цс}$ — момент от действия центробежных сил:

$$M_{цс} = \frac{Qn^2ah}{900 - n^2H}; \quad (13.17)$$

Q — масса рабочего груза; n — число оборотов крана вокруг оси вращения; h — расстояние от стрелы до плоскости опорного контура; H — расстояние от стрелы до центра тяжести груза; M_H — инерционный момент при торможении опускаемого груза,

$$M_H = \frac{Qv}{gt}(a-b); \quad (13.18)$$

v — скорость подъема груза; g — ускорение свободного падения; t — время неустановившегося режима работы; M_B — момент от ветровой нагрузки:

$$M_B = M_{BK} + M_{BG} = P_B h + P_{B1} h_1. \quad (13.19)$$

Здесь $M_{вк}$ — момент от действия ветра на кран; $M_{вг}$ — момент от действия ветра на подвесной груз; $P_{в}$ — сила ветра, действующая параллельно плоскости, на которой установлен кран; $P_{в1}$ — сила ветра, действующая на подвешенный груз; h_1 — высота подъема груза; h — высота крана.

§ 2. Агрегат для ремонта и обслуживания станков-качалок

Агрегат предназначен для ремонта и технического обслуживания станков-качалок на нефтяных промыслах. При этом выполняются следующие работы: перевозка узлов и деталей станков-качалок (СК), смена масла и промывка редукторов СК, осмотр и обслуживание верхних частей СК, расположенных на высоте до 7 м.

Агрегат АРОК (рис. 13.5) смонтирован на шасси автомобиля и включает специальный кузов, состоящий из утепленной кабины и грузовой платформы, оборудование системы обеспечения заправки маслом и промывки редуктора, гидравлический кран, люлечный подъемник, оборудование для сварки, а также кислородный и пропановый баллоны.

Гидравлический кран 4030П предназначен для погрузочно-разгрузочных работ, монтажа и демонтажа узлов ремонтируемых

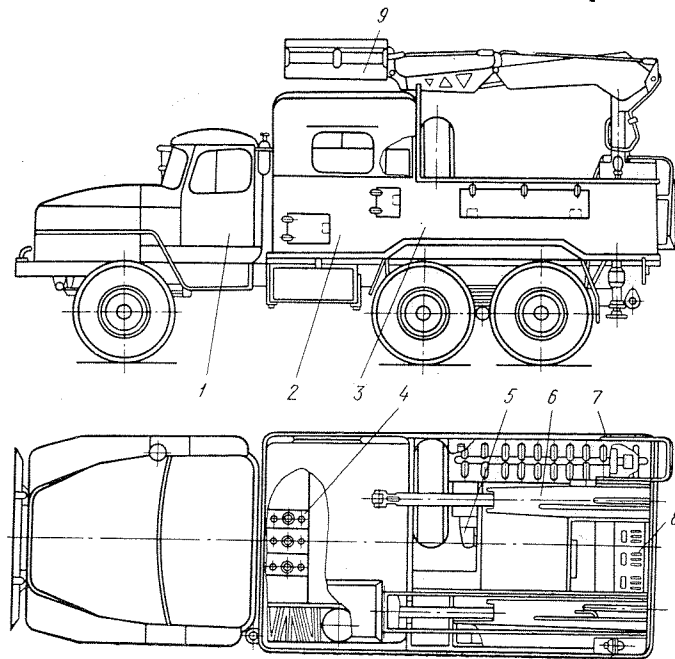


Рис. 13.5. Агрегат АРОК:

1 — автомобиль; 2 — кабина; 3 — люлечный подъемник; 4 — грузовая платформа; 5 — система маслосаправки; 6 — генератор; 7 — кислородный и пропановый баллоны; 8 — гидравлический кран; 9 — пульт управления

СК. В транспортном положении стрела гидрокрана крепится к опорной стойке.

Люлечный подъемник позволяет поднимать слесарей-ремонтников при монтажно-демонтажных работах и проведении смазочных операций на высоте до 7 м. Он представляет собой гидравлический кран 4030П без хобота, на конце стрелы которого приварен кронштейн. К последнему шарнирно прикреплен раскладная люлька. Вдоль передней панели кабины на специальной раме установлены три бака: два масляных (один — для свежего масла, другой — для отработанного) и один для промывочной жидкости (дизельное топливо и керосин).

В данном агрегате оригинальна конструкция люлечного подъемника. Выполняется расчет усилия на штоке гидроцилиндра и рабочего давления в цилиндре подъема люльки — для двух положений (рис. 13.6):

1) рукоять расположена горизонтально, шток цилиндра полностью выдвинут (положение I);

2) стрела находится в крайнем нижнем положении, позволяющем поворачивать рукоять, не касаясь земли; шток полностью убран (положение II).

Усиление на штоке гидроцилиндра в положении I находится по формуле

$$S_I = (G_q r_q + G_l r_l + G_p r_p + P_v r_v) / r_{ц}, \quad (13.20)$$

а в положении II — из выражения

$$S_{II} = (G_l r_l + G_q r_q + P_v r_v) / r_{ц}, \quad (13.21)$$

где r_q , r_l , r_p , r_v , $r_{ц}$ — геометрические параметры (см. рис. 13.6); силы тяжести: G_l — люльки; G_q — человека с грузом; G_p — рукоятки; P_v — полная ветровая нагрузка на люльку, находится по формуле (12.40).

Рабочее давление в гидроцилиндре в положении I находится по формуле

$$p_I = S_I / F_{ц} \eta_{ц}, \quad (13.22)$$

а в положении II — из выражения

$$p_{II} = S_{II} / F_{шт} \eta_{ц}, \quad (13.23)$$

где $F_{ц}$ — площадь сечения гидроцилиндра; $F_{шт}$ — площадь сечения штоковой полости; $\eta_{ц}$ — к. п. д. цепной передачи (можно принять 0,95).

Расчет на прочность рычагов и деталей системы подъема люльки выполняют, начиная с рукояти, с учетом следующих факторов. Рукоять рассчитывается в горизонтальном положении, когда силы, действующие на нее, вызывают наибольшие моменты и напряжения. На рукоять действует изгибающий и крутящий моменты. Последнее вызвано тем, что люлька подвешена сбоку от

3. Компактность и небольшая масса.
4. Удобство и простота управления, возможность применения дистанционного и автоматического управления.
5. Хорошие динамические характеристики и высокая частота реверсирования, что способствует уменьшению времени и повышению производительности оборудования.
6. Возможность получения бесступенчатого регулирования скорости, что позволяет повысить коэффициент использования мощности приводного двигателя.
7. Высокая степень защиты привода от перегрузок, совмещенная с простотой регулирования предела нагружения.

§ 1. Основные параметры гидрооборудования

К основным параметрам объемных гидроприводов относятся номинальное давление, рабочий объем, частота вращения, расход жидкости в гидросистеме, условный проход и вместимость. Рассматривая основные параметры гидрооборудования, исходят из понятия функциональных элементов, под которыми понимаются такие элементы, функциональные свойства которых выступают на первый план с точки зрения проектирования гидросистем. Основные функциональные свойства элементов являются общими для нескольких возможных конструкторских решений. Например, основными функциональными свойствами насоса являются рабочее давление и подача, поэтому с точки зрения его функциональных свойств не важно, какое конструкторское решение в нем используется (шестеренный, пластинчатый и т. д.), а важно, идет ли речь о гидромашине реверсивной или нереверсивной, с постоянным или реверсивным направлением потока, регулируемой или нерегулируемой [3].

Под номинальным давлением $p_{\text{ном}}$ понимают наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм. Номинальное давление (в МПа) выбирают в соответствии с рекомендациями ГОСТ 12445—80 из следующего ряда: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50.

Рабочий объем q — расчетный объем рабочих камер гидромашин, вычисленный без учета допусков, погрешностей формы и деформаций. В соответствии с ГОСТ 13824—80 рабочие объемы гидравлических машин (в см³) выбирают из следующего ряда: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000.

Отклонение выбранных значений рабочих объемов от указанных не должно превышать $\pm 3\%$.

Номинальная частота вращения n — это наибольшая частота, при которой гидромашинка должна работать в течение условленного срока службы с сохранением параметров в пределах уста-

новленных норм. Значения номинальной частоты вращения (в мин⁻¹) выбирают в соответствии с ГОСТ 12445—80 из следующего ряда: 0,6; 0,96; 1,5; 2,40; 3,78; 6; 9,6; 15; 24; 37,8; 60; 75; 96; 120; 150; 192; 240; 300; 378; 480; 600; 750; 960; 1200; 1500; 1920; 2400; 3000; 3780; 4800; 6000.

Для насосов с приводом от электродвигателей допускается применять значения номинальной частоты вращения соответствующих электродвигателей.

Под условным проходом D_y понимают округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала гидравлического устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода. Условные проходы (в мм) выбирают в соответствии с ГОСТ 16516—80 из следующего ряда: 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Номинальным расходом $Q_{\text{ном}}$ называют расход рабочей жидкости определенной вязкости при установленном номинальном перепаде давления через гидроаппараты и гидрولинии. Согласно ГОСТ 13825—80, номинальный расход (в дм³/мин) выбирают из следующего ряда: 1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000.

Вместимостью гидросистемы (гидробаков, гидроаккумуляторов, теплообменников, фильтров и т. д.) называют наибольший объем жидкости, занимающей рабочую полость в процессе эксплуатации. Номинальную вместимость (в дм³) выбирают в соответствии с рекомендациями ГОСТ 12448—80 из следующего ряда: 0,4; 0,63; 1; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600.

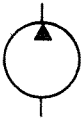
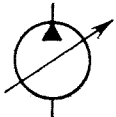
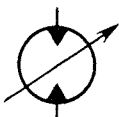
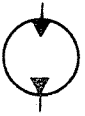
§ 2. Насосы объемных гидроприводов

Насосы предназначены для преобразования механической энергии, передаваемой от приводного двигателя, в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости. В гидроприводах нефтепромысловых машин и механизмов применяются объемные роторные насосы различных конструкций: шестеренные, пластинчатые, аксиально-поршневые, винтовые. Кроме того, в специфических нефтепромысловых объемных гидроприводах типа гидропоршневых насосов могут использоваться возвратно-поступательные поршневые или плунжерные объемные насосы.

Классификация объемных насосов по функциональному признаку и их условные обозначения приведены в табл. 14.1.

При выборе основных параметров насоса необходимо учитывать, что частота вращения вала определяется в соответствии с данными приводного двигателя, а выбор давления обуславливается требованиями компактности и массы гидропривода с учетом допустимого предела объемного к. п. д.

Таблица 14.1. Классификация и условные обозначения объемных насосов

Гидромашина	Определение	Условное обозначение
Насос постоянной подачи	Объемная гидромашина с нерегулируемым рабочим объемом:	
	1) с постоянным направлением потока;	
	2) с реверсивным направлением потока	
Насос с регулируемой подачей	Объемная гидромашина с регулируемым рабочим объемом:	
	1) с постоянным направлением потока;	
	2) с реверсивным направлением потока	
Насос-мотор нерегулируемый	Объемная гидромашина с нерегулируемым рабочим объемом, предназначенная для работы как в режиме насоса, так и в режиме мотора:	
	1) при одном (не реверсируемом) направлении потока;	
	2) при различных направлениях потока;	
	3) при любом направлении потока	

Обычно, приступая к определению параметров силового насоса, имеют заданные значения действительной подачи, частоты вращения и номинального давления в гидросистеме.

Исходя из требуемой подачи Q_n , определяют ее идеальное (теоретическое) значение

$$Q_n = Q_n / \eta_o. \quad (14.1)$$

Объемный к. п. д. η_o выбирают предварительно в пределах 0,94—0,98 и затем уточняют с учетом типа принятого насоса.

Рабочий объем насоса находят из выражения

$$q = Q_n / n. \quad (14.2)$$

Пользуясь справочной литературой, выбирают насос определенного типа, с необходимым рабочим объемом, рассчитанный на работу при частотах вращения n и на давление $p_{ном}$.

Основные параметры некоторых насосов, применяемых в гидроприводном нефтепромысловом оборудовании, приведены в табл. 14.2.

Тип и исполнение насоса выбирают с учетом назначения и условий эксплуатации. При сравнении различных насосов применительно к использованию их в гидроприводах нефтепромысловых машин необходимо учитывать следующие особенности.

1. Предельные частота вращения, давление и подача определяют размеры и массу насоса.

2. Конструктивная сложность существенно влияет на стоимость и надежность работы насоса.

3. Эксплуатационные качества, а именно надежность, полный к. п. д., сложность ремонта и обслуживания, определяют эффективность гидропривода и гидроприводной машины в целом.

4. Возможность регулирования и реверсирования подачи насоса способствует повышению эффективности гидропривода.

Технический уровень гидромашин оценивают по удельным показателям металлоемкости (в кг/кВт), энергоемкости (в кВт/дм³) и техническому ресурсу. Меньшие удельные показатели металлоемкости (0,14—6,8 кг/кВт) имеют пластинчатые, средние (0,2—13,6 кг/кВт)—шестеренные и большие (0,41—20,4 кг/кВт)—аксиально-поршневые гидромашин.

Кроме того, учитываются эксплуатационные свойства: работоспособность в широком интервале изменения температур окружающей среды, чувствительность к наличию загрязнителей рабочей жидкости и т. д.

Максимальные давления и частота вращения зависят от рабочего объема гидромашин, что объясняется конструктивными особенностями насосов, прежде всего величиной зазоров сопрягаемых деталей и гидравлическими сопротивлениями всасывающих гидролиний.

Лучшей всасывающей способностью обладают пластинчатые и шестеренные насосы, кроме того, они могут работать на более вязких жидкостях. Вместе с тем большие зазоры, чем в акси-

Таблица 14.2. Основные параметры объемных насосов

Марка насоса	Рабочий объем, см ³	Частота враще- ния, мин ⁻¹	Подача, дм ³ /с	Давление номи- нальное, МПа	Мощ- ность, кВт	К. п. д.		Габариты, мм			Масса, кг
						объем- ный	полный	длина	ширина	диаметр	
Насосы пластинчатые, нерегулируемые											
Г12-2	41,3	960	0,583	4	6,3	0,75	0,65	195	134	134	9,9
Г12-2	118	960	1,666	13	27	0,85	0,7—0,8	245	225	200	26
Г12-2	220	960	3,333	20	90	0,91	0,73	420	388	288	97,7
Шестеренные насосы											
НШ-32	31,7	1650	0,87	10	11,5	0,9	0,75	184	134	155	6,5
НШ-46	46,5	1650	1,25	10	22	0,9	0,75	200	134	155	7,1
НШ-98	98,8	1650	2,68	10	36	0,9	0,75	230	155	175	17,7
А100ТГЛ	100	1500	2,50	16	45	0,95	0,9	210	130	190	15,4
Насосы аксиально-поршневые, нерегулируемые											
210.32	225	960	3,483	16	—	0,97	0,91	583	236	303	92
НА32/320	32	1500	0,700	32	27	0,88	0,8	400	275	245	44,5
Шестеренные насос-моторы (секционные)											
НМШ 0,06	60	1500	0,666	10	10,3	0,9	—	195	157	185	21,2
2НМШ 0,09	90	1500	8	8	31	0,9	—	291	160	185	36,2
2НМШ 0,12	120	1500	2,666	8	41,5	0,9	—	311	160	185	39,6
3НМШ 0,18	180	1500	4	8	62,5	0,9	—	426	160	185	57,6

ально-поршневых насосах, способствуют уменьшению объемного к. п. д. при уменьшении вязкости жидкости и повышении давления.

Аксиально-поршневые насосы имеют более высокий к. п. д. по сравнению с шестеренными и пластинчатыми. Заметное снижение к. п. д. у аксиально-поршневых насосов наблюдается только при вязкости жидкости менее 10 мм²/с, в то время как у пластинчатых и шестеренных снижение к. п. д. наблюдается при 80 мм²/с.

Сравнительная оценка насосов различных типов свидетельствует о том, что каждый тип имеет определенные преимущества и недостатки. Поэтому при конструировании гидроприводного нефтепромыслового оборудования необходимо выбирать насосы с учетом технического и экономического аспектов.

Опыт эксплуатации гидроприводного оборудования в нефтяной промышленности позволил сделать вывод о целесообразности применения шестеренных насосов при низких и средних давлениях в гидросистеме. Они обладают высокой надежностью, менее требовательны к чистоте рабочей жидкости и имеют меньшую стоимость по сравнению с насосами других типов.

§ 3. Объемные гидродвигатели

Объемные гидродвигатели предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена. По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делятся на гидроцилиндры и гидромоторы.

Гидроцилиндры — объемные гидродвигатели с прямолинейным ограниченным по величине возвратно-поступательным движением выходного звена. Благодаря простоте конструкции и надежности в работе, гидроцилиндры широко применяются в гидроприводных скважинных насосных установках, агрегатах для текущего и капитального ремонта скважин, средствах механизации трудоемких процессов и других нефтепромысловых машинах и механизмах. В зависимости от назначения исполнительного механизма применяются гидроцилиндры различных типов, с различными способами их включения в объемную гидropередачу.

Гидроцилиндры могут быть одно- и двустороннего действия, поршневыми и плунжерными, с односторонним или двусторонним штоком, а также телескопическими. В гидроцилиндрах одностороннего действия обратный ход совершается под действием внешней нагрузки, а в гидроцилиндрах двустороннего действия — под действием рабочей среды (как и прямой ход). В поршневых гидроцилиндрах давление рабочей жидкости воздействует на поршень, имеющий уплотнение. Выходным звеном служит шток, выходящий из гидроцилиндра и уплотняемый штоковым уплотнением.

В плунжерных гидроцилиндрах выходным звеном является плунжер, выполненный в виде утолщенного штока. Эти гидроци-

линдры имеют технологические преимущества по сравнению с поршневыми, так как отпадает необходимость обработки внутренней поверхности цилиндра и упрощается герметизация, однако уступают им по силовым параметрам.

Телескопические цилиндры применяются для получения больших длин хода при ограниченной длине цилиндра, например, в системе подъема мачты агрегатов подземного ремонта. Они состоят из нескольких (до шести) концентрично расположенных поршней, перемещающихся относительно друг друга. Длина хода выходного звена складывается из длин хода поршней всех цилиндров. Последовательность выдвижения ступеней телескопического гидроцилиндра зависит от соотношения площадей поршней в ступенях и схемы управления движением. Обычно применяется схема, при которой выдвижение осуществляется от большего диаметра к меньшему, а втягивание — наоборот.

Для привода рабочих органов нефтепромысловых машин широко применяются поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком. Гидроцилиндры с двусторонним штоком применяются лишь в штанговых скважинных насосных установках некоторых типов. Классификация гидроцилиндров приведена в табл. 14.3.

К основным параметрам силового гидроцилиндра относятся усилие на выходном звене и скорость его перемещения, а также мощность и к. п. д.

Расчетное усилие на штоке гидроцилиндра в общем виде (рис. 14.1) можно определить из условия $\Sigma F_i = 0$, тогда

$$F = pS - F_{тр} - F_{пр} - F_{ин}, \quad (14.3)$$

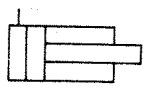
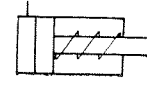
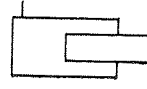
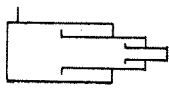
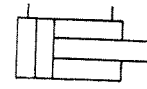
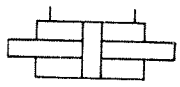
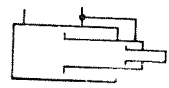
где p — давление жидкости в гидросистеме; S — площадь поршня; $F_{тр}$ — сила трения; $F_{пр}$ — сила от противодействия жидкости в сливной магистрали; $F_{ин}$ — сила инерции движущихся частей.

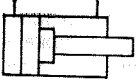
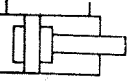
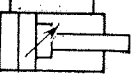
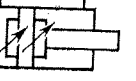
Сила трения зависит от конструкции гидроцилиндра, материалов, применяемых в уплотнениях, давления в гидросистеме и качества монтажа гидроцилиндра. Иными словами, она зависит от коэффициента трения f , диаметра цилиндра D , ширины уплотнения h и давления на контакте p_k .

В конструкции гидроцилиндров применяются уплотнения с металлическими уплотнительными кольцами (рис. 14.2, а) и с резиновыми самоуплотняющимися манжетами (рис. 14.2, б).

Гидроцилиндры с уплотнениями металлическими кольцами долговечнее, характеризуются более высокими к. п. д., однако их применение предъявляет высокие требования к точности и чистоте внутренней поверхности гидроцилиндра, в связи с чем в последнее время это уплотнение все чаще заменяется уплотнением второго типа. При расчете сил трения в металлических уплотнениях контактное давление определяют с учетом предварительного поджатия кольца вследствие его деформирования при установке:

Таблица 14.3. Классификация и условные обозначения силовых гидроцилиндров

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия, т. е. движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно только в одном направлении	А. Без указания способа возврата штока Б. С возвратом штока пружиной В. Плунжерный Г. Телескопический	
		
		
		
Двустороннего действия, т. е. движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно в двух противоположных направлениях	А. С односторонним штоком Б. С двусторонним штоком В. Телескопический	
		
		

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Снабженный системой торможения, т. е. демпфирующим устройством, обеспечивающим уменьшение скорости перемещения выходного звена в конце рабочего хода	А. С постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	Б. С постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	В. С регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	Г. С регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

$p_k = p + p_k'$, p_k' принимается равным 100—150 кПа. Тогда сила трения в уплотнениях

$$F_{тр} = \pi D h p_k f z, \quad (14.4)$$

где z — число колец в уплотнении. Коэффициент трения f принимается равным 0,1.

При расчете сил трения в резиновых самоуплотняющихся манжетах учитывается неравномерность распределения контактного давления:

$$F_{тр} = \pi D b f' p_k c, \quad (14.5)$$

где c — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения контактного давления, $c \approx 0,7$; f' — коэффициент трения, равный 0,12—0,2; b — ширина уплотнительной манжеты, $b \approx 0,5 D$.

Силу противодействия можно найти из выражения

$$F_{пр} = \Delta p S_2, \quad (14.6)$$

где S_2 — площадь поршня со стороны слива жидкости; Δp — потери давления в сливной магистрали,

$$\Delta p = \lambda \frac{l_{сл}}{d_{сл}} \frac{\rho u^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho u^2}{2}; \quad (14.7)$$

u — скорость движения жидкости в сливной магистрали; $l_{сл}$ и

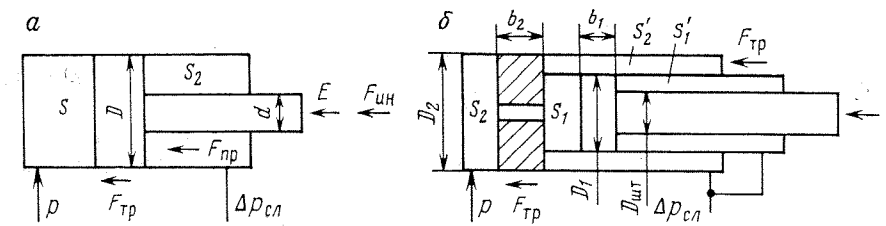


Рис. 14.1. Схемы поршневых гидроцилиндров. Гидроцилиндр: а — с односторонним штоком; б — телескопический

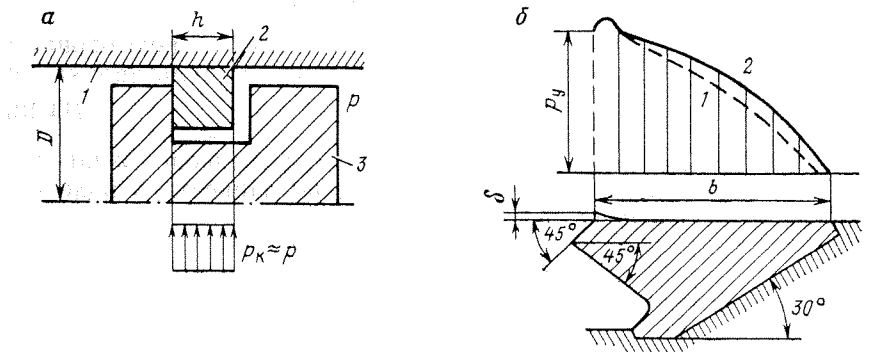


Рис. 14.2. Уплотнения гидроцилиндров: а — с металлическими уплотнительными кольцами; 1 — цилиндр; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — поршень; б — с резиновыми самоуплотняющимися манжетами; ход: 1 — моторный; 2 — насосный

$d_{сл}$ — длина и диаметр сливной магистрали; λ и ξ — коэффициенты трения и местного сопротивления.

Сила инерции движущихся частей возникает при ускорении и замедлении и в общем случае

$$F_{ин} = m_{пр} a, \quad (14.8)$$

где $m_{пр}$ — приведенная масса движущихся частей, включая массу жидкости в цилиндре со стороны слива; a — ускорение.

Для вычисления $F_{ин}$ необходимо знать закон движения выходного звена гидроцилиндра, т. е. время разгона и торможения Δt , установившуюся скорость движения v или длину хода ускорения (замедления) ΔL . Тогда, предполагая движение равноускоренным либо равнозамедленным, можно вычислить ускорение

$$a = 2\Delta L / \Delta t^2. \quad (14.9)$$

Точнее инерционные силы можно вычислить на основе решения дифференциального уравнения движения системы.

В процессе расчета гидроцилиндра задаются давлением в гидросистеме либо диаметром гидроцилиндра и по уравнению (14.3) вычисляют соответственно S или p .

$$S = (F + F_{тр} + F_{пр} + F_{ин}) / p. \quad (14.10)$$

Диаметр цилиндра определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4 \Sigma F}{\pi p}}. \quad (14.11)$$

Полученное значение D (в мм) округляют до ближайшего (по ГОСТ 6540—80) из ряда: 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500.

Диаметр штока выбирается из соотношения

$$d_{шт} = (0,3—0,7) D, \quad (14.12)$$

где большее значение коэффициента принимается при воздействии сжимающей нагрузки.

Отношение площадей поршней в цилиндрах с двусторонним подводом жидкости называется коэффициентом мультипликации

$$\alpha = D^2 / (D^2 - d_{шт}^2). \quad (14.13)$$

Соответственно усилия и скорости при подводе жидкости в различные полости гидроцилиндра можно записать в виде соотношений ($p = \text{const}$, $Q = \text{const}$)

$$F_1 = \alpha F_2, \quad v_1 = v_2 / \alpha. \quad (14.14)$$

По заданным значениям диаметров и скоростей перемещения штока определяется требуемая подача жидкости насосом

$$Q_n = Q / \eta_o, \quad (14.15)$$

где $Q = Sv$ — расход жидкости для обеспечения необходимой скорости движения поршня; η_o — объемный к. п. д., $\eta_o \approx 0,99$.

Расчет на прочность осуществляют, исходя из воздействия максимального рабочего давления $p_{\max}$, при этом напряжения в стенке гидроцилиндра определяются по формулам

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]};$$

$$\sigma_r = \frac{p_{\max} R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \left(1 - \frac{R_H^2}{R_B^2} \right); \quad \sigma_t = \frac{p_{\max} R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \left(1 + \frac{R_H^2}{R_B^2} \right);$$

$$\sigma_z = \frac{p_{\max} R_B^2}{R_H^2 - R_B^2}, \quad (14.16)$$

где σ_r , σ_t , σ_z — компоненты напряжений; R_H и R_B — соответственно наружный и внутренний радиусы расточки гидроцилиндра; $p_{\max} = 1,25 p$.

Коэффициент запаса прочности для цилиндров, работающих при давлении до 30 МПа, вычисляется из выражения

$$n = \sigma_T / \sigma_{\text{экр}} \geq 3, \quad (14.17)$$

где σ_T — предел текучести материала.

Если длина цилиндра с выдвинутым штоком $L_{\text{ц}} \geq 10 D$, (где D_H — номинальный диаметр цилиндра) и цилиндр подвержен сжимающей нагрузке, то проводится расчет на продольный изгиб по формуле Эйлера:

$$F_{\text{кр}} = k \frac{\pi E I}{L_{\text{ц}}^2}, \quad (14.18)$$

где $F_{\text{кр}}$ — разрушающая сжимающая нагрузка; k — коэффициент, зависящий от способа закрепления концов гидроцилиндра ($k=1$ при шарнирной заделке и $k=2$ при жестком закреплении одного конца); E — модуль упругости материала (для стали $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа); $I = (\pi/64) (D_H^4 - D_B^4)$ — момент инерции цилиндра (в расчете телескопических гидроцилиндров используется его минимальное значение).

§ 4. Особенности расчета и проектирования силовых гидроцилиндров нефтепромысловых машин и механизмов

Особенности расчета и проектирования обусловлены специфическими условиями работы и высокими требованиями к надежности работы гидроцилиндров.

В гидроприводных штанговых скважинных насосных установках (ШСНУ) уплотнения работают со скоростями перемещения, достигающими 2 м/с при наличии значительных инерционных нагрузок, обусловленных массой жидкости, колонн штанг и труб, а давление в гидросистеме составляет 16—20 МПа. В этих условиях силовые гидроцилиндры должны обеспечивать наработку на отказ 20—30 тыс. ч. Один из вариантов конструкции силового гидроцилиндра штанговой установки приведен на рис. 14.3.

При определении диаметров гидроцилиндров исходят прежде всего из возможной подачи насоса и обеспечения заданной долговечности уплотнений поршня при номинальной грузоподъемности установки. Связь между диаметром поршня D и подачей силового насоса Q , длиной хода штока l и числом двойных ходов n приближенно можно представить в виде

$$D = \sqrt{\frac{2Q}{\pi l n}}. \quad (14.19)$$

Диаметр D ограничивает подачу силового насоса, которая в настоящее время для насосов массового выпуска при приемлемых к. п. д. не превышает 300 л/мин. Таким образом, Q ограничивает максимальный расчетный диаметр, а его минимальная величина ограничивается давлением, при котором уплотнение поршня обеспечивает заданную долговечность.

Взаимосвязь рабочего давления p и долговечности уплотнения t характеризуется зависимостью

$$t = c p^{-3}, \quad (14.20)$$

где c — константа, зависящая от типа уплотнения и его конструктивных особенностей.

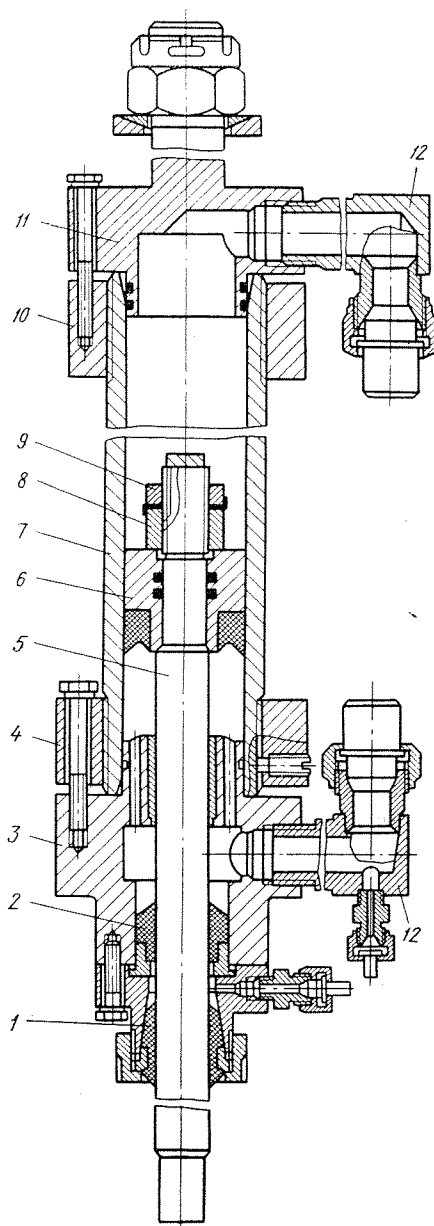


Рис. 14.3. Унифицированный цилиндр штанговой насосной установки:
1, 2 — уплотнения; 3 — нижняя крышка; 4, 10 — фланцы; 5 — шток; 6 — поршень; 7 — цилиндр; 8 — гайка; 9 — контргайка; 11 — верхняя крышка; 12 — штуцер

Тогда с учетом усилия в точке подвеса штанг диаметр поршня можно приближенно определить из выражения

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi[p]}}, \quad (14.21)$$

где $F_{\max}$ — максимальная нагрузка на шток; $[p]$ — допустимое давление, при котором обеспечивается заданная долговечность.

Другой пример особенности расчета силовых гидроцилиндров нефтепромысловых машин — расчет гидроцилиндров систем подъема мачт агрегатов текущего и капитального ремонтов (рис. 14.4).

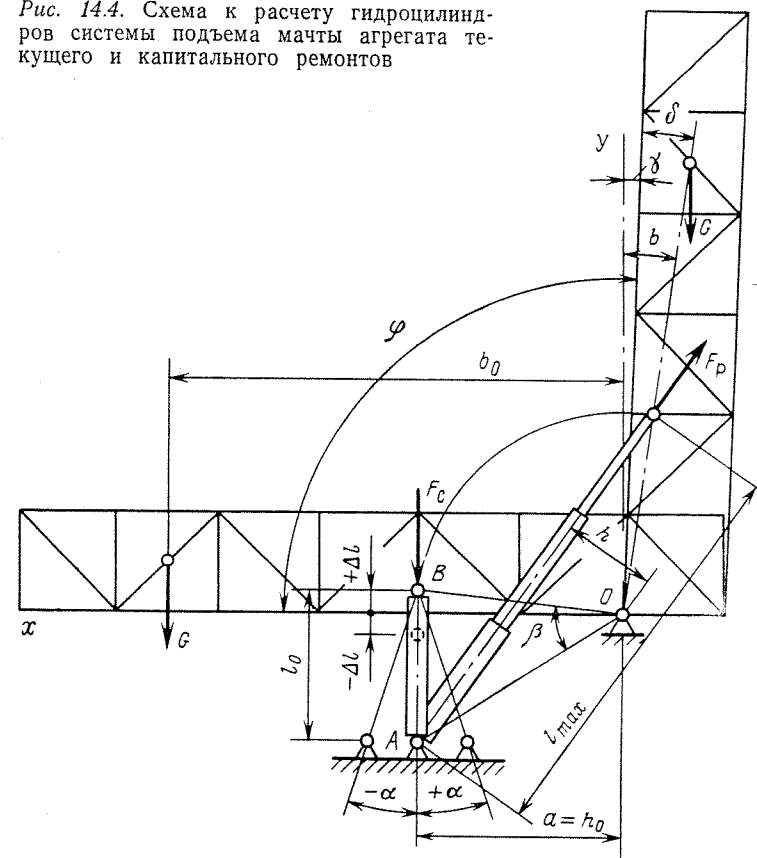
Наиболее удобным для определения нагрузки на гидроцилиндр, при различных значениях угла поворота φ следует считать графоаналитический метод, с помощью которого определяются плечи приложения нагрузок относительно оси поворота вышки и строится график изменения нагрузки на гидроцилиндр в зависимости от φ .

Поскольку выбор компоновки зависит от соотношения действующих нагрузок в начале и конце подъема вышки, а также конструктивных возможностей расположения гидроцилиндров на установке, то в процессе проектирования следует руководствоваться рекомендациями, суть которых кратко можно сформулировать следующим образом.

1. Для уменьшения значения p необходимо принимать $a_0 > l_0$ (см. рис. 14.4).

2. Целесообразно принимать сочетание $\alpha > 0$ и $\Delta l < 0$

Рис. 14.4. Схема к расчету гидроцилиндров системы подъема мачты агрегата текущего и капитального ремонтов



или $\alpha \leq 0$ и $\Delta l > 0$, что позволяет несколько снизить максимальную нагрузку в начале подъема.

3. Если максимальное давление определяет нагрузка на среднем участке или в конце подъема, то следует принимать $\alpha < 0$ и $\Delta l < 0$.

4. Наибольшее влияние на $l_{\max}$ оказывает a_0 . Увеличение a_0 на l_0 вызывает увеличение $l_{\max}$ на $(1,25—1,45)l_0$.

5. Влияние α на $l_{\max}$ уменьшается при отрицательных значениях угла.

6. Влияние Δl на величину усилия, воздействующего на гидроцилиндр, уменьшается с увеличением a_0 .

Используя изложенные рекомендации, выбирают компоновку, определяют расстояние от оси вращения до точки приложения усилия и расстояние от оси вращения мачты до центра тяжести b_0 .

Применяя графоаналитический метод расчета, определяют $l_{\text{раб}}$ и $l_{\max}$, где $l_{\text{раб}} = l_{\max} - l_0$. Затем находят число ступеней теле-

скопического гидроцилиндра. Зависимость числа ступеней гидроцилиндра от соотношения $l_{раб}/l_0$ приведена ниже.

$l_{раб}/l_0$	0,6—0,8	0,8—1,6	1,6—2,4	$\geq 2,4$
Число ступеней i	1	2	3	≥ 3

При выборе числа ступеней цилиндра необходимо учитывать, что их увеличение усложняет конструкцию, повышает стоимость и увеличивает неравномерность скорости движения штока. Поэтому в системе подъема мачты целесообразнее применять гидроцилиндры с меньшим числом ступеней, увеличивая при этом l_0 . В системах подъема мачт наиболее распространена двухступенчатая конструкция гидроцилиндров (см. рис. 14.1, б).

Коэффициент мультипликации обычно принимают $\alpha=2$. Диаметр поршня со стороны слива жидкости определяют по формуле

$$d_2 = \sqrt{\frac{D_2^2(\alpha - 1)}{\alpha}}. \quad (14.22)$$

Усилия на штоке гидроцилиндра F (растягивающие или сжимающие) вычисляют из уравнения моментов относительно оси O .

$$\Sigma M_O = 0.$$

В первом приближении полагают, что инерционные усилия отсутствуют, тогда в начальном положении ($\varphi=0$) уравнение моментов будет иметь вид

$$Gb_0 - Fa_0n = 0, \quad (14.23)$$

где n — число гидроцилиндров (в системе подъема обычно используют один или два гидроцилиндра).

В дальнейшем расчет ведется в последовательности, рассмотренной в § 3 данной главы.

Пример расчета гидроцилиндров для подъема мачты агрегата текущего и капитального ремонтов скважин. Исходя из компоновки агрегата, определяем расстояние от оси вращения мачты до точки приложения усилия гидроцилиндра ($a=1500$ мм) и расстояние от оси вращения мачты до центра тяжести ($b_0=2400$ мм). Применяя графоаналитический метод расчета, определим длину рабочего хода гидроцилиндра $l_{раб}$ и длину гидроцилиндра с выдвинутыми ступенями l_{max} , приняв длину гидроцилиндра с выдвинутыми ступенями $l_0=1000$ мм (см. рис. 14.4).

$$l_{раб} = l_{max} - l_0 = 2600 - 1000 = 1600 \text{ мм}.$$

Соотношение $l_{раб}/l_0=1,6$, тогда принимаем двухступенчатую конструкцию телескопического гидроцилиндра.

Исходя из рекомендаций ГОСТ, выбираем диаметр цилиндра второй ступени $D_2=200$ мм.

Коэффициент мультипликации для двухступенчатого гидроцилиндра принимаем $\alpha=2$ и определяем диаметр поршня со стороны слива жидкости

$$d_2 = \sqrt{\frac{D_2^2(\alpha - 1)}{\alpha}} = \sqrt{\frac{200^2(2 - 1)}{2}} = 140 \text{ мм}.$$

С помощью графоаналитического метода определяем усилия на штоке гидроцилиндра в процессе подъема мачты агрегата в рабочее положение. Для этого используем уравнение моментов относительно оси вращения O . В каче-

стве допущения примем, что инерционные составляющие сил отсутствуют. Тогда уравнение моментов для положения $\varphi=0$ примет вид

$$Gb_0 - F_0a_0n = 0,$$

Принимая число цилиндров системы подъема $n=1$ и решая относительно F_0 , получаем

$$F_0 = Gb_0(a_0n) = 40 \cdot 10^3 \cdot 2,4/(1,51) = 64 \text{ кН},$$

где G — вес мачты, $G=40$ кН.

Значение силы F для различных величин угла φ определяем с использованием соответствующих значений a_i и b_i .

Из уравнения сил, действующих на гидроцилиндр в момент выдвижения второй ступени, определяем давление жидкости в гидросистеме

$$p = \frac{F_{тр II} + p_{сл}(S_2 - S'_2) + F}{S_2}.$$

Поскольку силы трения являются функциями рабочего давления в гидроцилиндре, определим величину p в первом приближении, приняв силы трения равными нулю, а $p_{сл}=0,2$ МПа.

$$p = p' = [p_{сл}(S_2 - S'_2) + F_0]/S_2 = [0,2 \cdot 10^6(0,03 - 0,015) + 64 \cdot 10^3]/0,03 = 2,24 \text{ МПа};$$

$$S_2 = \pi D_2^2/4 = 0,03 \text{ м}^2;$$

$$S'_2 = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - d_2^2) = \frac{\pi}{4}(0,2^2 - 0,14^2) = 0,015 \text{ м}^2.$$

Давление слива жидкости $p_{сл}$ определяется гидравлическими потерями в коммуникациях. Обычно $p_{сл}=0,1-0,5$ МПа. Примем $p_{сл}=0,2$ МПа.

Определим силы трения в уплотнениях II ступени гидроцилиндра.

$$F_{тр II} = F_{пор II} + F_{уп II}.$$

Приняв ширину уплотнительной манжеты $b_{пор}=50$ мм, определим силу трения поршня о цилиндр.

$$F_{пор} = \mu k D_2 b_{пор} p'_0 = 0,2 \cdot 0,7 \cdot 0,2 \cdot 0,05 \cdot 2,24 \cdot 10^6 = 3,14 \text{ кН}.$$

Полагая $b_{шт}=40$ мм, найдем силу трения в уплотнении штока.

$$F_{шт II} = \mu k d_2 b_{шт} p_{сл} = 0,2 \cdot 0,7 \cdot 0,040 \cdot 0,14 \cdot 0,2 \cdot 10^6 = 0,2 \text{ кН}.$$

Уточним давление в гидросистеме в момент выдвижения штока II ступени

$$p_0 = [F_{тр II} + p_{сл}(S_2 - S'_2) + F_0]/S_2 = [3,34 \cdot 10^3 + 0,2 \cdot 10^6(0,03 - 0,015) + 64 \cdot 10^3]/0,03 = 2,36 \text{ МПа}.$$

Давления в гидросистеме (p_{15} , p_{30} и т. д.), соответствующие различным положениям поднимаемой мачты, определяются аналогичным образом.

В точке $\varphi=45^\circ$ закончится выдвижение II ступени и начнется выдвижение I ступени, в результате увеличится давление в гидросистеме.

В соответствии с ГОСТ 6540—80 примем диаметр I ступени $D_I=125$ мм а диаметр штока $D_{шт}=32$ мм.

Давление в гидросистеме при $\varphi=45^\circ$ в первом приближении

$$p'_{45} = p_{сл}(S_1 - S'_1) + F_{45}/S_1 = [0,2 \cdot 10^6(0,125^2 - 0,032^2) + 3,14/4 + 55 \cdot 10^3]/0,012 = 4,75 \text{ МПа},$$

$$\text{где } S_1 - S'_1 = \frac{\pi}{4}(0,125^2 - 0,032^2) = 0,01 \text{ м}^2.$$

Определим силы трения в уплотнениях I ступени.

$$F_{\text{тр I}} = F_{\text{пор I}} + F_{\text{уп I}}.$$

Найдем силу трения уплотнения поршня о цилиндр:

$$F_{\text{пор I}} = \mu k D_1 b_1 p'_{45} = 0,2 \cdot 0,7 \cdot 0,125 \cdot 0,04 \cdot 4,75 \cdot 10^6 = 3,32 \text{ кН}.$$

$$F_{\text{уп I}} = F_{\text{уп II}} \approx 0,2 \text{ кН}.$$

Уточним давление в гидросистеме в момент выдвижения штока I ступени:

$$p_{45} = [F_{\text{тр I}} + p_{\text{сл}}(S_1 - S'_1) + F_{45}]/S_1 = \\ = [3,32 \cdot 10^3 + 0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,01 + 55 \cdot 10^3]/0,012 = 5 \text{ МПа}.$$

Определим в первом приближении давление в гидросистеме при $\varphi = 105^\circ$.

$$p'_{105} = (p_{\text{сл}} S_1 + F_{105})/S'_1 = (0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,012 + 30 \cdot 10^3)/0,010 = 3,24 \text{ МПа};$$

$$F'_{\text{тр I}} = \mu k p'_{105} (D_1 b_1 + D_{\text{шт}} b_{\text{шт}}) = 0,2 \cdot 0,7 \cdot 3,24 \cdot 10^6 \times \\ \times (0,125 \cdot 0,04 + 0,032 \cdot 0,03) = 2,7 \text{ кН},$$

где $b_{\text{шт}}$ — ширина уплотнительной манжеты в уплотнении штока I ступени, $b_{\text{шт}} = 30 \text{ мм}$.

Давление в гидросистеме с учетом сил трения в уплотнениях

$$p_{105} = (F'_{\text{тр I}} + p_{\text{сл}} S_1 + F_{105})/S'_1 = \\ = (2,7 \cdot 10^3 + 0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,012 + 30 \cdot 10^3)/0,01 = 3,51 \text{ МПа}.$$

Максимальное давление составит 5 МПа.

Определим расход жидкости для обеспечения подъема вышки в течение $T = 60 \text{ с}$.

Примем длину хода ступеней гидроцилиндра $l_{\text{I, II}} = l_{\text{раб}}/2 = 1600/2 = 800 \text{ мм}$.

Скорости выдвижения ступеней соответственно: $v_{\text{I}} = Q/S_1$; $v_{\text{II}} = Q/S_2$.

Учитывая, что $S_2 = 2,55 S_1$, получаем $v_{\text{I}} = 2,5 v_{\text{II}}$.

Время выдвижения I ступени $T_1 = l_{\text{I}} S_1/Q$, а время выдвижения II ступени $T_2 = l_{\text{II}} S_2/Q$.

Так как $T_2/T_1 = S_2/S_1$, то $T_2 = 2,5 T_1$.

Учитывая, что общее время подъема $T = 60 \text{ с}$, получаем $T_1 = 17 \text{ с}$, $T_2 = 43 \text{ с}$.

Требуемый расход жидкости определим из выражения

$$Q = l_{\text{I}} S_1/T_1 = l_{\text{II}} S_2/T_2 = 0,8 \cdot 0,012/17 = 0,8 \cdot 0,03/43 = \\ = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорости выдвижения I и II ступени

$$v_1 = Q/S_1 = 5,6 \cdot 10^{-4}/0,012 = 0,047 \text{ м/с};$$

$$v_2 = Q/S_2 = 5,6 \cdot 10^{-4}/0,03 = 0,019 \text{ м/с}.$$

Подача насоса для обеспечения работы гидроцилиндра

$$Q_{\text{н}} = Q/\eta_0 = 5,6 \cdot 10^{-4}/0,98 = 5,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

где η_0 — объемный к. п. д. гидроцилиндра, $\eta_0 = 0,98 - 0,99$.

Определим напряжения в стенке цилиндра II ступени. Поскольку $\delta_{\text{II}}/D_{\text{н}} = 15/230 = 0,065 > 0,0625$, используем формулу

$$\sigma_{\text{т}} = p_{\text{р}} \frac{r_{\text{н}}^2 + r_1^2}{r_{\text{н}}^2 - r_1^2} = 1,25 \cdot 5 \frac{0,115^2 + 0,1^2}{0,115^2 - 0,1^2} = 46 \text{ МПа}.$$

Для стали марки сталь 45 $[\sigma_{\text{т}}] = 210 \text{ МПа}$, следовательно, коэффициент запаса $n_{\text{II}} = [\sigma_{\text{т}}]/\sigma = 210/46 = 4,5 > 3$.

Поскольку гидроцилиндр подвержен сжимающей нагрузке и имеет $l_{\text{max}} > 10 D_{\text{н}}$, проведем проверочный расчет на продольный изгиб по формуле

Эйлера. Для шарнирного закрепления концов гидроцилиндра примем $k = 1$.

$$F = k \frac{\pi E I}{l_{\text{max}}^2} = 1 \frac{3,14 \cdot 22 \cdot 10^{10} (0,140^4 - 0,125^4)}{64 \cdot 2,6^2} = 375 \text{ кН}.$$

Здесь $I = \frac{\pi}{64} (D_2^4 - D_1^4)$ — момент инерции цилиндра.

Поскольку цилиндр двухступенчатый, в расчете принят меньший момент инерции, т. е. цилиндра I ступени.

Максимальная сжимающая нагрузка при работе гидроцилиндра составляет 64 кН, следовательно, продольный изгиб гидроцилиндра невозможен.

§ 5. Гидромоторы

В гидроприводах нефтепромысловых машин, механизмов применяются реверсивные по направлению вращения аксиально-порш-

Т а б л и ц а 14.4. Классификация и условные обозначения гидромоторов

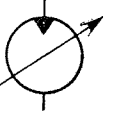
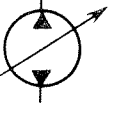
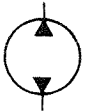
Гидромашинна	Определение	Условные обозначения
Гидромотор	Объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена	
Гидромотор регулируемый	Гидромотор с регулируемым рабочим объемом: 1) с постоянным направлением вращения вала 2) с реверсивным направлением вращения вала	 
Гидромотор нерегулируемый	Гидромотор с нерегулируемым рабочим объемом: 1) с постоянным направлением вращения вала 2) с реверсивным направлением вращения вала	 

Таблица 14.5. Основные параметры гидромоторов

Марка гидромотора	Рабочий объем, см ³	Частота вращения, мин ⁻¹			Номинальное давление, МПа	Крутящий момент, Н·м	к. п. д.		Габариты, мм			Масса, кг
		n _{ном}	n _{max}	n _{min}			объемный	полный	длина	ширина	диаметр (высота)	
Гидромоторы низкомоментные, аксиально-поршневые												
МГ-155а	140	—	1300	20	5	100	0,98	0,8	406	162	162	40
МГ-154а	70	—	1500	20	5	50	0,98	0,8	310	132	132	20
МГ-153а	35	—	1800	20	5	25	0,98	0,8	250	110	110	12
11М-20	251	—	1440	—	10	556	0,97	0,92	615	200	305	79
11М-10	142	—	1440	—	10	315	0,97	0,92	527	176	248	52,4
11М-5	71	—	1440	—	10	158	0,97	0,92	421	130	200	29
11М-2,5А	32	—	1440	—	10	64	0,97	0,84	302	102	170	15
Гидромоторы высокомоментные, радиально-поршневые												
МР-160/160	160	240	378	8	16	360	0,9	0,87	326	325	335	83
МР-250/160	250	240	378	8	16	570	0,91	0,87	326	325	335	83,5
МР-630/160	630	150	300	8	16	1470	0,93	0,88	450	370	375	159
ВГД 210	1600	—	70	3	10	2400	0,97	0,90	370	—	425	198
ВГД 420	3200	—	70	3	10	4750	0,97	0,9	466	—	402	258
1ДР-2,5	2500	—	75	12	10	3750	0,94	0,9	240	390	395	168

невые, высокомоментные радиально-поршневые и шестеренные гидромоторы с нерегулируемым рабочим объемом. Условные обозначения, классификация и параметры гидромоторов приведены в табл. 14.4, 14.5.

Расчет гидромоторов для привода механизмов и машин осуществляют, исходя из необходимого момента M и частоты вращения n . Соответственно мощность привода

$$N = M\omega, \quad (14.24)$$

где $\omega = 2\pi n$.

С учетом к. п. д. гидромотора его теоретический момент

$$M_T = M/\eta, \quad (14.25)$$

где η — полный к. п. д. гидромотора (см. табл. 14.5).

Принимая давление жидкости в гидросистеме $p_{\text{ном}}$ в соответствии с ГОСТ 12445—80, получим

$$M_T = N/\omega = p_{\text{ном}} Q/\omega. \quad (14.26)$$

Расход жидкости через гидромотор: $Q = qn$. Тогда расчетный рабочий объем

$$q = 2\pi M_T/p. \quad (14.27)$$

По справочным данным выбирают гидромотор необходимого рабочего объема, рассчитанный на давление $p_{\text{ном}}$ и частоту вращения n .

§ 6. Расчет гидромоторов для механизмов свинчивания резьбовых соединений труб и штанг

При расчете гидромоторов для привода механизированных ключей необходимо учитывать нагрузочные характеристики, обусловленные силами сопротивления, возникающими при свинчивании (развинчивании) резьбовых соединений штанг и труб. Максимальные крутящие моменты возникают при скоростях вращения близких к нулю. Это обстоятельство требует, с одной стороны, правильного выбора типа гидромотора, обеспечивающего стабильность момента при снижении частоты вращения, а с другой — учитывать увеличение момента свинчивания вследствие инерционности вращающихся элементов приводного механизма. Анализ использования в приводах ключей шестеренных гидромашин с опорами скольжения свидетельствует об их неудовлетворительной работе, что объясняется нарушением гидродинамических процессов в подшипниках при уменьшении частоты вращения и увеличении сил трения. Это приводит к разбросу моментов свинчивания, недокреплению резьбовых соединений, а следовательно, к снижению надежности нефтепромыслового оборудования.

Поэтому в механизированных ключах целесообразно применять аксиально-поршневые и шестеренные с опорами качения гидромоторы. Характеристики шестеренных гидромоторов с опорами качения

рами скольжения можно существенно улучшить, применяя гидростатическую систему разгрузки опор.

Рекомендуемые значения крутящих моментов и частот вращения для различных диаметров НКТ приведены в табл. 14.6.

Расчет гидромотора осуществляется с учетом махового момента вращающихся элементов приводного механизма, который развивается при движении вращателя без взаимодействия с ключом, закрепленным на отвинчиваемой трубе. В результате закрепление и раскрепление резьбовых соединений происходит при моменте, несколько большем, чем момент гидромотора. Использование махового момента позволяет снизить установленную мощность, а следовательно, габариты и массу ключа в целом.

С учетом махового момента расчетный момент крепления

$$M_{кр} = M + M_{ин}. \quad (14.28)$$

Маховый момент вращающихся деталей, приведенный к водилу:

$$M_{ин} = \sum I_1 \frac{\omega^2}{2} i \eta + \sum I_2 \frac{\omega^2}{2}, \quad (14.29)$$

где I_1 и I_2 — суммы моментов инерции вращающихся масс ведущего и ведомого вала соответственно; ω — угловая скорость ведущего вала; i — передаточное число; η — к. п. д. передачи.

Таким образом, при расчете гидромотора необходимо знать моменты инерции вращающихся масс, скорости вращения, передаточное число и к. п. д. механизма, которые неизвестны. Поэтому сначала выполняется расчет без учета момента инерции движущихся масс исходя из значения необходимого момента (см. табл. 14.6) и номинального давления $p_{ном}$. После чего, с учетом кинематической схемы ключа, вычисляют моменты инерции I_1 , I_2 , определяют $M_{ин}$ и уточняют момент гидромотора.

$$M = M_{кр} - M_{ин}. \quad (14.30)$$

В дальнейшем расчет гидромотора не отличается от общепринятой методики.

Таблица 14.6. Рекомендуемые значения крутящих моментов и частот вращения в зависимости от диаметра свинчиваемых труб

Диаметр труб и штанг, мм	Крутящий момент, кН·м		Частота вращения, мин ⁻¹	
	свинчивание- развинчивание	крепление- раскрепление	свинчивание- развинчивание	крепление- раскрепление
60	0,1	1,1—1,3	100	20
73	0,1—0,2	1,5—1,8	70	20
89	0,2—0,3	2,2—2,7	70	20
114	0,2—0,3	3,2—3,9	70	20

§ 7. Гидроаппараты

Гидроаппараты подразделяются на направляющие и регулирующие. Направляющие гидроаппараты предназначены для управления гидроприводом, с их помощью осуществляются пуск, изменение направления движения и остановка исполнительных механизмов машин в фиксированных положениях. К ним относятся гидрораспределители, обратные клапаны, клапаны выдержки времени, клапаны последовательности и гидрозамки.

В зависимости от числа фиксированных позиций рабочего органа различают распределители двух-, трех- и многопозиционные. Фиксация распределителя в заданной позиции осуществляется ручными или автоматическими стопорными устройствами.

По числу внешних линий, связывающих распределитель с напорными и сливными магистралями, они делятся на двух-, трех-, четырех- и многолинейные распределители.

По способу управления различают распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и электрогидравлическим управлением. При ручном управлении применяют рычажные, а при механическом — кулачковые механизмы. Электрическое управление распределителем осуществляется при помощи одного или двух электромагнитов. Гидравлическое управление построено на применении небольшого объемного гидропривода для перемещения золотника. Энергия для привода отбирается от основного источника (насоса), а управление осуществляется при помощи дросселей и клапанов либо дополнительных золотников.

Наиболее часто в приводах нефтепромысловых машин используются золотниковые распределители с ручным, гидравлическим и механическим управлением.

Обратные клапаны предназначены для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. При изменении направления движения потока клапан автоматически закрывается.

Гидрозамки предназначены для пропускания потока рабочей жидкости при отсутствии управляющего воздействия — в одном, а при наличии — в обоих направлениях, т. е. гидрозамок можно представить как обратный клапан с устройством деблокировки.

Гидроаппараты изображают на схемах в виде нескольких рядов стоящих квадратов или прямоугольников, число которых равно числу позиций запорно-регулирующего элемента. Линии внутри каждого контура соответствуют схеме соединения или перекрытия проходных каналов в этой позиции. Внешние линии подводятся к контуру исходной позиции. Чтобы представить положение запорно-регулирующего органа и схему соединения каналов в другой позиции, необходимо мысленно поместить на место исходной контур интересующей позиции.

Классификация и условные обозначения направляющих гидроаппаратов, наиболее часто применяемых в объемном гидроприводе нефтепромысловых машин, приведены в табл. 14.7.

Таблица 14.7. Классификация и условные обозначения гидроаппаратов

Гидро-аппарат	Назначение и характеристика	Условное обозначение
Гидро-распре-дитель	Гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидрелиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия:	
	1) четырехлинейный двухпозиционный распределитель с электромагнитным управлением и пружинным возвратом;	
	2) трехпозиционный четырехлинейный реверсивный гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением;	
	3) трехпозиционный четырехлинейный распределитель с ручным управлением	
	4) двухпозиционный пятилинейный распределитель с гидравлическим управлением	
Обратный гид-роклапан	Направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении	
Односторонний гидро-замок	Гидрозамок с одним запорно-регулирующим элементом	

Основными параметрами направляющих гидроаппаратов являются номинальное давление $p_{ном}$ и диаметр условного прохода D_y .

Диаметр условного прохода гидроаппарата выбирают, исходя из заданного расхода Q :

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{доп}}}, \quad (14.31)$$

где $v_{доп}$ — допустимая скорость потока в гидроаппарате, зависящая от номинального давления. Обычно при $p \geq 10$ МПа $v_{доп} \leq 30$ м/с.

Важной характеристикой гидроаппарата является зависимость

потерь давления Δp от расхода жидкости через гидроаппарат, которые можно определить по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{\rho Q^2}{2f^2}, \quad (14.32)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления гидроаппарата; f — площадь сечения проходного канала.

В справочной литературе обычно приводятся значения коэффициента местного сопротивления ξ гидроаппарата или непосредственно зависимость $\Delta p = f(Q)$, что позволяет определить потери давления в гидроаппарате.

§ 8. Способы соединения гидроаппаратов

Одним из главных критериев классификации гидроаппаратов (кроме основных, как-то: номинальное давление, расход жидкости, диаметр условного прохода и пр.) является способ сборки. С этой точки зрения гидроаппараты делятся на элементы для трубной и плиточной сборки, кроме того, применяются вставные или ввернутые в блок элементы.

Различные способы соединения гидроаппаратов для различных способов сборки представлены на рис. 14.5 на примере регулируемого предохранительного клапана.

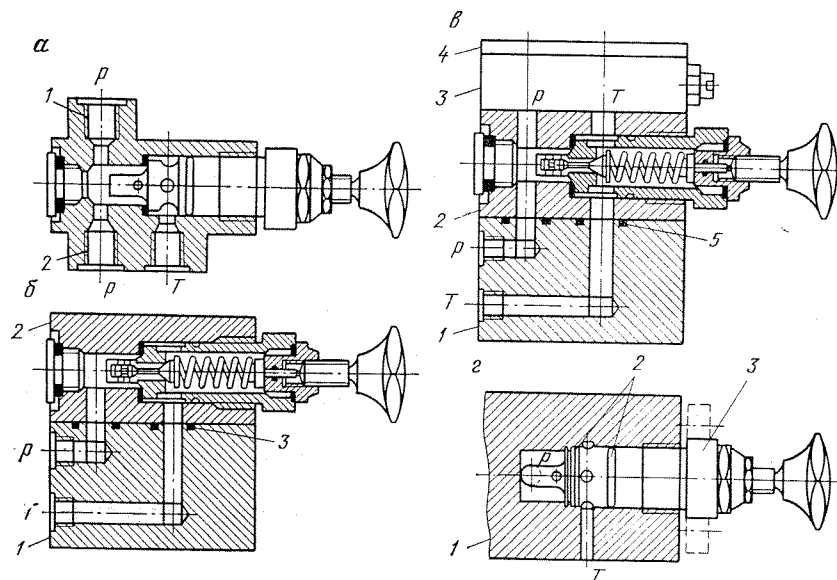


Рис. 14.5. Способы соединения гидроаппаратов для различных способов сборки:

а — трубная сборка: 1, 2 — штуцеры; б — плиточная сборка: 1 — плита; 2 — гидроаппарат; 3 — уплотнительные кольца; в — модульная сборка: 1 — плита; 2, 3 — гидроаппараты; 4 — закрывающая плита; 5 — уплотнительные кольца; г — вставная сборка: 1 — блок; 2 — уплотнительные кольца; 3 — гидроаппарат

Гидроаппараты для трубной сборки (рис. 14.5, а) соединяются с трубопроводами при помощи резьбы или фланцев. Жидкость под давлением p , величину которого ограничивает данный клапан, подводится к штуцеру 1, а сброс жидкости при срабатывании клапана осуществляется через штуцер 2. При рассматриваемом способе сборки клапан можно смонтировать в любом месте напорной гидролинии, причем если клапан смонтирован на несквозной трубе, то один из подводящих штуцеров закрывается заглушкой.

При плиточной сборке (рис. 14.5, б) элементы прикрепляются болтами к плитам, с обратной стороны которых ввернуты штуцеры для подсоединения труб. Стыковка элемента с плитой уплотняется прокладочным кольцом, которое укладывается в выемке плиты. Подвод жидкости под давлением и отвод ее при срабатывании клапана осуществляется через каналы, расположенные на присоединительной плоскости элемента.

Увеличение присоединительных плоскостей в гидроаппаратах позволяет создавать модульные конструкции, присоединяя гидроаппараты друг к другу. Конструктивное исполнение клапана для модульной сборки показано на рис. 14.5, в. Сквозные каналы клапана образуют участки напорной и сливной магистралей, которые проходят через весь модуль гидроаппаратов. Нижний гидроаппарат крепится к плите, а верхний закрывается плитой, в которой имеются возвратные каналы.

Менее широкое распространение получили конструкции вставных (ввертываемых) в блок гидроаппаратов (рис. 14.5, г). Конструктивно гидроаппарат выполнен в виде ступенчатого цилиндра. На каждой ступеньке имеется выемка, в которую вкладывается уплотнительное кольцо, разобщающее каналы, которые соединяются с соответствующими каналами блока. Гидроаппарат устанавливается в отверстие блока (гнездо). Блок имеет каналы, соединяющие гидроаппарат с соответствующими гидравлическими линиями. Расположение каналов в блоке может быть произвольным, единственное ограничение состоит в том, чтобы уплотнительные кольца надежно отделяли соответствующие отверстия и чтобы не было утечек жидкости из блока. Крепление гидроаппарата в блоке достигается резьбой, нарезанной в месте наибольшего диаметра, либо фланцевым соединением (вставная конструкция).

При конструировании гидроприводных нефтепромысловых машин и механизмов можно применять гидроаппараты для различных вариантов сборки. Целесообразность их использования определяется конкретными условиями, преимуществами и недостатками каждого из рассмотренных способов сборки элементов.

При трубной сборке податливость труб позволяет заменять элемент одного завода-изготовителя на элемент другого, даже если размещение штуцеров в последнем не вполне совпадает с первым элементом, причем монтаж нового элемента в системе в этом случае можно осуществлять без значительных дополни-

тельных операций. С другой стороны, при замене элементов, смонтированных на плитах, расположение отверстий каналов в месте стыка элемента с плитой должно полностью соответствовать отверстиям в плите. В этом смысле элементы для трубной сборки обладают определенным преимуществом, которое, однако, можно реализовать лишь в тех системах, где число приводных и распределительных элементов небольшое.

Плиточная сборка обеспечивает более высокую герметичность соединений гидроаппаратов, а следовательно, способствует повышению надежности машины в целом.

Модульная сборка возможна только тогда, когда отверстия всех элементов на стыкуемых поверхностях совмещены с высокой степенью точности. Такое исполнение обладает множеством преимуществ, но совместить каналы в блоках различных элементов довольно сложно.

На рис. 14.6 представлены варианты конструктивных решений, иллюстрирующие различные способы сборки гидроаппаратуры.

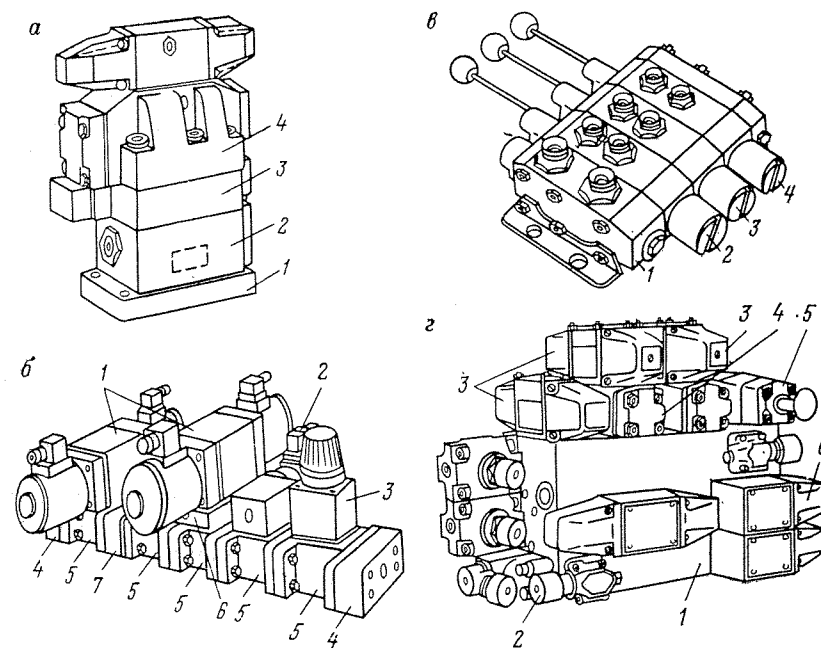


Рис. 14.6. Способы сборки гидроаппаратов:

а — модульная сборка: 1 — плита для модульной сборки; 2 — регулятор расхода жидкости; 3 — двойной обратный клапан; 4 — электрогидравлический трехпозиционный распределитель; б — горизонтальная и модульная сборка: 1 — трехпозиционный электромагнитный распределитель; 2 — двухпозиционный электромагнитный распределитель; 3 — регулятор расхода жидкости; 4 — закрывающие плиты; 5 — плита для горизонтальной сборки; 6 — двойной дроссель; 7 — обходная плита; в — батарейная (блочная) сборка: 1 — переливной клапан; 2 — 4 — распределители; г — моноблочная сборка: 1 — гидропанель; 2 — регулятор давления; 3 — электрогидравлический распределитель; 4 — переливной клапан; 5 — регулятор потока; 6 — двухпозиционный электрогидравлический распределитель

На рис. 14.6,а представлена вертикальная модульная конструкция. На плите 1 установлен регулятор расхода жидкости 2, соединенный с обратным клапаном 3 и электрогидравлическим распределителем 4. Подвод и отвод жидкости осуществляется через каналы плиты 1, расположенные в нижней ее плоскости. Представленный модуль можно использовать как самостоятельный элемент, присоединенный с помощью линий к гидросистеме, или как часть более крупной модульной конструкции (рис. 14.6,б).

При горизонтальном, или продольном, соединении (см. рис. 14.6,б) используются плиты 5 в форме призм, из шести граней которых для сборки используются четыре. На верхней плоскости закрепляется гидроаппарат или модуль (см. рис. 14.6,а), на нижней имеются отверстия для болтов, а противоположными боковыми стенками плиты соединяются между собой. Через весь блок плит проходят каналы, которые с обоих концов закрыты закрывающими плитами. Через них может осуществляться главный подвод и отвод жидкости. Трубы от элементов всего блока подсоединяются к нижней поверхности плиты каждого соответствующего элемента. Если необходимо перевести жидкость из одного канала одной плиты в другой канал следующей плиты, то между ними вкладывается обходная плита 7. Обходные плиты имеют внешне ту же форму, но могут осуществлять различные соединения каналов. Если необходимо закрыть какой-нибудь канал между приборами, то устанавливается тонкая промежуточная пластина, в которой имеются отверстия, соединяющие остальные каналы. Для упрощения сборки плиты снабжены отверстиями для соединительных болтов. Этот способ позволяет комбинировать горизонтальную и модульную сборку (см. рис. 14.6,б).

Кроме рассмотренных, применяется батарейная сборка (рис. 14.6,в). В этом случае речь идет о группе распределителей, состоящей из нескольких, в общем похожих элементов, которые могут по-разному соединять отдельные каналы в соответствующих позициях. Гидроаппараты присоединяются друг к другу боковыми стенками и фиксируются болтами, проходящими через все звенья. В качестве первого звена обычно подсоединяется переливной клапан. Штуцеры, выходящие к потребителю, находятся в каждом элементе; и все они направлены вверх (перпендикулярно к оси золотника). Иногда вместо отдельных корпусов для каждого элемента применяют один литой корпус для всех. Этот тип распределителей иногда называют блочным, несмотря на то что этот термин обозначает другой способ сборки.

Компонуя гидроаппараты, можно использовать и несколько различных способов сборки. На моноблоке (рис. 14.6,г) закреплены как приборы, предназначенные для сборки на плитах, так и вставные элементы. Такая сборка обеспечивает более простую замену элементов в системе, снижает гидравлические сопротивления, экономит пространство, необходимое для соединительных

труб и резьбовых соединений. Однако при неисправности всего блока (например, из-за низкого качества сборки) поиски ошибки связаны с большими трудностями.

§ 9. Рабочие жидкости гидросистем

Рабочая жидкость в гидроприводе выполняет различные функции, она передает энергию гидродвигателям, смазывает и охлаждает трущиеся детали, обеспечивает вынос продуктов износа из зоны их контакта.

В общем случае рабочие жидкости должны отвечать следующим требованиям: обладать хорошей смазывающей способностью; быть инертными по отношению к материалам, используемым в гидроприводе; иметь малое изменение вязкости в широком диапазоне температур; сохранять свойства в течение длительного срока службы; не вспениваться; быть безопасными в обращении; обладать хорошей теплопроводностью и малой удельной теплоемкостью; обладать высоким модулем упругости и незначительным коэффициентом температурного расширения.

Существенное значение при выборе жидкости для гидропривода нефтепромысловых машин имеет ее вязкость и сжимаемость.

Вязкость — одно из основных свойств рабочей жидкости, ее изменение существенно влияет на работу гидросистемы. С изменением вязкости меняются утечки через щелевые уплотнения, условия смазывания скользящих поверхностей, демпфирующие свойства гидропривода, а также потери на преодоление гидравлических сопротивлений.

Вязкость жидкости также изменяется с изменением ее температуры. В характеристиках жидкостей этот параметр обычно указывается для 50 °С. Зависимость вязкости от температуры для наиболее широко применяемых жидкостей приведена на рис. 14.7.

Сжимаемость жидкости — свойство изменять свою плотность при изменении давления или температуры, она характеризуется коэффициентом относительного объема сжатия

$$\beta_p = \frac{1}{v} \frac{dv}{dp}, \quad (14.33)$$

который представляет собой относительное уменьшение объема жидкости при повышении давления на 1 Па. Сжимаемость жидкости приводит к уменьшению к. п. д. гидропривода и ухудшению его динамических характеристик.

Плотность жидкости при новом давлении p можно найти по формуле

$$\rho_p = \rho_0 / (1 - \beta_p \Delta p), \quad (14.34)$$

где ρ_0 — плотность жидкости при начальном давлении; Δp — разность давлений.

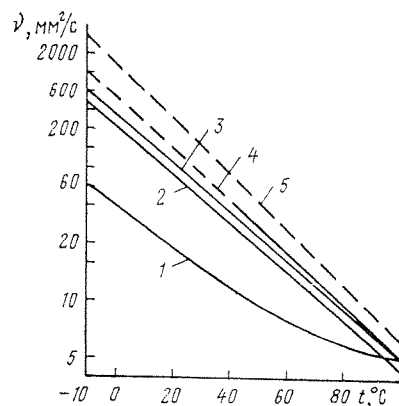


Рис. 14.7. Зависимость вязкости рабочих жидкостей гидросистем от температуры:

1 — АМГ-10; 2 — масло индустриальное 12; 3 — масло индустриальное 20; 4 — масло турбинное 22; 5 — МГ-30

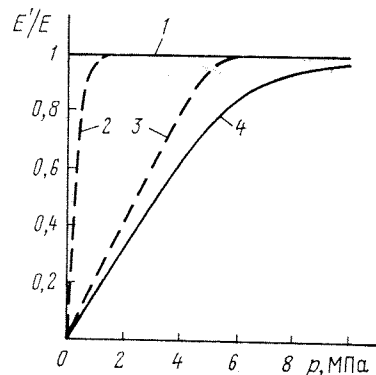


Рис. 14.8. Зависимость отношения модулей упругости газожидкостной смеси и жидкости (E'/E) от p для рабочей жидкости при наличии нерастворенного воздуха.

Содержание воздуха, %: 1 — 0; 2 — 0,02; 3 — 1; 4 — 5

Величина, обратная β_p , называется модулем упругости жидкости:

$$E_{\text{ж}} = 1/\beta_p. \quad (14.35)$$

В приближенных расчетах модуль упругости жидкости принимается равным 1600 МПа.

Плотность жидкости при новой температуре T можно определить по формуле

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 - \beta_t \Delta T}, \quad (14.36)$$

где ΔT — разность температур; β_t — коэффициент температурного расширения, представляет собой относительное увеличение объема жидкости при повышении температуры на один градус.

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT}. \quad (14.37)$$

Для большинства рабочих жидкостей, применяемых в гидросистемах нефтепромысловых машин, β_t составляет в среднем $7 \cdot 10^{-4}$ 1/градус. Поэтому при решении практических задач изменением плотности при изменении температуры пренебрегают. Однако это допущение справедливо лишь при отсутствии в жидкости нерастворенного воздуха. Реально в минеральных маслах содержится до 6 % нерастворенного воздуха, наличие которого существенно влияет на сжимаемость жидкостей. Поэтому целесообразно рассматривать сжимаемость не чистого масла, а механической смеси его с воздухом (рис. 14.8). Из рисунка следует,

Таблица 14.8. Параметры рабочих жидкостей гидросистем нефтепромысловых машин

Рабочая жидкость	Диапазон рабочих температур, °C	Вязкость при 50° C, мм²/с	Плотность при 20° C, кг/м³
АМГ-10	—50 ÷ +60	10	850
ВМГЗ	—58 ÷ +70	10	850
Масло индустриальное:			
12	—30 ÷ +50	10—14	876—981
20	—5 ÷ +70	17—23	881—901
МГ-30	—20 ÷ +75	28	880
Масло веретенное	—40 ÷ +60	12—14	880—896
Масло трансформаторное	—30 ÷ +90	9,6	896

что наибольшее влияние на изменение сжимаемости оказывает повышение давления до 3,5—5 МПа.

Рабочую жидкость для гидросистем нефтепромысловых машин необходимо выбирать, исходя из анализа условий эксплуатации. К решающим факторам относятся температура окружающей среды, рабочее давление в гидросистеме, требуемый срок службы, а также материалы деталей, с которыми контактирует жидкость. Характеристики некоторых наиболее распространенных жидкостей, используемых в гидросистемах нефтепромысловых машин и механизмов, приведены в табл. 14.8.

§ 10. Гидравлические емкости (баки)

Бак служит для размещения запаса рабочей жидкости, используемой в гидроприводе, он также выполняет роль охладителя, так как его поверхность излучает теплоту. Основные технические параметры бака — номинальный и полезный объемы. Полезный объем жидкости представляет собой разность объемов при максимальном и минимальном уровнях заполнения. При проектировании бака руководствуются требованиями и рекомендациями ГОСТов.

Номинальный объем бака выбирается из условия обеспечения заданной температуры жидкости в гидросистеме, при этом руководствуются рекомендациями ГОСТов, в соответствии с которыми предпочтительны объемы баков (в л) из ряда 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320. Приблизительно номинальный объем гидробака можно определить по формуле

$$V_{\text{н}} = (3—5) Q_{\text{м}}, \quad (14.38)$$

где $Q_{\text{м}}$ — минутная подача насоса, л.

Во всех случаях номинальный объем гидробака уточняется на основе теплотехнического расчета, что иногда позволяет существенно уменьшить его величину, кроме того, при необходимости, в гидробаке монтируется теплообменный аппарат.

Баки изготавливают сваркой из листовой малоуглеродистой стали. Конструктивно бак чаще всего представляет собой емкость со съемной верхней крышкой, в которой имеется заливная горловина с заглушкой. В заливной горловине устанавливается сетчатый, а в заглушке воздушный фильтры. Баки гидросистем нефтепромысловых машин, кроме того, могут иметь устройства для закрытой заправки емкостей, состоящие из специального патрубка (трубопровода) с краном и обратным клапаном.

Гидролинии должны подсоединяться к баку так, чтобы исключалась возможность вспенивания жидкости и обеспечивался ее отстой. Сливной патрубок целесообразно располагать под уровнем жидкости, примерно на $\frac{1}{3}$ высоты бака от его дна. В баках вместимостью более 50 л необходимо устанавливать перегородку высотой не более $\frac{2}{3}$ высоты бака, разделяющую его на два неравных отсека. В большем отсеке обычно монтируют сливной трубопровод, а в меньшем — всасывающий. Для улучшения процесса всасывания приемный трубопровод расширяют на конце или срезают под углом 30—45°. Верхнюю кромку входного отверстия приемного трубопровода располагают так, чтобы при минимальном уровне рабочей жидкости в баке над ней находился слой жидкости не менее 50—70 мм. Выполнение этого условия — гарантия отсутствия подсоса воздуха в гидросистему.

Для смены рабочей жидкости бак снабжается спускной магнитной пробкой или специальным сливным патрубком с краном, а для удаления отстоя и чистки внутренней полости — люком. Кроме того, бак должен иметь устройство для контроля за уровнем жидкости, выполняемое чаще всего в виде смотрового стекла либо щупа с отметками нормального, максимального и минимального уровней.

§ 11. Гидравлические аккумуляторы

Гидравлический аккумулятор — это устройство, предназначенное для накопления энергии рабочей жидкости, находящейся под избыточным давлением, с целью дальнейшего использования ее в гидроприводе.

Применение аккумулятора позволяет существенно повысить эффективность работы гидропривода в режимах, характеризующихся неравномерным действием нагрузок. При этом он может выполнять следующие функции.

1. Накапливать энергию во время снижения действующих нагрузок и отдавать ее в систему при максимальных нагрузках. Это позволяет снизить требуемую мощность двигателя и улучшить режим его нагружения, а следовательно, увеличить к.п.д. Эту функцию выполняет гидроаккумулятор в системе уравнивания гидроприводных установок для добычи нефти.

2. Служить в качестве источника аварийного питания гидросистемы. Характерным примером может служить аккумуляторная станция для привода оборудования герметизация устья скважины (превентора).

3. Сглаживать пульсации давления жидкости, вызванные неравномерностью подачи объемных насосов, срабатыванием средств управления и динамическими процессами в гидравлических коммуникациях.

В зависимости от механизма накопления и возврата потенциальной энергии различают гидроаккумуляторы грузовые, пружинные и пневматические (газовые).

В гидроприводе нефтепромысловых машин применяются пневматические аккумуляторы, которые конструктивно представляют собой емкости цилиндрической или шаровой формы, находящиеся под давлением и снабженные элементами, предохраняющими от превышения расхода из них сверх максимально допустимого. Несколько аккумуляторов, подсоединенных к одной гидролинии, образуют аккумуляторную станцию.

Для исключения непосредственного контакта жидкости и газа, при котором возможно растворение газа в жидкости, применяют поршневые I, баллонные II и диафрагменные III разделители (рис. 14.9). Для поршневых аккумуляторов характерны повышенные силы трения, инерционность поршня, сравнительно большие масса и габариты, а также низкая надежность уплотнений, особенно при работе в условиях низких температур, в связи с чем они редко применяются в гидроприводах нефтепромысловых машин.

Совершеннее мембранные и баллонные аккумуляторы с разделителями в виде эластичных мембран и баллонов. Наиболее широкое применение нашли аккумуляторы шарового типа, имеющие более высокую прочность, чем цилиндрические, и лучшие массогабаритные показатели. Основными техническими параметрами, характеризующими аккумуляторы, являются номинальное давление p и полезный объем V_n . Полезный объем гидроаккумулятора представляет собой объем жидкости, который можно отобрать из него в ходе изотермического процесса при уменьшении давления на 10 %.

Расчет аккумулятора (рис. 14.10) состоит в определении его полезного объема, который можно найти из выражения

$$V_n = \left[\left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right] V_c, \quad (14.39)$$

где p_0 — давление зарядки при объеме V_c ; p_1 — давление при минимальном объеме газа V_1 ; p_2 — давление при максимальном объеме газа V_2 ; V_c — полный объем гидроаккумулятора.

Относительное падение давления (в %) при отборе определенного объема жидкости с исходным давлением p_1 , соответствующим

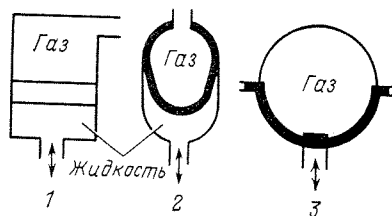


Рис. 14.9. Схемы поршневого (1), баллонного (2) и диафрагменного (3) гидроаккумуляторов

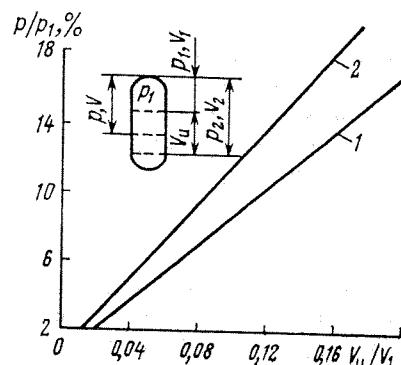


Рис. 14.10. Схема расчета гидроаккумулятора и зависимость падения давления в нем при изотермическом (1) и адиабатическом (2) процессах расширения газа

ющим минимальному объему газа V_1 , до давления p можно представить уравнением

$$\Delta p = \left(1 - \frac{p}{p_1}\right) 100. \quad (14.40)$$

При адиабатическом процессе

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_1 + V_n}\right)^{1.4} = \left(\frac{1}{1 + \frac{V_n}{V_1}}\right)^{1.4}. \quad (14.41)$$

Тогда объем аккумулятора, обеспечивающий необходимый полезный объем, V_n можно рассчитать по уравнению

$$\frac{p}{p_1} = \frac{p_2}{p_1} = 0,9 = \left(\frac{1}{1 + \frac{V_n}{V_1}}\right)^{1.4}, \quad (14.42)$$

откуда

$$V_1 = 12,5 V_n. \quad (14.43)$$

Вид процесса (адиабатический или изотермический) зависит от скорости разрядки гидроаккумулятора. При одинаковом изменении объема падение давления при изотермическом процессе будет меньше, чем при адиабатическом (см. рис. 14.10).

Рассмотренные зависимости справедливы и для газовых аккумуляторов с поршнем или мембраной, в этом случае необходимо лишь учитывать перепад давления, необходимый на преодоление сил трения и инерции разделителя.

§ 12. Гидрокоммуникации

Жесткие трубопроводы для гидроприводов машин изготавливают из труб, выполненных преимущественно из сталей марок сталь 10 и сталь 20. Для гидросистем низкого давления можно применять сварные трубы, а для линий управления и подключения контрольных приборов — медные.

Трубопроводы соединяются разъемными соединениями: шаровыми, торцевыми, с вращающимся кольцом либо с развальцовкой (рис. 14.11). Для трубопроводов, рассчитанных на давление свыше 16 МПа, следует использовать соединение с врезавшимся кольцом, преимущества которого состоят в том, что не требуется приварки ниппелей к трубе и при сборке значительно уменьшается возможность осевого натяга трубопроводов.

Расчет трубопроводов состоит из двух частей: проверки условий прочности при максимальном давлении в гидросистеме и гидравлического расчета.

Для тонкостенных труб, имеющих отношение толщины стенки трубы к наружному диаметру $\Delta/d_n \leq 0,0625$, тангенциальные напряжения разрыва от действия внутреннего давления жидкости можно вычислить по формуле

$$\sigma_t = p \frac{d_{cp}}{2\Delta} \leq [\sigma_t], \quad (14.44)$$

где p — расчетное давление жидкости в гидросистеме, принимаемое равным $(1,2—1,3)p_{раб}$; $d_{cp} = (d_n + d_v)/2$ — средний диаметр трубы; d_n и d_v — соответственно наружный и внутренний диа-

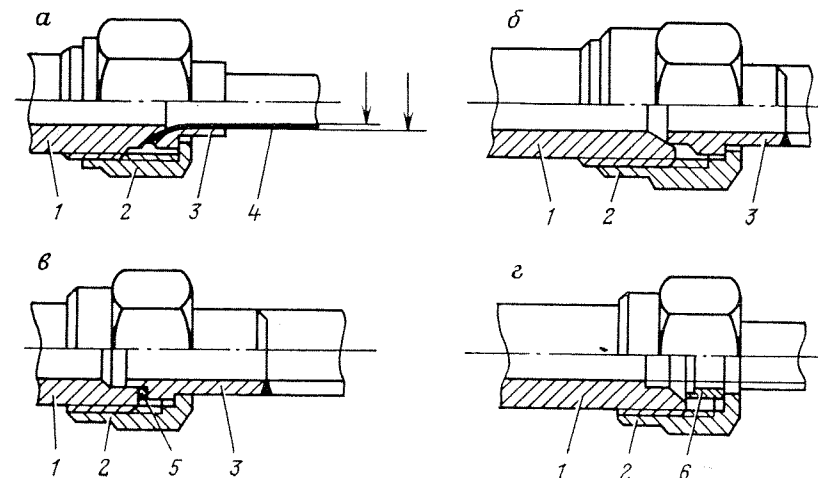


Рис. 14.11. Схемы соединения трубопроводов.

Соединение: а — с развальцовкой; б — шаровое; в — торцевое; г — с врезавшимся кольцом; 1 — присоединительная часть штуцера; 2 — гайка накидная; 3 — ниппель; 4 — труба; 5 — прокладка; 6 — кольцо врезавшееся

метры трубопровода; Δ — толщина стенки трубы; $[\sigma_T]$ — допускаемое напряжение.

Некоторые размеры труб, применяемых для гидрокоммуникаций, приведены ниже.

d_n , мм	4	6	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18
Δ , мм	0,5	1	1	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5
d_n , мм	20	20	22	22	24	24	27	27	30	30	35	35	38
Δ , мм	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1	1,5	1,5

Допускаемые напряжения определяются из соотношения

$$[\sigma_T] = 0,3\sigma_{вр}, \quad (14.45)$$

где $\sigma_{вр}$ — предел прочности.

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления трубопроводов, приведены ниже.

Сталь марки	Сталь 10	Сталь 20	Сталь 35	10Г2	20Х
$\sigma_{вр}$, МПа	340	420	520	480	440

Для толстостенных трубопроводов, имеющих отношение $\Delta/d_n \geq 0,0625$, σ_T определяется по формуле

$$\sigma_T = p \frac{d_n^2 + d_b^2}{d_n^2 - d_b^2}, \quad (14.46)$$

Проверка прочности в местах изгиба трубопроводов осуществляется по формуле

$$\sigma_T = p \frac{d_n^2 + d_b^2}{d_n^2 - d_b^2} \left(1 + 2\omega \frac{d_n^2 + d_b^2}{d_n^2 - d_b^2} \right), \quad (14.47)$$

где

$$\omega = 2 \frac{a-b}{a+b}; \quad (14.48)$$

a и b — соответственно большая и малая полуоси овального сечения трубопровода в месте изгиба. В соответствии с ГОСТом овальность не должна превышать 8—10 %. Кроме того, при изгибе не допускается образование гофр и других дефектов, способствующих снижению прочностных свойств. Минимальный радиус изгиба труб должен быть не менее трех наружных диаметров. Изгибы должны быть в одной плоскости и не находиться в местах сварки.

Выбор диаметра трубопровода d_b осуществляется из условия обеспечения заданного расхода при ограниченных скоростях движения жидкости:

$$d_b = \sqrt{4Q/\pi u}, \quad (14.49)$$

где Q — максимальный расход жидкости в данном трубопроводе;

u — максимальная скорость движения жидкости, принимается в соответствии с данными, приведенными ниже.

Магистраль	Всасывающая	Сливная	Нагнетательная при давлении, МПа:
			$<2,5$ <5 <10 >15
u (не более), м/с	1,2	2	3 4 5 8—10

Гидравлический расчет трубопровода сводится к определению потерь давления, обусловленных наличием распределенного трения по его длине и местными сопротивлениями движению жидкости. Потери в трубопроводах зависят от режима течения рабочей жидкости, который оценивается числом Рейнольдса (Re). Значения Re для труб различных диаметров и различных вязкостей жидкости в широком диапазоне изменения расхода можно найти по номограмме (рис. 14.12).

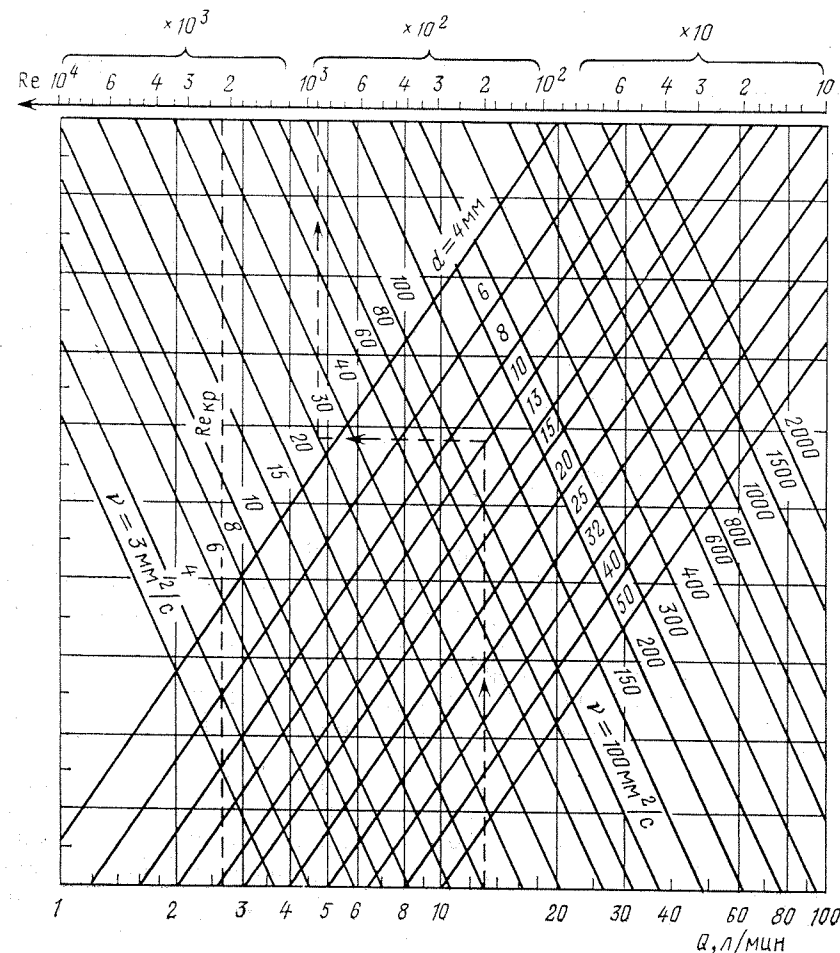


Рис. 14.12. Номограмма для определения числа Рейнольдса

Потери давления между двумя сечениями трубопровода можно вычислить из уравнения

$$\Sigma \Delta p_i = \Delta p_m + \Delta p_\tau + \Delta p_{ин}, \quad (14.50)$$

где Δp_i — потери давления по длине; Δp_m — потери напора на местных сопротивлениях; $\Delta p_{ин}$ — потери инерционной составляющей давления при неустановившемся движении потока.

$$\Delta p_{ин} = \rho l a, \quad (14.51)$$

где ρ — плотность жидкости; l — длина участка трубопровода; a — ускорение (замедление) потока.

Потери по длине трубопровода при турбулентном движении

$$\Delta p = \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{\rho u^2}{2}. \quad (14.52)$$

При расчете гидрокommunikаций используются справочные данные о величинах местных сопротивлений элементов гидросистем (прил. 1, 2).

§ 13. Схемы очистки рабочей жидкости

Качество очистки рабочей жидкости, т. е. удаления из нее механических примесей, содержащихся в самой жидкости или попадающих в нее в виде продуктов износа, коррозии и разложения материалов, оказывает решающее влияние на продолжительность безотказной работы гидропривода. Требования к очистке жидкости возрастают с увеличением рабочего давления и уменьшением зазоров в трущихся парах. Для систем высокого давления, к надежности которых предъявляются повышенные требования, в процессе эксплуатации должна быть обеспечена очистка рабочей жидкости от абразивных частиц, соизмеримых с толщиной граничного масляного слоя, т. е. с линейными размерами более 1 мкм.

Степень (тонкость) очистки обуславливается фильтрующим материалом, применяемым в фильтрах. Фильтрующие элементы делятся на поверхностные (сетчатые, бумажные, тканевые) и объемные (пластинчатые, войлочные, пластмассовые, металлокерамические). Тонкость очистки определяется наименьшим размером частиц, задерживаемых фильтром.

Тонкость очистки некоторых материалов, применяемых в фильтрах нефтепромысловых гидроприводных машин, приведена в табл. 14.9.

По степени очистки условно различают фильтры следующих типов: грубой ($d \geq 100$ мкм), нормальной ($d \geq 10$ мкм) и тонкой ($d \geq 5$ мкм) очистки. Для грубой очистки используют пластинчатые фильтры и фильтры из проволоочной сетки. В нефтепромысловых машинах фильтры грубой очистки применяются в сочетании с фильтрами тонкой очистки из металлокерамики.

При выборе типа фильтра следует стремиться к наименьшему гидравлическому сопротивлению фильтрующего элемента, т. е.

Таблица 14.9

Фильтрующий материал	Минимальный размер частиц, мкм	k
Сетка проволоочная с ячейками, мм×мм:		
0,315×0,315	315	—
0,10×0,10	100	9,91
0,040×0,040	40	2,27
0,020×0,020	20	1,16
Войлок	10—20	0,025—0,035
Картон фильтровальный	4—8	0,012
Металлокерамика из спеченных шариков диаметром, мм:		
0,2	20	0,012
0,15	15	0,0105
0,07	7	0,0093
0,05	5	0,0030
0,03	3	0,0017
0,02	2	0,0014
0,01	1	0,0008
0,005	0,5	0,0007
Пористая пластмасса	1—2	0,001

при прочих равных условиях к наименьшим потерям давления на фильтре.

При разработке конструкций новых фильтров площадь фильтрующей поверхности определяют в зависимости от расхода и вязкости рабочей жидкости:

$$F = \mu Q / (k \Delta p), \quad (14.53)$$

где F — площадь поверхности фильтрующего элемента; μ — коэффициент динамической вязкости фильтруемой рабочей жидкости; Q — расход рабочей жидкости; k — коэффициент удельной пропускной способности фильтрующего материала; Δp — перепад давления на фильтрующем элементе.

Для дисковых фильтрующих элементов площадь фильтрующей поверхности составляет

$$F = \pi (D^2 - d^2) n / 2,$$

где D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры фильтрующей сетки; n — число дисков в пакете.

Для цилиндрических фильтрующих элементов, имеющих в поперечном сечении форму многолучевой звездочки:

$$F = \pi h (D_1 d_1 - d_1^2) / n,$$

где h — высота фильтрующей перегородки; D_1 и d_1 — соответственно наружный и внутренний диаметры фильтрующей перегородки; n — шаг звездочки по внутреннему диаметру.

В процессе фильтрации жидкости пропускная способность фильтра ухудшается, а перепад давления на нем возрастает. От-

ношение площади поверхности фильтрующего элемента к объему жидкости, после прохождения которого пропускная способность падает до нуля, принято называть удельной поверхностью фильтра:

$$\bar{F} = F/W_1, \quad (14.54)$$

где W_1 — объем загрязненной жидкости, после прохождения которого через фильтр происходит полная закупорка пор фильтрующего элемента при перепаде давления 0,1 МПа.

Удельную поверхность $\bar{F}$ различных фильтрующих материалов в зависимости от объемного содержания механических примесей δ можно определить по графикам (рис. 14.13).

Число объемов жидкости, заключенных в гидросистеме и пропущенных через фильтр до полного засорения фильтрующего элемента при перепаде 0,1 МПа, можно определить по формуле

$$n = W_1/W = F/(\bar{F}W), \quad (14.55)$$

где W — емкость гидросистемы.

При повышении перепада давления на фильтре его фильтрующая способность будет восстановлена. Максимальный перепад на фильтре зависит от его расположения и рабочего давления в гидросистеме.

Количество жидкости, пропущенной через фильтр до полного засорения элемента при максимально допустимом перепаде давления Δp , можно найти из выражения

$$n_p = n\Delta p = F\Delta p/\bar{F}W = W_p/W, \quad (14.56)$$

где W_p — объем загрязненной жидкости, после прохождения которого через фильтр пропускная способность его фильтрующего элемента снизится до нуля при перепаде давления Δp .

Срок службы фильтрующего элемента (в ч) определяется отрезком времени, в течение которого перепад давления на фильтре достигает Δp .

$$T = W_p/(60Q). \quad (14.57)$$

Время T определяет промежуток между техническими обслуживаниями гидропривода. Следует иметь в виду, что величина T непостоянна и зависит от фазы эксплуатации и состояния гидропривода в целом.

При эксплуатации машин с фильтрами, у которых фильтроэлементы загрязнены, допускаются потери давления $\Delta p = 0,24$ МПа.

Выбор фильтров для гидросистем нефтепромысловых машин осуществляется по максимальному расходу рабочей жидкости Q , которая должна проходить через фильтр с учетом максимальной подачи насоса и возможности суммирования потоков при различных схемах соединения гидродвигателей. По расходу Q выбирают соответствующий типоразмер фильтра (табл. 14.10).

В гидроприводе нефтепромысловых машин используются как

Рис. 14.13. Зависимость удельной поверхности фильтра от объемного содержания загрязняющих примесей.
Металлокерамика: 1 — $d=6$ мкм; 2 — $d=20$ мкм; 3 — сетка; бумага: 4 — АФБ-1; 5 — АФБ-1к; 6 — АФБ-2; 7 — картон фильтровальный; 8 — фетр

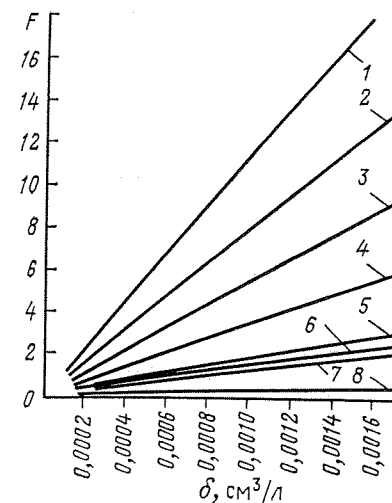
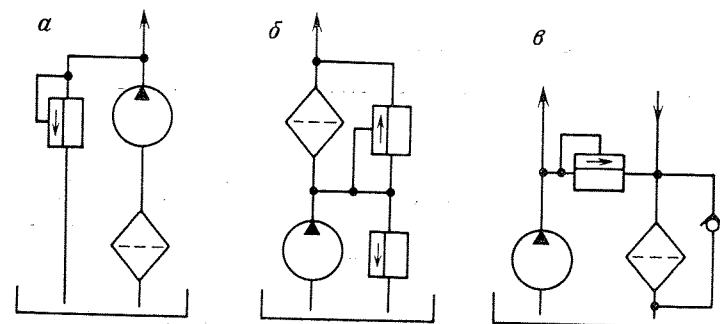


Рис. 14.14. Схемы установки фильтров: а — на всасывающей линии; б — на нагнетательной линии; в — на сливной магистрали



последовательная (полноточная), так и параллельная схемы включения фильтра. При последовательной схеме через фильтр проходит весь поток жидкости, поэтому он должен рассчитываться на полный расход жидкости, участвующей в циркуляции. При параллельном включении поток разветвляется на две части: одна из которых поступает в гидросистему через фильтр тонкой очистки, а другая — минуя его. Это позволяет уменьшить габариты фильтра и сократить потери энергии на нем, обеспечив вместе с тем тонкую очистку всего объема циркулирующей в системе жидкости.

Последовательная схема фильтрации применяется чаще, при этом фильтры могут располагаться на всасывающей линии, линии нагнетания или сливной магистрали (рис. 14.14).

Расположение фильтра на всасывающей линии предотвращает попадание абразива в насос, который наиболее чувствителен к наличию загрязнителей. Однако это ухудшает процесс всасывания и создает условия для кавитации, в связи с чем эту схему можно использовать лишь при наличии подпора насоса.

Таблица 14.10. Основные параметры фильтров

Обозначение фильтра	Номиналь- ная пропуск- ная способ- ность, л/мин	Степень очистки, мкм	Номиналь- ное давле- ние, МПа	Размеры, мм			Материал фильтрую- щего элемента
				диаметр, D	высота H	присое- дини- тельная резьба d_o	
1.1.25-25	63	25	0,63	120	387	M33×2	БФМ
1.1.25-10	63	10		120	387	M33×2	БТ-10П
1.1.32-25	100	25				M42×2	БФМ
1.1.32-40	100	40		120	387	M48×2	ДРКБ
1.1.40-10	160	10		180	555	M48×2	БТ-10П
1.1.40-25	160	25				M48×2	БФМ
1.1.40-40	200	40		168	350	M48×2	ДРКБ
1.1.50-25	250	25		180	625	50*	БФМ
1.1.63-40	400	40			580	63*	ДРКБ
1.1.25-25/16	63	25	1,6	120	364	M33×2	БФМ
1.1.32-25/16	100	25		120	452	M42×2	БФМ

* Фильтры с фланцевым соединением.

При установке фильтра на линии нагнетания от загрязнения предохраняются все элементы гидросистемы, исключая насос. Кроме того, фильтр находится под рабочим давлением, что усложняет его конструкцию, увеличивает массу и габариты. Большая часть серийно выпускаемых фильтров не рассчитана на высокое давление и не может применяться в этой схеме. Поэтому данная схема может использоваться в гидросистемах с рабочим давлением до 5 МПа. Для обеспечения функционирования гидросистемы при засорении фильтра параллельно ему включается напорный клапан.

Наиболее предпочтительна, по сравнению с рассмотренными, схема с фильтром на сливной магистрали, в которой продукты износа задерживаются перед баком, что обеспечивает питание насоса и всех элементов гидропривода очищенной рабочей жидкостью. Фильтр не находится под рабочим давлением, что позволяет применять серийно изготавливаемые фильтры, кроме того, наличие фильтра не ухудшает процесс всасывания насоса.

§ 14. Расчет теплового режима гидропривода

Расчет выполняется для определения максимальной температуры рабочей жидкости в гидросистеме, а также суммарной площади теплоотдающих поверхностей.

Основная причина нагрева — наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода и механические потери в гидродвигателях и насосах.

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в теплоту:

$$\Delta N = N(1 - \eta_{гп}), \quad (14.58)$$

где N — мощность гидропривода; $\eta_{гп}$ — суммарный к.п.д. гидропривода.

Поскольку к.п.д. вновь проектируемого гидропривода неизвестен, для определения ΔN необходимо вычислить составляющие потерь в элементах гидропривода и просуммировать их. При этом необходимо учитывать, что в общем случае потери зависят от времени и их следует определять в среднем за цикл:

$$\Delta N = (\Delta N_1 \Delta t_1 + \Delta N_2 \Delta t_2 + \dots + \Delta N_i \Delta t_i) \Delta t, \quad (14.59)$$

где ΔN_i — потери мощности на i -м режиме работы гидропривода; Δt_i — продолжительность i -го режима работы; Δt — средняя продолжительность цикла.

Среднее количество теплоты, выделяемой в гидроприводе, эквивалентно средним потерям мощности:

$$\Delta N \equiv Q_{ср}. \quad (14.60)$$

Повышение температуры ΔT рабочей жидкости до установившегося значения $T_{ж}$ можно подсчитать по формуле

$$\Delta T = T_{ж} - T_{в} = Q_{ср} / (\sum S_i K_i), \quad (14.61)$$

где $T_{в}$ — температура окружающего воздуха, S_i — площадь внешней поверхности i -го элемента гидропривода, м²; K_i — коэффициент теплопередачи i -го элемента гидропривода, Вт/(м²·°C).

$$K_i = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{т}} + \frac{1}{\alpha_{в}} \right), \quad (14.62)$$

где $\alpha_{ж}$, $\alpha_{в}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно от жидкости к стенке и от стенки к окружающему воздуху; $\delta_{ст}$ — толщина стенки; $\lambda_{т}$ — теплопроводность материала стенки.

Для большинства элементов гидропривода

$$\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{т}} \ll \frac{1}{\alpha_{в}}, \quad (14.63)$$

поэтому для практических расчетов можно принять $K_i = \alpha_{в}$.

Для элементов со скоростями движения жидкости менее 0,1 м/с (гидроцилиндры, баки) и при вязкости рабочей жидкости более 100 мм²/с следует принимать $K_i = 0,7\alpha_{в}$.

Коэффициент $\alpha_{в}$ зависит от наличия обдува оборудования воздухом: при обдуве $\alpha_{в} = \alpha_{вв} + \alpha_{ви}$; без обдува $\alpha_{в} = \alpha_{ве} + \alpha_{ви}$.

Зависимость коэффициента $\alpha_{ве}$, учитывающего теплоотдачу при естественной конвекции, от эквивалентного наружного диаметра приведена на рис. 14.15 для двух значений определяющей температуры, т. е. допускаемой для данной рабочей жидкости.

Зависимость коэффициента $\alpha_{ви}$, учитывающего теплоотдачу излучением от степени черноты ϵ , приведена на рис. 14.16.

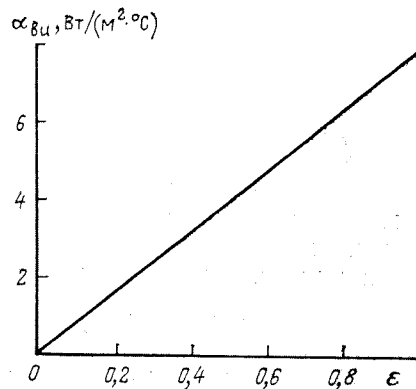
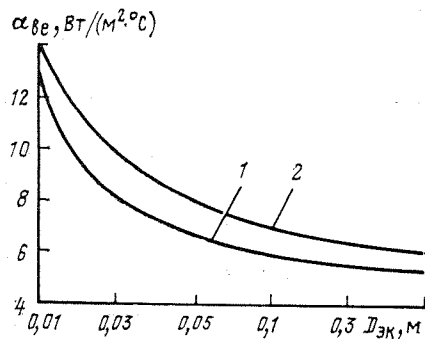


Рис. 14.15. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\alpha_{вс}$ при естественной конвекции от эквивалентного наружного диаметра. Определяющая температура, °C: 1 — 50; 2 — 80

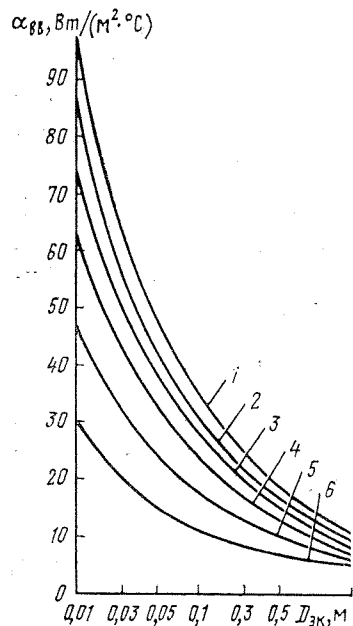


Рис. 14.16. Коэффициент теплоотдачи излучением в зависимости от степени черноты материала гидрооборудования для $t=80$ °C

Рис. 14.17. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при наличии обдува в зависимости от эквивалентного наружного диаметра $D_{эк}$. Скорость обдувающего потока, м/с: 1 — 6; 2 — 5; 3 — 4; 4 — 3; 5 — 2; 6 — 1

Зависимость коэффициента $\alpha_{вв}$, учитывающего теплоотдачу конвекцией при наличии обдува, от эквивалентного наружного диаметра $D_{эк}$ и скорости обдувающего потока представлена на рис. 14.17.

$$D_{эк} = 4S_n/P_n, \quad (14.64)$$

где S_n — наружная поверхность элемента гидропривода, нормальная к тепловому потоку, а при принудительном обдуве — нормальная к направлению потока обдува; P_n — периметр сечения элемента гидропривода. Для трубопровода круглого сечения $D_{эк}$ совпадает с наружным диаметром.

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода

$$\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп} = T_{ж\max} - T_{в\max}, \quad (14.65)$$

где $\Delta T_{уст}$ — перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме; $\Delta T_{доп}$ — максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом; $T_{ж\max}$ — максимальная допустимая температура рабочей жидкости; $T_{в\max}$ — максимальная температура окружающего воздуха.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $T_{уст} \leq T_{доп}$:

$$S_{треб} = E_{пр}/(K_6 \Delta T_{доп}). \quad (14.66)$$

Коэффициент теплопередачи гидробака можно вычислить по формуле

$$K_6 = \theta_{ср}/[\Sigma S_6 (T_{ж} - T_{в})], \quad (14.67)$$

где ΣS_6 — суммарная площадь поверхностей гидробака.

Если суммарная фактическая площадь $S_{пр}$ теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода меньше требуемой по условиям теплообмена $S_{треб}$, то необходимо увеличить эту площадь, например, оребрением бака или установкой теплообменника.

Продолжительность достижения установившегося теплового режима гидропривода можно определить по формуле

$$t_{уст} = \frac{2,3Cm \left[1,3 + \lg \left(1 - \frac{\Delta T_{доп}}{T_{ж\max}} \right) \right]}{\Sigma K_i S_i}, \quad (14.68)$$

где $m = m_m + m_{ж}$ — масса гидропривода и рабочей жидкости; $C = (C_m m_m + C_{ж} m_{ж})/m$ — средняя удельная теплоемкость. Теплоемкость материалов элементов гидропривода C_m и рабочей жидкости $C_{ж}$ приведена в табл. 14.11, 14.12.

В качестве характеристики установившегося теплового режима можно использовать условие

$$T_{ж} = 0,95 T_{ж\max}. \quad (14.69)$$

Таблица 14.11. Удельная теплоемкость металлов C_m , Дж/(кг·°C)

Металл	Истинная удельная теплоемкость при температуре, °C			Средняя удельная теплоемкость в диапазоне температур 0—100 °C
	0	20	100	
Алюминий	880	897	940	910
Сталь	440	452	486	465
Медь	380	384	397	388

Таблица 14.12. Удельная теплоемкость рабочих жидкостей на нефтяной основе
 $c_{ж}$, Дж/(кг·°С)

Температура, °С	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С) при плотности, кг/м³			Температура, °С	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С) при плотности, кг/м³		
	700	800	900		700	800	900
0	2020	1885	1780	60	2260	2110	1985
20	2100	1960	1845	80	2340	2190	2055
40	2180	2030	1915	100	2420	2260	2130
50	2220	2070	1950	120	2520	2340	2200

Нагрев жидкости можно уменьшить повышением к.п.д. гидропривода за счет снижения гидравлических, механических и объемных потерь, применения объемного регулирования вместо дроссельного, рационального конструирования гидробаков, максимального удаления всасывающих линий от сливных магистралей, а также применения систем принудительного охлаждения.

§ 15. Расчет и проектирование объемных гидроприводов

Проектирование — это этап создания изделия, на котором разрабатывают принципиальную схему, технические характеристики, рассчитывают основные рабочие и конструктивные параметры отдельных элементов изделия.

Проектирование начинается с технико-экономического обоснования и разработки технического задания. Техническое задание на разработку гидравлического привода составляют на основе технических характеристик проектируемой машины, нормативных документов отрасли и предприятия и научно-технического опыта.

Техническое задание на проектирование гидропривода должно содержать полные характеристики нагрузок механизма, его кинематические параметры, режимы работы, условия эксплуатации, требования охраны труда. Проектировщик гидропривода должен проверить полноту технического задания и, в случае необходимости, затребовать дополнительные характеристики, в частности соображения по расположению основных агрегатов гидропривода и его габариты. В некоторых случаях регламентируют массу, климатические условия, ремонтпригодность и ресурс привода. Степень унификации и стандартизации рабочих параметров и элементов гидропривода регламентируется отраслевыми нормативными документами.

Как процесс проектирования в целом, так и отдельные его этапы будут в значительной степени зависеть от нагрузочных характеристик машин и механизмов, для которых предназначен гидропривод. Нагрузки, действующие на элементы машин, можно

подразделить на постоянные, переменные, детерминированные и переменные случайные. Для нефтепромысловых машин и механизмов наиболее характерны переменные нагрузки, как детерминированные, так и случайные. Последние могут задаваться в виде функции распределения или плотности распределения. В техническом задании эти зависимости представлены в виде гистограмм, определяющих относительное время работы механизма в различных диапазонах нагрузок. Нагрузочные характеристики дают возможность рассчитать среднюю по времени нагрузку привода:

$$F_{ср} = \sum_{i=1}^m F_{iср} T_i, \quad (14.70)$$

где $F_{iср}$ — среднее усилие или момент в i -м диапазоне нагрузки; T_i — относительное время работы при нагрузке i -го диапазона; m — число диапазонов нагрузки в нагрузочной характеристике.

Режим работы характеризуют временем непрерывной работы, числом пусков, остановок и реверсов механизма в единицу времени. По длительности непрерывной работы различают длительный, часовой и повторно-кратковременный режимы. Режим работы механизма обуславливает выбор допустимой нагрузки привода. Чем больше нагрузка привода, тем больше абсолютная величина потеря энергии, переходящей в теплоту.

Длительный режим характеризуется непрерывной работой машины в течение суток и даже месяцев и установившейся температурой в системе гидропривода. Нагрузка длительного режима работы выбирается из условия, чтобы установившаяся температура гидромашин не превышала 70 °С. Более высокая температура ведет к снижению надежности резиновых уплотнительных элементов гидропривода.

Часовой режим — это циклический режим работы с длительностью цикла не более 1 ч. В этом режиме некоторая часть теплоты идет на нагрев машин и жидкости, температура которых понижается во время остановок привода.

Повторно-кратковременные режимы имеют длительность цикла не более 10 мин и характеризуются относительной длительностью включения двигателя (в %).

$$ПВ = T_{вкл} / (T_{пер} - T_{вкл}), \quad (14.71)$$

где $T_{вкл}$ — время включения механизма; $T_{пер}$ — длительность периода между включениями.

По мере уменьшения $ПВ$ возрастает допустимая нагрузка, так как при этом улучшаются условия теплообмена с внешней средой. Если время включения не превышает 10 мин, а $ПВ$ — 15 %, то режим работы считается кратковременным.

Условия охлаждения гидропривода зависят от температуры окружающей среды, запыленности поверхности привода и других факторов.

В процессе проектирования необходимо учитывать эргономические требования, предъявляемые к органам управления приво-

дом, в частности требования, ограничивающие затраты энергии на управление машиной. Усилия на рукоятках не должны превышать 80 Н, а усилия на педалях — 150 Н. Рекомендуется, чтобы направления движения рукояток и педалей соответствовали направлению рабочего движения механизма. Расположение органов управления должно исключать возможность создания аварийной ситуации и обеспечивать максимальную концентрацию внимания оператора на выполнении технологического процесса. Средства сигнализации, контроля, блокировки и защиты должны надежно предотвращать возникновение аварийных отклонений от режима работы привода.

Исходя из технического задания, конструктор может выбрать тип и схему объемного гидропривода и приступить к его предварительному расчету.

В результате предварительного расчета определяются геометрические, скоростные и силовые параметры объемных гидромашин, а также передаточные числа зубчатых механизмов, входящих в передачу (если в них есть необходимость). По геометрическим, силовым и скоростным параметрам подбираются насосы и гидродвигатели из числа изготавливаемых промышленностью или проектируются специальные гидромашинны для данного привода. После этого проводится предварительный расчет гидравлической системы, системы подпитки и охлаждения. В результате расчета определяются предварительные характеристики подпиточного насоса, площади проходных сечений сеток фильтров, клапанов, охладителей и т. д. Далее осуществляется общая компоновка гидропередачи, а также рассчитывается и конструируется система управления объемными гидромашинными.

Дальнейший этап проектирования — проверочный расчет передачи. Для его выполнения должны быть известны геометрические, механические и гидравлические параметры, включая данные по гидромашинам, системе подпитки, охлаждения, гидросистеме и гидроаппаратам. В результате проверочного расчета окончательно уточняются скоростные, силовые и энергетические параметры гидропривода. Проверочный расчет может выполняться как для всего гидропривода в целом, так и для отдельных его элементов, для расчетного режима работы или экстремальных значений параметров.

Рассмотрим основные элементы проектирования объемного гидропривода для штангового скважинного насоса.

Исходные данные для проектирования. Выбор типа и схемы привода. Исходные данные для проектирования гидропередачи берутся из технического задания. К ним относятся максимальная и минимальная нагрузки в точке подвеса $p_{\max}$ и $p_{\min}$, число двойных ходов в единицу времени n , длина хода штока в точке подвеса штанг S , скорость движения штока nS , нагрузочная характеристика привода.

Тип и схема гидропередачи определяются назначением установки, т. е. характеристиками скважин, для которых проектиру-

ется установка. В зависимости от эксплуатационных факторов установка может быть спроектирована по неуравновешенной либо уравновешенной схеме. Уравновешивания можно достичь применением грузового, гидропневматического или инерционного уравновешивающего устройства.

При выборе схемы установки необходимо учитывать, что применение уравновешивающего устройства способствует повышению к.п.д. установки, однако усложняет ее конструкцию. Кроме того, инерционное и гидропневматическое уравновешивание имеет ограниченную область применения в связи с ростом массы и габаритов либо в связи со снижением эффективности уравновешивания при увеличении длины хода штока гидроцилиндра и усилия на нем.

На основе имеющегося инженерного опыта выбирают номинальное рабочее давление в гидросистеме, зависящее от мощности гидропривода.

Мощность, кВт	...	...	...	...	...
Номинальное давление, МПа	...	...	...	...	...

Используя формулу (14.11), вычисляют диаметр гидроцилиндра, затем по ГОСТу выбирают диаметр штока.

В предварительном расчете пренебрегают диссипативными потерями в магистральных и внутренними утечками жидкости в распределительных и регулирующих устройствах. Потери энергии в гидромашинных учитываются соответствующими к.п.д. (см. табл. 14.2 и 14.5).

Исходя из требуемой скорости установившегося движения поршня, по формуле (14.15) определяют расход жидкости для обеспечения работы гидроцилиндра. По каталогу выбирают насос с рабочим объемом, обеспечивающим необходимую подачу жидкости при фиксированной частоте вращения вала. Определяют мощность насоса, принимая к.п.д. по табл. 14.2.

Допустимые скорости движения жидкости в гидрелиниях выбирают по табл. 14.9, определяют диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов, а также выбирают условный проход D_y гидроаппаратов.

Выбирают схему уравновешивающего устройства и рассчитывают его основные параметры с использованием соответствующих методик.

Предварительный расчет системы подпитки заключается в определении основных характеристик подпиточного насоса и подпиточных магистралей. Исходными данными для расчета системы подпитки служат заданное давление подпитки p_n и объемные к.п.д. силовых гидроцилиндров. По последним подсчитывают расход утечки

$$Q_{yt} = m(1 - \eta_o) Q_t, \quad (14.72)$$

где m — число гидроцилиндров; η_o — объемный к.п.д. гидроцилиндра.

Мощность насоса подпитки определяется по формуле

$$N_{\text{нп}} = p_{\text{п}} Q_{\text{ут}} / \eta_{\text{нп}}, \quad (14.73)$$

где $p_{\text{п}}$ — давление подпитки, принимается в диапазоне (1,25—1,35) $p_{\text{раб}}$; $\eta_{\text{нп}}$ — к.п.д. подпиточного насоса.

Рабочий объем насоса подпитки определяется по формуле

$$q_{\text{п}} = Q_{\text{ут}} / (\eta_{\text{оп}} n), \quad (14.74)$$

где $\eta_{\text{оп}}$ — объемный к.п.д. подпиточного насоса, $\eta_{\text{оп}} \approx 0,98$; n — число двойных ходов в единицу времени.

Расчет системы очистки рабочей жидкости осуществляют, исходя из условия, что фильтр должен пропускать заданный расход жидкости при перепаде давления на нем, не превышающем $\Delta p = 3\Delta p_{\text{ном}} = 0,24$ МПа, где $p_{\text{ном}} = 0,08$ МПа — максимально допустимые потери давления при номинальном расходе и вязкости рабочей жидкости $\nu = 20\text{—}30$ мм²/с.

При расчете фильтра руководствуются данными, изложенными в § 14 настоящей главы, принимая тонкость очистки рабочей жидкости 25 мкм. При расчете сетчатого фильтра площадь его поверхности принимается в 40—50 раз больше площади сечения трубопровода, к которому он подключен. Фильтр должен иметь перепускной клапан, рассчитанный на давление 0,35—0,4 МПа.

Расчет переливного клапана осуществляется исходя из условия перепуска номинального расхода рабочей жидкости в момент срабатывания распределительного устройства, в результате чего происходит перекрытие каналов и резкое возрастание давления в гидросистеме. Этот клапан рассчитывается на максимальное давление

$$p_{\text{мах}} = (1,2\text{—}1,3) p_{\text{ном}}. \quad (14.75)$$

В соответствии с рекомендациями § 14 настоящей главы выбирается диаметр условного прохода клапана D_y , либо рассчитывается площадь проходного сечения клапана по формуле

$$f = Q_{\text{ном}} \sqrt{\rho} / (\mu \sqrt{2\Delta p}), \quad (14.76)$$

где μ — коэффициент расхода, $\mu \approx 0,62$; Δp — перепад давления на клапане при расходе $Q_{\text{ном}}$, $\Delta p \approx 0,2$ МПа; ρ — плотность рабочей жидкости.

Для конусного клапана площадь проходного сечения находится по формуле

$$f = dh \sin \alpha, \quad (14.77)$$

где d — средний диаметр тарелки клапана; h — высота подъема клапана; α — угол конусности клапана.

Из формулы (14.77) следует, что f — величина переменная, зависящая от высоты подъема h . С увеличением h увеличивается f , а следовательно, при постоянном перепаде давления — и расход Q .

В процессе предварительного расчета определяется объем гидробака, при этом значение коэффициента в формуле (14.38), как показали исследования, можно существенно снизить и принять в диапазоне от 0,5 до 1.

Предварительный тепловой расчет осуществляется в соответствии с рекомендациями § 15 настоящей главы исходя из принятых допущений о потерях энергии в гидроприводе.

Предварительный расчет гидропривода служит основой для общей компоновки и разработки гидросхемы привода.

В поверочном расчете рассчитывается система управления, уточняются скорость и закон движения штока, учитываются силы трения в уплотнительных элементах гидромашин, рассчитываются потери на преодоление гидравлических сопротивлений трубопроводов и гидроаппаратов, уточняются параметры уравнивающего устройства и нагрузочная характеристика, рассчитывается мощность приводного двигателя, к.п.д. гидропривода в целом, его температурный режим.

Контрольные вопросы

1. Назовите преимущества объемного гидропривода и область его применения в нефтепромышленном оборудовании.
2. Перечислите основные параметры гидрооборудования.
3. Как выбрать насос для объемного гидропривода?
4. По каким показателям оценивается технический уровень гидромашин?
5. Расскажите о методике расчета силовых гидроцилиндров.
6. Какие параметры являются определяющими при выборе диаметра гидроцилиндров штанговой гидроприводной скважинной установки?
7. Изложите последовательность действий при выборе гидромоторов.
8. Каковы особенности расчета гидромоторов для механизированных ключей?
9. Назовите направляющие и регулирующие гидроаппараты.
10. Как осуществляется выбор основных параметров гидроаппаратов?
11. Как соединяются гидроаппараты между собой?
12. Перечислите требования, предъявляемые к рабочим жидкостям гидросистем.
13. Какие марки рабочих жидкостей применяются в объемном гидроприводе нефтепромышленных машин?
14. Как выбирается объем гидравлического бака?
15. Перечислите требования, предъявляемые к конструкции гидробака.
16. Объясните назначение гидроаккумулятора в объемном гидроприводе.
17. Назовите виды разъемных соединений трубопроводов.
18. Как осуществляется выбор диаметра трубопровода?

19. Какие схемы очистки рабочей жидкости используются в объемном гидроприводе?
20. Какой параметр определяет тонкость очистки рабочей жидкости и как классифицируют фильтры по тонкости очистки?
21. Как определить срок службы фильтра или время между техническими обслуживаниями системы очистки рабочей жидкости?
22. Какие параметры подлежат определению в процессе расчета теплового режима гидропривода?
23. Сформулируйте условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода.
24. Как можно уменьшить нагрев жидкости в гидросистеме?

Глава 15

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДНЫХ ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Принципиальные схемы установок

Замена механического привода штанговых скважинных насосных установок гидроприводом позволяет обеспечить резкое увеличение длины хода штангового насоса, улучшить характеристику закона движения блока подвеса штанг и уменьшить металлоемкость и массу приводной части ШСНУ. Поэтому предпринимались неоднократные попытки гидрофикации ШСНУ, однако большая часть из них оказалась неудачной.

Известно множество схем гидроприводных ШСНУ, но лишь некоторые из них были использованы в реализованных и получивших применение установках [12].

По мере совершенствования конструкции гидроприводных ШСНУ, число их на промыслах постепенно увеличивается. Преимущества гидроприводных ШСНУ позволяют считать, что в ближайшие годы их выпуск резко возрастает, а это позволит значительно повысить эффективность эксплуатации скважин штанговыми насосами.

К настоящему времени определились наиболее рациональные принципиальные схемы гидроприводных ШСНУ. К ним, прежде всего, относятся показанные на рис. 15.1—15.8.

Особенностью установки с гидроприводом, выполненным по «закрытой» схеме (см. рис. 15.1), является использование гидропневматического аккумулятора для обеспечения энергетического баланса при ходах вверх и вниз. Установка имеет силовой гидроцилиндр 1, гидропневматический аккумулятор 8, блок привода — силовой насос с электродвигателем 3, распределитель 7, систему гидравлического реверсирования, состоящую из кранов 2, обратных клапанов 4 и 5, регулируемого дросселя 6, соединенных с уп-

Рис. 15.1. Схема установки с закрытым гидроприводом

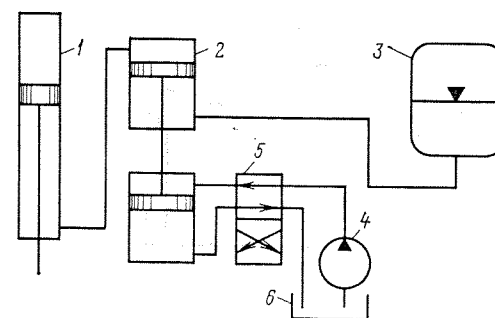
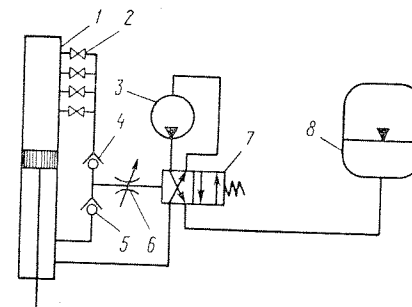


Рис. 15.2. Схема установки с комбинированным приводом

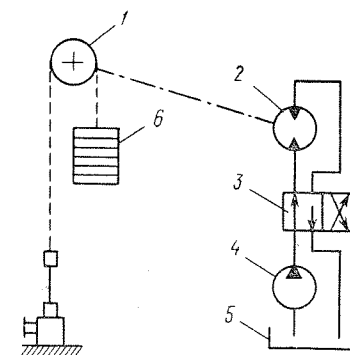


Рис. 15.3. Установка с грузовым уравниванием

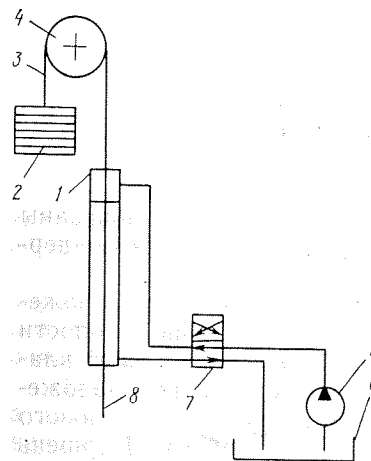


Рис. 15.4. Схема установки с грузовым уравниванием

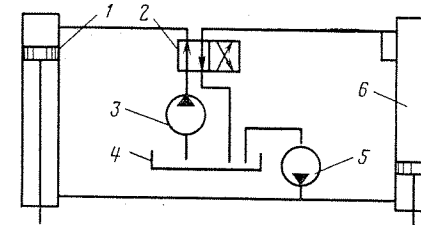
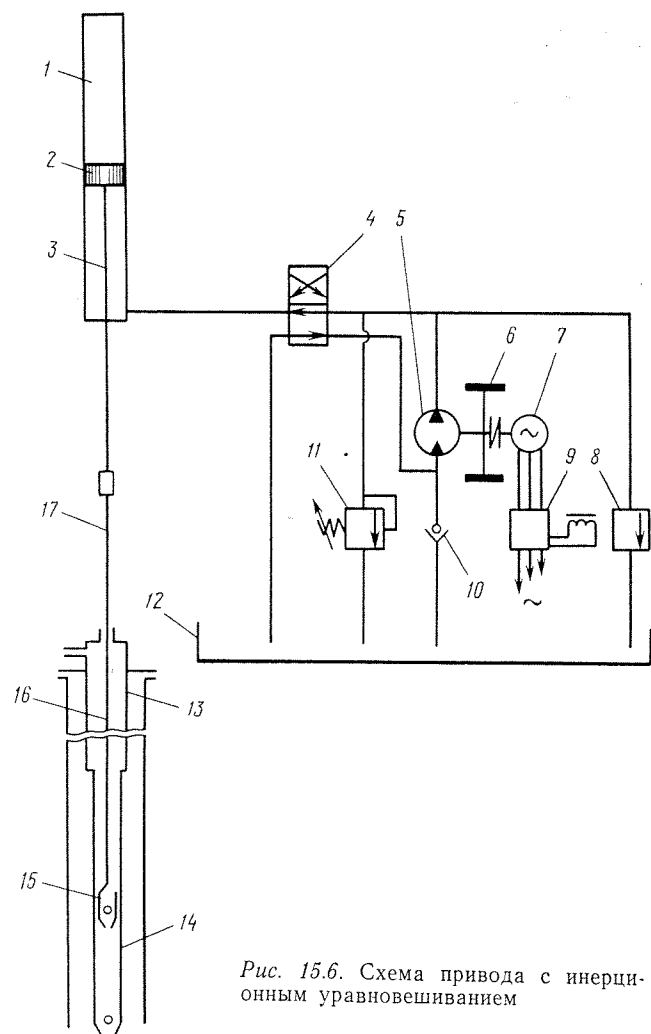
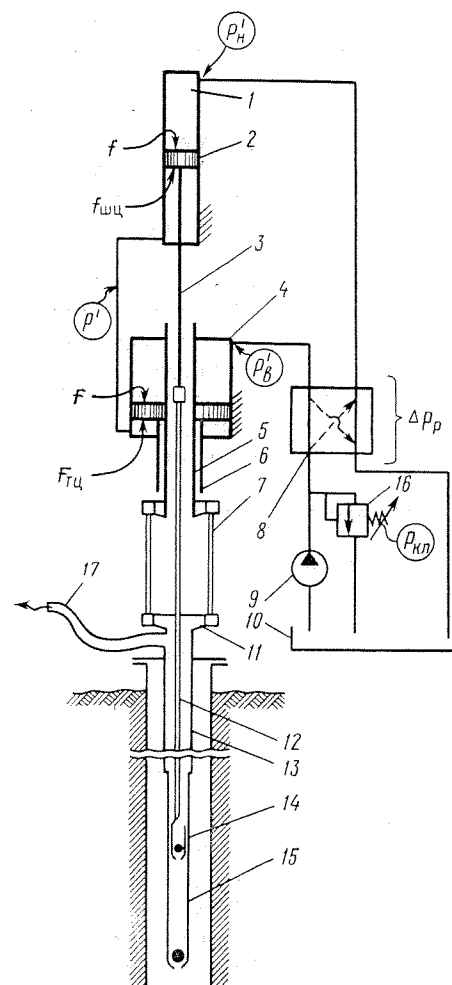


Рис. 15.5. Схема установки с групповым уравниванием



правляющей полостью распределителя 7. На схеме не показаны система компенсации утечек рабочей жидкости и система поддержания давления газа в аккумуляторе.



Установка работает следующим образом: при нижнем положении поршня давление жидкости в левой управляющей полости распределителя 7 близко к атмосферному. Нижний обратный клапан открыт, и золотник распределителя занимает левое положение, жидкость направляется из аккумулятора на прием силового насоса, затем в нижнюю полость силового цилиндра. Поршень цилиндра вместе с колонной штанг перемещается вверх, пока не пройдет мимо одного из верхних окон цилиндра, кран которого открыт. При этом жидкость из подпоршневой полости через от-

крывшийся верхний обратный клапан и дроссель поступит в левую управляющую полость распределителя и, преодолев усилие возвратной пружины, переместит его золотник в правое положение. Жидкость начнет поступать из цилиндра в аккумулятор. Ход поршня вниз будет продолжаться до тех пор, пока нижнее управляющее окно не соединится с надпоршневой полостью, после чего описанный процесс повторится.

Плавность переключения золотника регулируется дросселем, а длина хода поршня — открытием соответствующего крана верхнего управляющего окна (при закрытых остальных).

Известно множество разновидностей конструкций установок, выполненных по данной схеме. В некоторых из них в качестве силового насоса использован центробежный, а в системе ревер-

сирования — распределитель с дифференциальными поршнями, что позволяет обойтись без обратных клапанов в системе реверсирования.

Оценивая эти установки, следует отметить, что их простота кажущаяся, поскольку они должны включать, кроме собственно гидропривода, системы компенсации утечек рабочей жидкости и стабилизации давления воздуха. Каждая из них содержит двигатель, компенсационный насос и компрессор, а также системы распределения и автоматику.

Установки с гидроприводом по комбинированной схеме (см. рис. 15.2) имеют силовой орган — гидроцилиндр 1, шток которого соединен с колонной штанг. Его нижняя полость соединена с верхней полостью верхнего промежуточного цилиндра 2, а подпоршневая полость последнего — с газовым аккумулятором 3. Полости нижнего промежуточного цилиндра через силовой распределитель 5 попеременно соединяются с силовым насосом 4 и баком 6.

Установка работает следующим образом. Система реверсирования управляет силовым насосом, обеспечивая необходимую подачу жидкости и направление потока. При подходе к крайним положениям направление потока жидкости изменяется на противоположное. Давление азота в газовом аккумуляторе 3 подбирается таким, чтобы нагрузка на двигатель при ходе штанг вверх и вниз была бы постоянной.

Несмотря на сложность конструкции, значительные габариты и массу, некоторые неудобства в обслуживании, установки с пневматическим уравниванием имеют большую длину хода точки подвеса штанг, чем балансиры.

В установках с гидроприводом, выполненных по открытой схеме и с грузовым уравниванием (см. рис. 15.3), в качестве аккумулятора энергии используется груз, соединенный гибкой связью со штоком. Гидропривод «открытый». Установка имеет мачту со шкивом 1 (или звездочкой) с перекинутым через него канатом (или цепью). Шкив приводится в действие высокомоментным реверсивным гидромотором 2, рабочая жидкость к которому поступает от силового насоса 4 через золотниковый распределитель 3.

Система реверсирования (на рисунке не показана) обеспечивает переключение распределителя при подходе уравнивающего груза 6 к крайним положениям.

Система компенсации утечек отсутствует, поскольку вся жидкость, протекающая через уплотнения, поступает в бак 5 гидропривода. На рис. 15.4 также показана установка с грузовым уравниванием, но высокомоментный гидромотор заменен в ней силовым цилиндром. Гидропривод также «открытый». Для соединения уравнивающего груза с устьевым штоком используются канаты, переброшенные через два блока, расположенных симметрично в верхней части корпуса. Силовой блок находится в его нижней части. Такая компоновка позволяет монтировать

привод на устье скважины без специального фундамента. К верхнему концу сквозного штока гидроцилиндра 1 крепится гибкий элемент 3, переброшенный через блок 4 и соединяющий его с уравнивающим грузом 2, а к нижнему, выполняющему функции устьевого штока 8, — колонна штанг. Силовой орган — гидроцилиндр — соединен трубопроводами с силовым блоком, в который входят золотниковый распределитель 7, силовой насос 5, переливной клапан, фильтр и бак 6. При работе установки рабочая жидкость подается силовым золотником то в верхнюю, то в нижнюю полости силового цилиндра, поршень которого, перемещаясь вверх и вниз, приводит в движение колонну штанг.

К недостаткам установок с гибкой связью точки подвеса штанг к уравнивающим устройствам относится необходимость применения десяти параллельно соединенных канатов диаметром 12—15 мм при диаметре шкивов 1,5 м для обеспечения приемлемой долговечности при максимальной нагрузке в точке подвеса штанг 8—10 кН. Это приводит к увеличению габаритов установки.

Использование в качестве гибкого элемента цепей делает необходимым применение специальных кожухов для защиты их от пыли и влаги, введение системы смазки. При этом срок их службы также невелик.

К преимуществам использования гибких элементов по сравнению с гидравлическими относится отсутствие систем компенсации утечек.

Установки с взаимным или групповым уравниванием предназначены для привода штанговых скважинных насосов, спущенных в расположенные рядом скважины с близкими параметрами (см. рис. 15.5).

На устье одной из скважин располагается силовой орган — цилиндр и силовой блок, на устье второй — только гидроцилиндр, служащий одновременно уравнивающим устройством. Нижние полости цилиндров 1 и 6 соединены трубопроводом и представляют замкнутый объем, постоянное количество жидкости в котором пополняется насосом 5 системы компенсации утечек из бака 4. Во время работы установки рабочая жидкость насосом 3 через распределительный золотник 2 направляется в верхние полости цилиндров 1 и 6. Направление движения поршней регулируется системой реверсирования, срабатывающей при подходе поршня левого цилиндра к крайним положениям. Правый поршень при этом движется синхронно, но в противоположном направлении. Если объем жидкости в нижних полостях увеличивается в результате работы системы компенсации утечек, то излишек жидкости направляется в верхний трубопровод правого цилиндра через дополнительный канал, открываемый поршнем при подходе к верхнему положению.

К достоинствам группового привода следует отнести возможность получения больших длин ходов точек подвеса штанг и отсутствие специального фундамента, а к недостаткам — необходимость эксплуатации скважин с идентичными параметрами, сни-

жение к.п.д. установки при увеличении расстояния между скважинами и, наконец, высокую металлоемкость установки вследствие большой массы соединительных труб.

Установки с динамическим уравниванием. С применением маховика в качестве уравнивающего устройства уменьшается металлоемкость установок по сравнению с теми, в которых в качестве уравнивающего устройства используется специальный груз или пневматический аккумулятор (см. рис. 15.6).

Установка с динамическим уравниванием включает приводной гидравлический цилиндр 1, поршень 2 которого посредством штока 3, устьевого штока 17 и колонны штанг 16 соединен с плунжером 15 скважинного насоса, цилиндр 14 которого подвешен на колонне 13. Привод установки осуществляется двигателем 7, вращающим вал силового мотор-насоса 5, на котором установлен маховик 6. Гидравлическая схема состоит из силового золотника 4, переливного 11, разгрузочного 8, обратного 10 клапанов, бака 12, а также системы реверсирования, фильтрации и т. п. В электрическую цепь двигателя включено реле тока 9, управляющее электромагнитным приводом разгрузочного клапана 8.

При движении штанг вверх энергия для подъема столба жидкости и колонны штанг подводится от электродвигателя и маховика. При ходе штанг вниз потенциальная энергия штанг посредством гидропривода передается маховику, который ее запасает. Помимо этого, при ходе штанг вниз электродвигатель также передает свою энергию маховику. Таким образом, при ходе штанг вверх кинетическая энергия маховика расходуется на подъем колонны штанг и жидкости, а при ходе штанг вниз маховик накапливает энергию штанг и приводного двигателя.

Неуравновешенные установки. Для неуравновешенного привода штангового скважинного насоса характерно отсутствие уравнивающего устройства. Это означает, что при ходе штанг вверх мощность двигателя затрачивается на подъем колонны штанг и столба жидкости, находящейся над плунжером скважинного насоса, при ходе их вниз двигатель работает вхолостую, а потенциальная энергия штанг превращается в теплоту.

Установка (см. рис. 15.7) состоит из силового органа — гидравлического цилиндра 1, смонтированного над устьем скважины, шток которого соединен с колонной штанг, и силового блока, состоящего из силового насоса 3 и золотника 2. Ряд элементов (переливной клапан, фильтры и т. п.) на схеме не показан. Система реверсирования обеспечивает переключение силового золотника при достижении поршнем крайних положений (на схеме не показана).

При ходе штанг вверх рабочая жидкость подается силовым насосом из бака 4 через золотниковый распределитель в подпоршневую полость цилиндра, и поршень его перемещается вверх. При достижении им верхнего положения и срабатывания системы реверсирования золотниковый распределитель соединяет напор-

ный патрубок силового насоса и нижнюю полость цилиндра с баком. Поршень под действием веса колонны штанг начинает перемещаться вниз, а поток рабочей жидкости от силового насоса направляется в бак.

Гидроприводные штанговые насосные установки с уравниванием колонной насосных труб. Особое место среди гидроприводных установок занимают установки с использованием колонны НКТ в качестве уравнивающего груза, для чего эта колонна подвешивается к «уравнивающему» цилиндру. Принципиальная схема такой установки обеспечивает компоновку всех ее узлов в виде моноблока, монтируемого непосредственно на колонной головке скважины. Таким образом, впервые отказались от сооружения специального фундамента под установку.

Установка состоит из наземной и подземной частей — собственно привода, т. е. станка-качалки, и внутрискважинного оборудования (см. рис. 15.8). Привод имеет корпус (на рисунке не показан), монтируемый на колонной головке скважины. В верхней части корпуса размещен силовой орган — штанговый гидроцилиндр 1, поршень 2 которого соединен штоком 3 и колонной штанг 12 с плунжером 14 скважинного насоса. Ниже силового органа располагается уравнивающее устройство — трубный гидроцилиндр 4, поршень которого соединен полым сквозным штоком 5, тягами 7, траверсой 11 с колонной НКТ 13, в нижней части которой расположен цилиндр 15 скважинного насоса. Цилиндр 4 снабжен также фальшштоком 6, позволяющим изменить эффективную площадь его поршня.

Силовой блок включает в себя насос 9 для подачи рабочей жидкости из бака 10 через распределитель 8 попеременно в верхние полости цилиндров 1 и 4. На выходе насоса установлен переливной клапан 16.

Пластовая жидкость отводится из НКТ в промысловый коллектор гибким шлангом 17.

Установка работает следующим образом. Подаваемая насосом из бака жидкость через распределитель направляется попеременно в верхние полости штангового 1 и трубного 4 цилиндров. В результате их поршни совершают синхронное оппозитное движение, перемещая колонну штанг и труб в противоположных направлениях. Сумма абсолютных перемещений штанг и труб соответствует длине хода штанг относительно труб (без учета их деформаций), т. е. плунжера относительно цилиндра скважинного насоса. Уравнивание установки достигается подбором такого соотношения длин ходов поршней цилиндров, при котором нагрузка двигателя при ходе штанг вверх и вниз будет постоянной. Рабочий цикл скважинного насоса совершается за двойной ход штанг (труб). Пластовая жидкость поднимается по колонне НКТ и отводится через гибкий шланг 17.

Из рассмотренных схем гидроприводных установок наиболее рациональна последняя.

§ 2. Кинематика и динамика движения точки подвеса штанг

Гидропривод скважинного насоса отличается от механического привода с кривошипно-шатунным механизмом отсутствием жесткой кинематической связи ведущего звена с точкой подвеса штанг, что приводит к тому, что скорости и ускорения перестают однозначно зависеть от положения точки подвеса штанг.

Изменение скорости точки подвеса приблизительно показано на рис. 15.9, фазы движения на котором разбиты на три группы: паузы (когда нет движения поршня), неустановившееся (разгон или торможение) и установившееся движение.

Для расчета гидроприводной установки необходимо определить законы изменения перемещения, скорости и ускорения точки подвеса штанг, что целесообразно сделать для гидроприводных установок с использованием для уравнивания колонны НКТ с откачиваемой жидкостью, находящейся в ней. Это наиболее общие зависимости, после несложного преобразования они могут быть распространены на другие способы уравнивания — грузом, пневмоаккумулятором, взаимным уравниванием и т. д.

Принимаются следующие допущения:

нагрузка;

подача силового насоса равномерная;

жидкость в гидроприводе несжимаемая.

Кинематика при установившемся движении. Началу хода поршней штангового и трубного цилиндров предшествует пауза (фаза 1), обусловленная движением золотника распределителя справа налево (см. рис. 15.9) до открытия окон, по которым жидкость подводится от насоса и отводится к цилиндрам. К началу цикла движения золотник распределителя находится в среднем положении и движется равномерно.

После прохождения золотником нейтрального положения рабочая жидкость начинает двигаться от силового насоса по трубопроводу в верхнюю полость трубного цилиндра (фаза 2), а из его нижней полости вытесняется в нижнюю полость трубного ци-

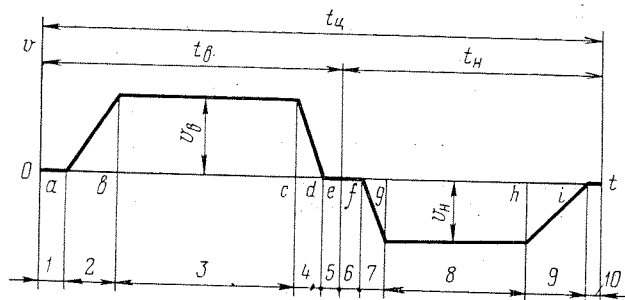


Рис. 15.9. Приближенная закономерность изменения скорости точки подвеса штанг бескривошипных станков-качалок

линдра, перемещая его поршень вверх. Рабочая жидкость из верхней полости штангового цилиндра вытесняется через золотник в бак. Таким образом, поршень трубного цилиндра и соответственно точка подвеса колонны труб начинают перемещаться вниз, а поршень штангового цилиндра и точка подвеса штанг — вверх. Во второй фазе поршни движутся с ускорением. Продолжительность этой фазы зависит от времени, в течение которого поршнем трубного цилиндра будет набрана скорость, при которой объемная скорость движения поршня будет равна подаче насоса. В течение всего этого времени часть рабочей жидкости сбрасывается через переливной клапан в бак. На рис. 15.9 время разгона (фаза 2) обозначено отрезком ab , причем ускорение принято постоянным.

При достижении поршнем трубного цилиндра скорости $v_{тв} = Q/F$ начнется период установившегося движения bc (фаза 3). Скорость движения штанг в этот период с учетом разницы эффективных площадей поршней в верхних и нижних полостях цилиндров составляет

$$v_{шв} = QF_{тн}/(Ff_{шн}) = Qk/(Nf_{шн}k_{ф}),$$

$$\text{где } \tilde{k} = f/F; \quad k_{ф} = f_{шн}/F_{тн}, \quad N = f/f_{шн}.$$

Здесь $F_{тн}$ — площадь эффективного поперечного сечения поршня трубного цилиндра; F — площадь поперечного сечения цилиндра; f — площадь поперечного сечения штангового цилиндра; $f_{шн}$ — эффективная площадь поперечного сечения поршня штангового цилиндра (см. рис. 15.9).

При подходе поршней к крайнему положению срабатывает система реверсирования и начинается переключение распределителя. При этом его гидравлическое сопротивление возрастает, давление на выходе насоса увеличивается и открывается переливной клапан, через который часть потока рабочей жидкости направляется в бак. Период торможения соответствует отрезку cd (фаза 4).

В период, когда золотник распределителя полностью перекрывает его окна (фазы 5, 6), поршни неподвижны. За это время (отрезки de , ef) вся жидкость от силового насоса направляется через переливной клапан в бак.

После прохождения среднего положения золотник распределителя начинает открывать окна и соединяет их таким образом, что поток жидкости от силового насоса направляется в верхнюю полость штангового цилиндра. Рабочая жидкость из нижней полости штангового цилиндра через распределитель вытесняется в бак. При этом поршни движутся с ускорением до тех пор (отрезок fg , фаза 7), пока скорость поршня штангового цилиндра не достигает значения $v_{шн} = Q/F$.

Во время разгона, т. е. пока объемная скорость движения штангового цилиндра вниз меньше подачи силового насоса, избыток рабочей жидкости поступает через переливной клапан в бак.

При достижении поршнем штангового цилиндра скорости $v_{шн}$ весь поток рабочей жидкости от насоса будет направляться в цилиндр и предохранительный клапан закроется (отрезок gh , фаза 8). Скорость перемещения поршня трубного цилиндра при установившемся движении в течение фазы 8 определяется исходя из расхода жидкости, вытесняемой из нижней полости штангового цилиндра. Расход жидкости, подаваемой в нижнюю полость трубного цилиндра, равен $Qf_{шц}/f$. Соответственно скорость перемещения поршня трубного цилиндра вверх определится как $v_{тв} = Qf_{шц}/(fF_{тц}) = Qk_{\phi}/(Nf_{шц})$.

При подходе поршней к крайним положениям опять сработает система реверсирования и начнется переключение золотника (отрезок hi , фаза 9). Гидравлическое сопротивление его увеличится, часть жидкости начнет поступать через переливной клапан в бак.

После остановки поршней следует пауза it (фаза 10), в течение которой окна золотника перекрыты, затем цикл повторяется.

Соотношение скоростей при ходе штанг (труб) вверх и вниз $v_{шв}/v_{шн} = k/k_{\phi}$, а скорости штанг относительно труб в точке их подвески $v_{в} = Qk(1+k_{\phi})/(f_{шц}Nk_{\phi})$, $v_{н} = Q(1+k_{\phi})/(f_{шц}N)$.

Формулы для определения абсолютных и относительных скоростей сведены в табл. 15.1.

Перемещения, скорости и ускорения точек подвеса штанг и труб взаимосвязаны. Это обусловлено постоянством объема жидкости, находящейся под поршнями штангового и трубного цилиндров:

$$l_{ш}f_{шц} = l_{т}F_{тц}. \quad (15.1)$$

С учетом того, что относительное перемещение штанг и труб равно сумме их абсолютных перемещений, т. е. $L = l_{ш} + l_{т}$, будем иметь

$$l_{т} = L \frac{f_{шц}/F}{1 + f_{шц}/F}; \quad l_{ш} = L \frac{1}{1 + f_{шц}/F}. \quad (15.2)$$

Таблица 15.1. Формулы для определения абсолютных и относительных скоростей

Скорость	Направление движения	
	вверх	вниз
Абсолютная:		
штанг	$v_{шв} = \frac{Q\tilde{k}}{f_{шц}Nk_{\phi}}$	$v_{шн} = \frac{Q}{f_{шц}N}$
труб	$v_{тв} = \frac{Qk_{\phi}}{f_{шц}N}$	$v_{тн} = \frac{Qk}{f_{шц}N}$
Относительная	$v = \frac{Qk(1+k_{\phi})}{f_{шц}Nk_{\phi}}$	$v = \frac{Q(1+k_{\phi})}{f_{шц}N}$

Из (15.1) следует, что $l_{ш} = (F_{тц}/f_{шц})l_{т}$.

Продифференцировав по времени, получим $v_{ш} = (F_{тц}/f_{шц})v_{т}$. Аналогичное выражение получим и для соотношения ускорений:

$$\frac{dv_{ш}}{dt} = \frac{F_{тц}}{l_{ш}} \frac{dv_{т}}{dt}. \quad (15.3)$$

Следовательно, изменение перемещения, скорости и ускорения точки подвеса труб можно получить умножением соответствующей формулы для точки подвеса штанг на соотношение $F_{тц}/f_{шц} = l_{ш}/l_{т} = 1/k_{\phi}$, где k_{ϕ} — параметр уравновешенности.

Время двойного хода штанг можно приближенно определить как

$$t_{ц} = \frac{l_{ш}}{v_{в}} \left(\frac{k_{\phi} + \tilde{k}}{k_{\phi}} \right) \frac{2}{1 + \beta}.$$

Выразив $l_{ш}$ через L , получим

$$t_{ц} = \frac{Lf_{шц}N}{Q} \left[\frac{k_{\phi} + \tilde{k}}{\tilde{k}(1+k_{\phi})} \right] \frac{2}{1 + \beta}, \quad (15.4)$$

Число двойных ходов точки подвеса штанг в 1 мин будет характеризоваться выражением

$$n = \frac{60Q(1+\beta)}{2Lf_{шц}} \left[\frac{\tilde{k}(1+k_{\phi})}{N(k+k_{\phi})} \right]. \quad (15.5)$$

Кинематика при неустановившемся движении. Фазу разгона точки подвеса штанг целесообразно разделить на два периода:

- 1) разгон в течение упругого деформирования штанг под действием веса столба жидкости над плунжером скважинного насоса;
- 2) разгон после окончания этого процесса.

На поршни штангового и трубного цилиндров в начале хода штанг вверх (см. рис. 15.8) в период их упругого деформирования при перемещении на x действуют следующие силы.

1. На поршень штангового цилиндра сверху действует усилие, обусловленное перепадом давления Δp_p на распределителе.

2. Снизу на поршень действует усилие, обусловленное давлением жидкости p' в подпоршневой полости. Через шток к поршню приложены сила веса штанг $P_{ш}$, часть веса столба жидкости над плунжером скважинного насоса $P_{ж}x/\bar{x}$, где $\bar{x}$ — перемещение точки подвеса штанг, соответствующее моменту полного переноса веса столба жидкости с труб на штанги.

3. Силы трения $T_{в}$ колонны штанг и деталей установки, с ней связанных.

4. Силы инерции при разгоне штанг во время хода вверх

$$P_{ин, ш} = \frac{P_{ш}}{k_{\omega д}} \frac{dv_{ш}}{dt},$$

где $k_{\omega д}$ — коэффициент, учитывающий изменение ускорения по длине колонны, $k_{\omega д} = 0,5$.

Дифференциальное уравнение равновесия поршня штангового цилиндра будет иметь вид

$$P_{ш} + P_{ж} \frac{x}{\bar{x}} + T_{в} + \frac{P_{ш}}{k_{\omega д}} \frac{dv_{ш}}{dt} + \Delta p_r f - p' f'_{шц} = 0. \quad (15.6)$$

В то же время на поршень трубного цилиндра действуют: сверху — давление подаваемой насосом жидкости $p_{в} - \Delta p_{дин} - \Delta p_{тр} - \Delta p_r$, снизу — давление p' , вес колонны НКТ $P_{т}$, вес кольцевого столба жидкости $P_{к}$, вес части столба жидкости над плунжером скважинного насоса $P_{ж}[1 - (x/\bar{x})]$, силы трения колонны НКТ и деталей установки, приведенные к точке подвеса труб $R_{н}$ силы инерции колонны труб при их разгоне:

$$P_{ин, т} = \frac{P_{т}}{k_{\omega д}} - \frac{dv_{т}}{dt}.$$

В период неустановившегося движения точек подвеса штанг и труб в гидравлической схеме действует давление, развиваемое силовым насосом. Его величина обусловлена настройкой переливного клапана $16 p_{кл}$ (при неустановившемся движении часть потока жидкости направляется в цилиндр, а часть — через переливной клапан в бак).

В процессе переключения распределителя его гидравлическое сопротивление уменьшается от бесконечности до достаточно малой величины, обусловленной сопротивлением внутренних каналов, при его полном открытии. При этом перепад давления на золотнике при его изменяющемся гидравлическом сопротивлении

$$\Delta p_r = \frac{\rho Q^2}{2c^2 \mu^2 t^2} = \frac{\rho}{2c^2 \mu^2} \left(\frac{f_{шц} N k_{ф}}{\tilde{k}} \right)^2 \frac{v_{ш}^2}{t^2}, \quad (15.7)$$

где ρ — плотность жидкости; Q — расход рабочей жидкости через распределитель; c — постоянная, характеризующая объемную скорость; μ — динамическая вязкость, t — время, прошедшее с момента начала переключения.

Разгон жидкости, находящейся в трубопроводах гидросистемы, требует дополнительного давления $\Delta p_{дин} = l_{пр} \rho (dv_{ш}/dt)$, где $l_{пр}$ — приведенная длина трубопроводов с учетом разницы их диаметров.

Протекание жидкости по трубопроводам сопровождается потерей давления на гидродинамическое трение

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l_{пр} v_{ш}^2}{2dg},$$

где d — диаметр трубопроводов.

С учетом всех силовых факторов дифференциальное уравнение равновесия поршня трубного цилиндра будет иметь следующий вид:

$$P_{т} + P_{к} + P_{ж} \left(1 + \frac{x}{\bar{x}} \right) - R_{н} - \frac{P_{т}}{k_{\omega д}} \frac{dv_{т}}{dt} + (p_{в} - \Delta p_{дин} - \Delta p_{тр} - \Delta p_r) F_{ш} - p' F_{т} = 0. \quad (15.8)$$

Полученные выражения (15.3), (15.6) и (15.8) представляют собой систему дифференциальных уравнений первого порядка, которые с учетом того, что в (15.6) и (15.8) присутствует p' , можно свести к одному уравнению второго порядка:

$$P_{т} + P_{к} + P_{ж} - P_{ж} \frac{x}{\bar{x}} - R_{н} - L q_{т} \frac{1}{k_{\omega}} \frac{dv_{т}}{dt} + p_{в} F - \left[l_{пр} \rho \frac{dv_{ш}}{dt} - \lambda \frac{l_{пр} v_{ш}^2}{2dg} - \frac{\rho}{2c^2 \mu^2} \left(\frac{f_{шц} k_{ф}}{\tilde{k}} \right)^2 \frac{v_{ш}^2}{t^2} \right] F - (P_{ш} + T_{в}) \times \times \frac{1}{k_{ф}} - P_{ж} \frac{x}{\bar{x}} - \frac{1}{k_{ф}} - \frac{1}{k_{ф}} \frac{L q_{ш}}{k_{\omega}} \frac{dv_{ш}}{dt} - \frac{f}{k_{ф}} \left[\frac{\rho}{2c^2 \mu^2} \times \times \left(\frac{f_{шц} N k_{ф}}{\tilde{k}} \right)^2 \frac{v_{ш}^2}{t^2} \right] = 0. \quad (15.9)$$

После приведения подобных и упрощения уравнение можно привести к виду

$$G_i x'' + D_i \frac{(x')^2}{t^2} + B_i x + A_i = 0. \quad (15.10)$$

Здесь G — характеризует массу подвижных деталей (штанг, труб, жидкости), приведенную к точке подвеса штанг; D — потери, обусловленные гидравлическими сопротивлениями и зависящие, таким образом, от квадрата скорости; B — усилия, связанные с перемещением точки подвеса штанг; A — постоянные усилия данной фазы работы установки.

Рассматривая по приведенной методике систему сил, действующих на поршни цилиндров в периоды неустановившегося движения, легко убедиться, что тип дифференциального уравнения останется прежним, но его коэффициенты будут переменными.

Значения коэффициентов для различных фаз движения точки подвеса приведены в табл. 15.2, причем составляющие, характе-

Таблица 15.2

Направление движения точки подвеса штанг	Усилия в точке подвеса	
	штанг	труб
Вверх	$P_{шв} = Lg(q_{ш} + q_{ж})(1 + m_{в}) + L\tau_{в}$	$P_{тн} = Lg(q_{т} + q_{к})(1 - m_{в}k_{ф}) - Lr_{н}$
Вниз	$P_{шн} = Lgq_{ш}(1 - m_{н}) - Lr_{н}$	$P_{тв} = Lg(q_{т} + q_{к} + q_{ж})(1 + k_{ф}m_{н}) + Lr_{в}$

Примечание: $q_{ш}$, $q_{т}$ — масса 1 м колонны штанг и насосно-компрессорных труб; $q_{ж}$, $q_{к}$ — масса 1 м столба жидкости над плунжером скважинного насоса и кольцевого столба жидкости, наличие которого обусловлено разницей внутренних диаметров НКТ и цилиндра скважинного насоса; τ и r — средняя интенсивность сил трения, приложенных к колонне штанг и НКТ; m — динамический фактор, определяемый как $m = \omega/g$; ω — ускорение движения точки подвеса колонны штанг; L — глубины подвеса насоса; v , n — индексы, соответствующие ходу точки подвеса штанг вверх и вниз.

ризующие потери давления, обусловленные гидравлическими сопротивлениями трубопроводов или необходимые для разгона жидкости в них, опущены ввиду их малости по сравнению с рабочим давлением.

Уравнение (15.10) нелинейное и неразрешимо в элементарных функциях. Его решение можно получить численными методами. В частности, для приближенных расчетов можно использовать метод Эйлера. В этом случае (15.10) представляется в виде системы из двух уравнений первого порядка с помощью подстановки $x' = z$:

$$z' = -\frac{D}{G} z^2 \frac{1}{t^2} - \frac{B}{G} x - \frac{A}{G}. \quad (15.11)$$

Решить полученную систему уравнений можно при использовании следующего итерационного процесса:

$$z'_k = \frac{D}{G} \left(\frac{z_k}{t_k} \right)^2 - \frac{B}{G} x - \frac{A}{G}; \quad x_{k+1} = x_k + z_k h;$$

$$z_{k+1} = z_k + z'_k h; \quad t_{k+1} = t_k + h,$$

где h — шаг изменения t .

Более точное численное решение можно получить при использовании метода Рунге — Кутты. В этом случае расчеты целесообразно проводить на ЭВМ.

К недостаткам численных методов решения уравнения относятся невозможность определения закономерностей изменения перемещения скоростей и ускорения в общем виде как функции таких, например, факторов как давление срабатывания переливного клапана $p_{кл}$, время переключения золотника, массы элементов внутрискважинного оборудования и т. п.

Для решения этих задач в общем виде воспользуемся разложением функции в ряд Тейлора:

$$x(t) = x(0) + \frac{x'(0)}{1!} (t - t_0) + \frac{x''(0)}{2!} (t - t_0)^2 + \dots + \frac{x^n(0)}{n!} (t - t_0)^n. \quad (15.12)$$

Производные $x'(0)$, $x''(0)$ и т. д. определяются с учетом начальных условий, например при разгоне колонны штанг во время хода вверх в период деформирования $x'(0) = 0$, $x''(0)$ могут быть найдены непосредственно из уравнения (15.10):

$$x'' = -\frac{D}{G} (x')^2 \frac{1}{t^2} - \frac{B}{G} x - \frac{A}{G}. \quad (15.13)$$

Перемещение точки подвеса штанг во времени получим, найдя производные более высоких порядков, дифференцируя выражение (15.13):

$$x(t) = -\frac{A}{2G} t^2 - \left[\frac{2D}{G} \left(\frac{A}{G} \right) - \frac{BA}{G^2} \right] \frac{t^4}{4!} \dots \quad (15.14)$$

Продифференцировав это выражение по времени, определим скорость перемещения штанг:

$$v(t) = -\frac{A}{G} t - \left[\frac{2D}{G} \left(\frac{A}{G} \right) - \frac{BA}{G^2} \right] \frac{t^3}{3!} \dots \quad (15.15)$$

Еще раз продифференцировав, получим выражение для ускорения

$$\omega(t) = -\frac{A}{G} - \left[\frac{2D}{G} \left(\frac{A}{G} \right) - \frac{BA}{G^2} \right] \frac{t^2}{2!} \dots \quad (15.16)$$

Уравнения, характеризующие перемещение, скорость и ускорение на последующих фазах движения точки подвеса штанг, можно получить аналогичным образом, однако в качестве их начальных условий надо принимать значения перемещений и скоростей, соответствующих моменту окончания предыдущей фазы.

Анализ выражения, полученного для определения ускорения в различные фазы движения, показывает, что при разгоне колонны штанг во время хода вверх или вниз ускорение будет максимальным в начальный момент движения, оно зависит лишь от регулировки переливного клапана (т. е. величины $p_{кл}$, входящей в коэффициент A) и массы штанг и труб. По мере разгона точки подвеса ускорение уменьшается.

Продолжительность разгона точки подвеса штанг до установившейся скорости, а также перемещение, соответствующее этому процессу, как показывают расчеты, зависят прежде всего от настройки переливного клапана и в меньшей степени обусловлены регулировкой золотника, т. е. временем его переключения. В общем виде продолжительность разгона штанг может быть больше или меньше времени переключения золотника.

Режим работы гидропривода установки наиболее рационален при равенстве времени разгона точки подвеса штанг до установившейся скорости и времени переключения золотника.

Иначе обстоит дело при торможении точки подвеса колонны штанг во время хода вверх или вниз.

Решение уравнения также можно получить либо численным методом, либо разложением его в ряд Тейлора.

При использовании метода Эйлера решение дифференциального уравнения, описывающего процесс торможения точки подвеса штанг,

$$G_t x'' - D_t (x')^2 \frac{1}{(t_n - t_k)^2} + A_t = 0, \quad (15.17)$$

будет сводиться к решению системы, аналогичной (15.11), и может быть получено с помощью следующего итерационного процесса:

$$z'_k = -\frac{A}{G} + \frac{D}{G} \left(\frac{z}{t_n - t_k} \right)^2; \quad x_{k+1} = x_k + z_k h;$$

$$z_{k+1} = z_k + z'_k h; \quad t_{k+1} = t_k + h,$$

где h — шаг изменения t .

Начальными условиями для решения дифференциального уравнения будут $t_0 = t_{oc}$; $x = l_{ш} - x_{торм}$; $x'(0) = v_{ш}$ (см. рис. 15.9). При этом выражения для перемещения, скорости и ускорения соответственно

$$x(t) = x_0 + v_{ш}t + \left[-\frac{A}{G} + \frac{Dv_{ш}^2}{G(t_{п} - t)^2} \right] \frac{t^2}{2} + \dots; \quad (15.18)$$

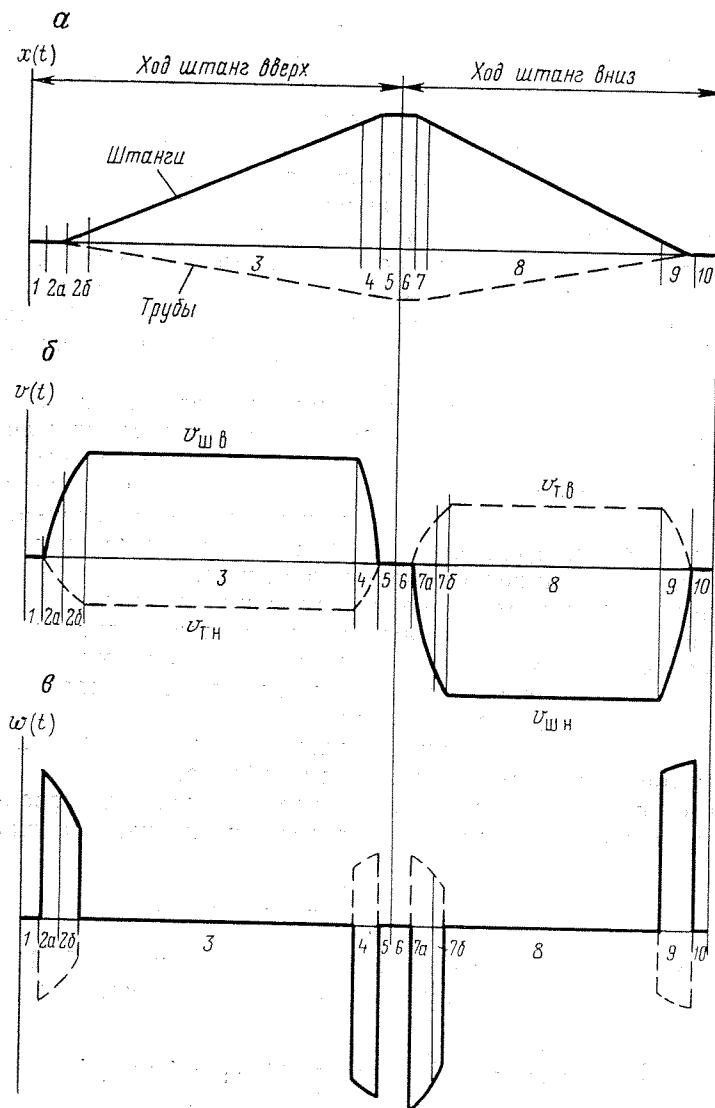


Рис. 15.10. Циклограмма изменения перемещения (а), скорости (б) и ускорения (в) точки подвеса штанг и труб

$$v(t) = v_{ш} + \left[-\frac{A}{G} + \frac{Dv_{ш}^2}{G(t_{п} - t)^2} \right] t + \dots; \quad (15.19)$$

$$\omega(t) = -\frac{A}{G} + \frac{Dv_{ш}^2}{G(t_{п} - t)^2} + 2 \frac{Dv_{ш}^2}{G(t_{п} - t)^2} + \dots \quad (15.20)$$

Графики, иллюстрирующие полученные зависимости, приведены на рис. 15.10. Из рисунка следует, что ускорение точки подвеса штанг максимально в начале движения штанг вверх и может быть определено из (15.16) при условии $x' = 0$, $x = 0$. Тогда $x'' = -A/G$.

Подставив значения постоянных для соответствующей фазы движения, получим

$$x''_{\max} = \frac{P_{т} + P_{к} + P_{ж} - R_{н} - (P_{ш} + T_{в})/k_{ф} + p_{в}F}{Lq_{т} + Lq_{ш}}. \quad (15.21)$$

Аналогично можно определить максимальное ускорение при ходе штанг вниз

$$x''_{\max} = \frac{P_{ш} + P_{ж} - (P_{т} + P_{к})k_{ф} + p_{н}f}{Lq_{т} + Lq_{ш}}. \quad (15.22)$$

Полученные дифференциальные уравнения, характеризующие период неустановившегося движения точки подвеса штанг, можно использовать и для установок других типов.

В установках с использованием в силовом блоке реверсируемых насосов с регулируемой подачей закон движения точки подвеса штанг определяется задаваемым законом изменения его подачи (см. рис. 15.10).

§ 3. Динамика гидроприводных установок

Особенности кинематики движения точки подвеса штанг (а в установках с использованием колонны НКТ в качестве уравновешивающего груза и труб), заключающиеся прежде всего в наличии фаз установившегося движения, длительность которых достаточно велика в общем балансе времени двойного хода, приводят к исчезновению в этот период инерционных составляющих усилия в точке подвеса штанг. В периоды неустановившегося движения в точке подвеса штанг действует комплекс сил, аналогичных обычным ШСНУ.

Для удобства дальнейших расчетов целесообразно представить действующие усилия, определенные ранее, в виде произведений масс 1 м штанг $q_{ш}$, труб $q_{т}$, 1 м столба пластовой жидкости над плунжером скважинного насоса $q_{ж}$ и 1 м кольцевого столба жидкости $q_{к}$, полученного за счет разницы внутренних диаметров цилиндра скважинного насоса и колонны НКТ.

Тогда усилия, действующие в точках подвеса штанг и труб, будут определяться по следующим выражениям.

Усилия в точке подвеса штанг при движении:

$$\text{вверх} \dots \dots \dots P_{шв} = Lg(q_{ш} + q_{ж})(1 + m_{в}) + L\tau_{в}$$

$$\text{вниз} \dots \dots \dots P_{шн} = Lgq_{ш}(1 - m_{н}) - L\tau_{н}$$

Усилия в точке подвеса труб при движении:

$$\text{вверх} \dots \dots \dots P_{тв} = Lg(q_{т} + q_{к} + q_{ж})(1 + k_{ф}'m_{в}) + L\tau_{в}$$

$$\text{вниз} \dots \dots \dots P_{тн} = Lg(q_{т} + q_{к})(1 - m_{н}k_{ф}) - L\tau_{н}$$

Особый интерес представляет определение максимальной вибрационной составляющей P_i . Используя решение задачи о напряжениях, возникающих при ударе по призматическому стержню, получим

$$P_i = f_{ш} E \frac{v}{a} (1 + 0,3m), \quad (15.23)$$

где $f_{ш}$ — площадь поперечного сечения штанг; E — модуль упругости материала штанг; v — скорость перемещения точки подвеса штанг в момент восприятия ими усилия от столба жидкости; a — скорость распространения звука в металле; m — отношение массы штанг к массе столба жидкости.

Максимальной эта сила будет в том случае, если процесс деформирования штанг закончится раньше, чем точка подвеса штанг начнет двигаться с установившейся скоростью. Подставив полученное значение установившейся скорости штанг или труб (см. табл. 15.2), получим силу P_i для штанг и труб

$$P_i = f_{ш} E \frac{Q_k}{f_{шц} N k_{ф} a} \left[1 + 0,3 \frac{q_{ж}^2 - q_{ш} q_{ж} \rho_{ж} / \rho_{ш}}{q_{ш} (q_{ж} + q_{к}) - q_{ш}^2 \rho_{ж} / \rho_{ш}} \right],$$

где $\rho_{ж}$ и $\rho_{ш}$ — плотности жидкости и материала штанг соответственно.

Проведя преобразования, получим максимальное усилие при ходе штанг вверх

$$P_{\max} = Lg \left[q_{ж} + q_{ш} \left(1 + \frac{m_{\max} k_{ф}}{2} \right) \right] + P_i. \quad (15.24)$$

Аналогичным образом можно найти минимальную нагрузку (рис. 15.11).

С учетом полученных зависимостей можно построить теоретическую динамограмму усилий в точках подвеса штанг и труб. Она будет представлять собой сумму диаграмм от статических сил и дополнительных нагрузок, обусловленных колебательными процессами в колонне штанг и труб (см. рис. 15.11). Разности ординат точек B и B_1 , D и D_1 соответствуют дополнительной нагрузке P ,

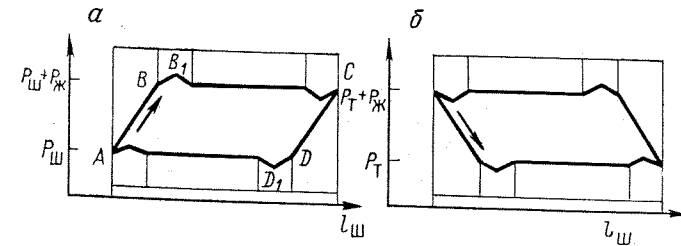


Рис. 15.11. Диаграмма усилий в точках подвеса штанг (а) и труб (б)

которая в зависимости от направления движения суммируется со статическими силами или вычитается из них.

Особенность динамограммы установок с гидроприводом — отсутствие поворота их по часовой стрелке, как и у балансирных станков-качалок, что обусловлено наличием ярко выраженных участков с неустановившимся и установившимся движением.

Расчет уравнивания гидроприводных установок. Уравнивание гидроприводных установок, как и установок с механическим приводом, необходимо для обеспечения эксплуатации установки с двигателем минимально возможной мощности. Объемный гидропривод позволяет использовать в качестве уравнивающих устройств аккумуляторы различных типов.

Рассмотрим условия уравнивания гидроприводных установок основных типов. Расчет уравнивания гидроприводных установок заключается в определении параметров уравнивающего устройства (давления в аккумуляторе, момента инерции маховика и т. п.), при которых будет обеспечен необходимый режим работы приводного двигателя.

Уравнивание установок рассчитывается при условии постоянства мощности приводного двигателя при ходе штанг вверх и вниз, что, как будет показано в дальнейшем, соответствует условию минимума его мощности.

Поскольку в рассматриваемом гидроприводе применяются насосы объемного действия с жесткой характеристикой (давление, развиваемое насосом, не зависит от подачи жидкости), то в дальнейшем вместо рассмотрения мощности можно перейти к давлению, развиваемому насосом. Эта величина будет пропорциональна мощности.

Уравнивание установок с закрытой схемой и пневматическим аккумулятором. При использовании пневматических аккумуляторов (см. рис. 15.1) их объем выбирается таким, чтобы давление газа при полном ходе поршня штангового цилиндра изменялось не более чем на 5—10 %.

Уравнения, характеризующие условие равномерного движения поршня без учета сил трения и инерции штангового цилиндра вверх и вниз, будут соответственно иметь вид

$$\frac{p_{ш} + p_{ж}}{f_{шц}} = \Delta p_{в} + p_{ак}; \quad \frac{p_{ш}}{f_{шц}} + \Delta p_{н} = p_{ак}, \quad (15.25)$$

где $(p_{ш} + p_{ж})/f_{шц}$ — давление в нижней полости штангового цилиндра с эффективной площадью поршня $f_{шц}$ при ходе штанг вверх; $p_{ш}/f_{шц}$ — то же, при ходе штанг вниз; $\Delta p_{в}$, $\Delta p_{н}$ — перепад давления на насосе соответственно при ходе штанг вверх и вниз; $p_{ак}$ — давление газа в пневмоаккумуляторе, принимаемое постоянным в течение времени двойного хода.

Сложим левые и правые части (15.25), преобразовав их, получим давление, которое надо создать в аккумуляторе, чтобы обеспечить условие уравновешенности:

$$p_{ак} = \frac{p_{ш} + p_{ж}/2}{f_{шц}}. \quad (15.26)$$

Полученное выражение по структуре сходно с выражением для определения уравновешивающего груза балансирующего станка-качалки.

Уравновешивание установок с комбинированной схемой и пневматическим аккумулятором. При равномерном движении вверх или вниз баланс сил, действующих на шток установки (см. рис. 15.3), будет соответственно иметь вид

$$P_{ш} + P_{ж} = p_{в}f_{шц} + p_{ак}F; \quad P_{ш} + p_{н}f_{шц} = p_{ак}F, \quad (15.27)$$

где $f_{шц}$ — эффективная площадь поршня штангового цилиндра; F — эффективная площадь поршня уравновешивающего цилиндра; $p_{в}$, $p_{н}$ — давление, развиваемое насосом при ходе штанг вверх или вниз.

Проведя преобразования, аналогичные преобразованиям выражения (15.26), получим

$$p_{ак} = \frac{P_{ш} + P_{ж}/2}{F}. \quad (15.28)$$

Это выражение по своей структуре идентично (15.27), говорит о том, что тип гидросхемы (закрытая, комбинированная, открытая) не влияет на параметры уравновешивающего устройства, а обеспечивает изменение условий работы насоса. Так, при закрытой схеме он работал с подпором на всасывании, а при комбинированной и открытой — без него. Это свойство различных схем необходимо учитывать при выборе конструкций насоса при проектировании установки.

Уравновешивание установок с инерционным приводом. При использовании в качестве уравновешивающего устройства маховика (см. рис. 15.6) основным параметром, подлежащим определению, является его момент инерции J .

Работа, совершаемая двигателем при ходе штанг вверх:

$$U_{в} = l(P_{ш} + P_{ж}) - U_{у}; \quad (15.29)$$

при ходе штанг вниз

$$U_{н} = U_{у} - P_{ш}l, \quad (15.30)$$

где $U_{у}$ — работа, совершаемая маховиком за счет использования кинетической энергии, накапливаемой и отдаваемой за один двойной ход.

Время хода штанг вверх и вниз с учетом коэффициента асимметрии цикла $\alpha = t_{в}/t_{н}$

$$t_{в} = \alpha T / (1 + \alpha); \quad t_{н} = T / (1 + \alpha),$$

где T — время двойного хода.

Средняя мощность двигателя при ходе штанг вверх и вниз соответственно

$$N_{в} = \frac{U_{в}}{t_{в}} = \frac{l(P_{ш} + P_{ж}) - U_{у}}{\alpha T / (\alpha + 1)}; \quad N_{н} = \frac{U_{н}}{t_{н}} = \frac{U_{у} - P_{ш}l}{T / (\alpha + 1)}. \quad (15.31)$$

Исходя из условия уравновешенности $N_{в} = N_{н}$, найдем энергоемкость уравновешивающего устройства, при которой установка будет уравновешена:

$$U_{у} = l[P_{ш} + P_{ж}/(1 + \alpha)]. \quad (15.32)$$

В случае симметричного цикла работы установки, при $t_{в} = t_{н}$, когда $\alpha = 1$, выражение в квадратных скобках составит $p_{ш} + p_{ж}/2$, т. е. по своей структуре будет соответствовать полученным ранее.

Энергия U , поглощаемая или выделяемая маховиком, определяется работой, совершаемой им:

$$U_{у} = J \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2},$$

где $\omega_{\max}$, $\omega_{\min}$ — максимальные и минимальные частоты вращения маховика соответственно.

Используя полученные выражения, найдем момент инерции маховика, необходимый для уравновешивания установки:

$$J = \frac{[P_{ш} + P_{ж}/(1 + \alpha)] 2l}{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}. \quad (15.33)$$

Уравновешивание установок с использованием колонны НКТ в качестве уравновешивающего груза. Определим условие уравновешенности установок этого типа (см. рис. 15.8) с учетом всех силовых факторов, действующих в течение двойного хода.

Баланс сил, действующих на поршень штангового цилиндра:

$$P_{шн} + p_{н}f - P_{тв} \frac{f_{шц}}{F_{тц}} = 0. \quad (15.34)$$

Аналогично для поршня трубного цилиндра при ходе штанг вверх

$$P_{тн} + p_{в}F - P_{шв} \frac{F_{тц}}{f_{шц}} = 0. \quad (15.35)$$

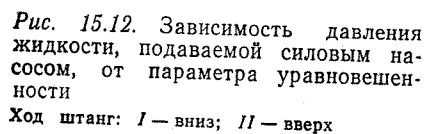


Рис. 15.12. Зависимость давления жидкости, подаваемой силовым насосом, от параметра уравниваемости

Ход штанг: I — вниз; II — вверх

$$\tilde{f}/f_{\text{шл}} = N, \quad \tilde{f}_{\text{шл}}/F_{\text{тл}} = k_{\Phi}, \quad \tilde{f}/F = \tilde{k} \quad (15.36)$$
$$\begin{aligned} p_{\text{B}} &= P_{\text{WB}} \tilde{k} / f_{\text{WU}} N k - P_{\text{TH}} \tilde{k} / f_{\text{WU}} N; \\ p_{\text{H}} &= P_{\text{TB}} k_{\Phi} / f_{\text{WU}} N - P_{\text{WH}} / f_{\text{WU}} N. \end{aligned} \quad (15.37)$$
$$p_B = \frac{1}{k_\Phi} C_1 + k_\Phi C_2 + C_3;$$

$$p_H = k_\Phi^2 C_4 + k_\Phi C_5 + C_6; \quad (15.38)$$

$$C_1 = \frac{L_{\text{Д}} k}{N f_{\text{шн}}} [(q_{\text{ш}} + q_{\text{ж}})(1 + m_{\text{в}}) + \tau_{\text{в}}/g]; \quad C_2 = \frac{L_{\text{Д}} k}{N f_{\text{шн}}} [m_{\text{в}}(q_{\text{т}} + q_{\text{к}})];$$

$$C_3 = \frac{L_{\text{Д}}}{Nf_{\text{шд}}} [r_{\text{н}}/g - (q_{\text{т}} + q_{\text{к}})]; \quad C_4 = \frac{L_{\text{Д}}}{Nf_{\text{шд}}} m_{\text{н}} (q_{\text{т}} + q_{\text{к}} + q_{\text{ж}}); \quad (15.39)$$

$$C_5 = \frac{L_d}{N f_{\text{шц}}} (q_r + q_k + q_{\text{ж}} + r_{\text{в}}/g); \quad C_6 = \frac{L_d}{N f_{\text{шц}}} [\tau_{\text{н}}/g - (1 - m_{\text{н}}) q_{\text{ш}}].$$

Линии 1—3 соответствуют ходу штанг вверх, линии 4—6 — вниз, линиями 2, 5 показаны зависимости для установившегося движения поршней, линиями 1, 4— для ускоренного, линиями 3, 6 — для замедленного.

Из рис. 15.12 следует, что с уменьшением параметра уравновешенности повышается давление, которое необходимо развивать силовому насосу при ходе штанг вниз, и снижается давление, которое необходимо развивать при ходе штанг вверх.

Таким образом, для любой фазы движения точки подвеса штанг давление определяется кривыми, построенными в соответствии с (15.38) и (15.39), причем в зависимости от динамического фактора характер изменения давления соответствует одной из кривых каждого семейства.

Необходимо отметить, что в частном случае (см. рис. 15.8) давление при неустановившемся движении штанг вверх и вниз постоянно и определяется настройкой переливного клапана $p_{\text{кл}}$.

$$Dk^3 + Ak^2 + Bk + C = 0, \quad (15.40)$$
$$A = q_{\text{ж}} + q_{\text{т}} + q_{\text{к}} + r_{\text{б}}/g - q_{\text{т}}m_{\text{б}}\tilde{k} + q_{\text{к}}m_{\text{б}}\tilde{k};$$

$$B = -q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}m_{\text{H}} + \tilde{k}q_{\text{T}} + \tilde{k}q_{\text{K}} + \tau_{\text{H}}/g - \tilde{k}r_{\text{H}}/g;$$

$$C = -q_{\text{ш}}(1 + m_{\text{Б}})\tilde{k} - q_{\text{ж}}(1 + m_{\text{Б}})\tilde{k} - \tau_{\text{Б}}\tilde{k}/g;$$

$$D = q_{\text{ж}} m_{\text{н}} + q_{\text{т}} m_{\text{н}} + q_{\text{к}} m_{\text{н}}.$$

Как следует из анализа полученного выражения, при установившемся движении точки подвеса штанг, т. е. при $m=0$, уравнение (15.40) превращается в обычное квадратное уравнение вида

$$A'k^2 + B'k + C' = 0, \quad (15.41)$$

коэффициенты которого

$$A' = q_{\text{Ж}} + q_{\text{T}} + q_{\text{К}} + r_{\text{Б}}/g;$$

$$B' = -q_{\text{ш}} + \tilde{k}q_{\text{T}} + \tilde{k}q_{\text{K}} + \tau_{\text{H}}/g - \tilde{k}r_{\text{H}}/g;$$

$$C' = -q_{\text{ш}}\tilde{k} - q_{\text{ж}}\tilde{k} - \tau_{\text{Б}}\tilde{k}/g.$$

Анализируя полученные зависимости, легко установить, что параметр равновесия не зависит от глубины подвески насоса L , а определяется во время любой фазы движения линейными плотностями колонны штанг, труб, кольцевого столба жидкости и столба жидкости над плунжером скважинного насоса. При неустановившемся движении параметр равновесия зависит также от значения динамического фактора m .

Таким образом, при соотношении длин ходов точек подвеса штанг и труб, равном значению параметра, полученного из уравнения (15.40), будет обеспечено условие уравновешенности установки, т. е. $k_p = k_f$, где k_p — параметр уравновешенности, полученный из уравнения (15.40), k_f — фактический параметр уравновешенности, характеризующий отношение длин ходов точки подвеса труб и штанг на установке. Таким образом, k_p — параметр, характеризующий работу внутрискважинного оборудования с точки зрения уравновешенности, а k_f — параметр, характеризующий работу

наземной части установки. Значение k_p обусловлено характеристиками элементов внутрискважинного оборудования — диаметрами колонн штанг, труб, скважинного насоса и т. п.; k_ϕ — соотношение длин ходов, которое обеспечивается гидроприводом, оно зависит от соотношения эффективных площадей поршней штангового и трубного цилиндров. В течение двойного хода k_p изменяется, например, вследствие непостоянства значения m , а k_ϕ — постоянен. Таким образом, в общем случае Δk отлично от нуля: $k_\phi - k_p = \Delta k$. Значение Δk может быть отрицательным, положительным и равным нулю.

Таким образом, установка будет уравновешена при условии равенства расчетного и фактического параметров равновесия.

Необходимо отметить, что аналогичное увеличение или уменьшение давления, развиваемого насосом при разгоне или торможении штанг, будет происходить при использовании описанных способов уравнивания.

Как указывалось, уравнивание установки обусловлено равенством фактического параметра уравновешенности расчетному, вычисленному для режима установившегося движения штанг и труб.

Для определения k_p необходимо решить уравнение (15.41), положительный корень которого определяется по формуле

$$k_p = \frac{1}{2(q_T + q_K + q_J)} \left[-\tilde{k}q_T - \tilde{k}q_K + q_{\text{ш}} + \sqrt{(\tilde{k}q_T + \tilde{k}q_K - q_{\text{ш}})^2 + 4(q_T + q_K + q_J)(\tilde{k}q_{\text{ш}} + \tilde{k}q_J)} \right]. \quad (15.42)$$

Как следует из полученных зависимостей, условие равновесия можно обеспечить при соответствии отношения длин ходов труб и штанг параметру уравновешенности k_p , являющемуся функцией плотностей элементов внутрискважинного оборудования и столба жидкости.

Установку можно уравновесить, изменяя соотношение длин ходов точек подвеса, штанг и труб, т. е. соотношения эффективных площадей поршней штангового и трубного цилиндров, либо изменяя плотность элементов внутрискважинного оборудования.

§ 4. Мощность приводного двигателя гидроприводных установок

Мощность привода ШСНУ определяется полезной работой, производимой установкой в единицу времени, особенностями изменения усилия на ведомом звене преобразующего механизма, к. п. д. наземной и подземной частей установки.

Полезная мощность, затрачиваемая непосредственно на совершение полезной работы, определяется произведением $Q_n H$ (где Q_n — подача скважинного насоса, H — высота подъема пластовой жидкости) и не зависит от типа привода.

При гидравлическом приводе штанговых скважинных насосов мощность приводного двигателя

$$N = \frac{1}{\eta_n \eta_{\text{п}}} Q p, \quad (15.43)$$

где $\eta_{\text{п}}$, η_n — к. п. д. подземной и наземной частей установки соответственно; Q — подача силового насоса гидропривода; p — давление, развиваемое силовым насосом (или перепад давления на насосе), для совершения полезной работы по подъему пластовой жидкости.

Подача силового насоса Q определяется требуемым числом двойных ходов в минуту точки подвеса штанг, геометрическими размерами силового органа и особенностями закона движения точки подвеса штанг:

$$Q = f_{\text{шц}} l 2n (\eta_Q + 1),$$

где $f_{\text{шц}}$ — площадь эффективного поперечного сечения поршня штангового цилиндра; l — длина хода поршня, равная длине хода точки подвеса штанг; n — число двойных ходов в минуту; η_Q — коэффициент, характеризующий отношение объема жидкости Q , протекающей через различные аппараты, например, через переливной клапан, в бак, к объему, направленному в цилиндр в течение одного двойного хода.

Определим давление, развиваемое силовым насосом, в установках различных типов при условии их полного уравнивания, т. е. при $p_{\text{в}} = p_n$ в периоды установившегося движения.

Установка с закрытой схемой и пневматическим аккумулятором.

Перепад давления на силовом насосе $\Delta p = \Delta p_{\text{в}} = \Delta p_n$ можно определить по (15.25). Вычтя из первого уравнения второе, получим

$$\Delta p = P_{\text{ж}} / (2f_{\text{шц}}). \quad (15.44)$$

Отсюда следует, что давление, необходимое для совершения полезной работы, определяется весом половины столба жидкости, находящейся над плунжером скважинного насоса.

Установка с комбинированной схемой и пневматическим аккумулятором (см. рис. 15.1). Для совершения полезной работы требуется давление, определяемое аналогичным приемом: из первого уравнения (15.27) необходимо вычесть второе. Ответ будет идентичен выражению (15.44):

$$p = P_{\text{ж}} / (2f_{\text{шц}}).$$

В установках с инерционным приводом (см. рис. 15.6) давление, развиваемое силовым насосом при ходе штанг вверх (при ходе штанг вниз он работает в режиме мотора), определяется из выражения

$$p = (P_{\text{ш}} + P_{\text{ж}}) / f_{\text{шц}}. \quad (15.45)$$

Мощность двигателя, расходуемую на совершение полезной работы, можно найти, исходя из условия уравниваемости

$N_B = N_H$. Для этого сложим левые и правые части уравнений (15.31). При $\alpha = 1$ получим

$$N_H = P_{ж} l / t_{ц}, \quad (15.46)$$

т. е. средняя мощность, расходуемая на совершение полезной работы за время двойного хода, определяется отношением полезной работы по подъему столба жидкости $P_{ж}$ на длину хода штанг к времени двойного хода $t_{ц}$.

Установки с использованием колонны НКТ в качестве уравновешивающего груза. Давление силового насоса можно определить по (15.37).

Учитывая только значения усилий, обусловленных весом труб, штанг и жидкости, после сложения левых и правых частей получим

$$p = \frac{P_{ж} (1 + k_{\phi}) \tilde{k}}{f_{шц} (k_{\phi} + \tilde{k})} \approx \frac{P_{ж}}{2f_{шц}}. \quad (15.47)$$

Как следует из приведенных расчетов, определение давления, необходимого для совершения полезной работы, не представляет сложности.

Сложнее рассчитать к. п. д. привода, который определяется не только прямыми потерями энергии, обусловленными, например, трением, но и расходом энергии при работе переливного клапана и т. п.

Рассмотрим этот вопрос на примере установки с уравновешиванием НКТ.

Определим давление жидкости, подаваемой силовым насосом, при условии уравновешенности установки. Сложив левые и правые части уравнений (15.38) и (15.39), предварительно подставив в них постоянные C_1 — C_6 , после упрощения и приведения подобных получим следующую зависимость:

$$p = \frac{\tilde{k}}{Nf_{шц} (k + \tilde{k})} [P_{ш} (m_B + m_H) + P_{ж} (1 + m_B + k_{\phi} + k_{\phi}^2 m_H) + T_B + T_H + k_{\phi}^2 p_T (m_B + m_H) + k_{\phi}^2 p_K (m_B + m_H) + k_{\phi} (R_H + R_B)]. \quad (15.48)$$

Обозначим $p = n_{\Sigma} p_{\text{полез}}$, где n_{Σ} — коэффициент, учитывающий сумму потерь в приводе. Коэффициент n_{Σ} можно определить, разделив левые и правые части выражений (15.48) и (15.47):

$$n_{\Sigma} = \frac{k_{\phi} + \tilde{k}}{Nf_{шц} (k + \tilde{k})} \left[P_{ш} (m_B + m_H) + P_{ж} (1 + m_B + k_{\phi} + k_{\phi}^2 m_H) + \frac{\tau_B + \tau_H}{q_{жг}} + \frac{q_T}{q_{ж}} k_{\phi}^2 (m_B + m_H) + k_{\phi} \frac{r_B + r_H}{q_{ж}} \right].$$

Этот коэффициент характеризует потери давления рабочей жидкости, подаваемой при работе установки.

Окончательно давление рабочей жидкости, подаваемой силовым насосом, можно выразить следующим образом:

$$p = \frac{P_{\text{полез}}}{\eta_H \eta_H} (1 + n_{\text{дин}} + n_{\text{тр}}) n_{\Delta k}, \quad (15.49)$$

где

$$n_{\text{дин}} = (m_B + m_H) \left[\frac{q_{ш}}{q_{ж}} + k_{\phi}^2 \left(\frac{q_T + q_K}{q_{ж}} \right) \right] + m_B + k_{\phi} + k_{\phi}^2 m_H; \quad (15.50)$$

$$n_{\text{тр}} = \frac{\tau_B + \tau_H}{q_{жг}} + \frac{r_B + r_H}{q_{жг}} k_{\phi}; \quad (15.51)$$

$n_{\Delta k}$ — коэффициент, характеризующий степень уравновешенности установки. При полном уравновешивании установки $n_{\Delta k} = 1$.

В течение времени двойного хода давление, развиваемое силовым насосом, изменяется (рис. 15.13): в начале хода штанг вверх оно больше, поскольку происходит разгон движущихся частей установки. Влияние неустановившегося движения учитывается коэффициентом $n_{\text{дин}}$ (15.50).

При установившемся движении поршней давление насоса выше p из-за наличия сил трения как в наземной, так и в подземной части установки — они учитываются коэффициентом $n_{\text{тр}}$ (15.51).

При торможении штанг давление уменьшается, так как ускорение отрицательное, а усилие в точке подвеса штанг уменьшается.

Изменение давления в течение одного цикла работы установки обуславливает неравномерность загрузки двигателя, поэтому мощность можно определить следующим образом:

$$N = \frac{1}{\eta_H \eta_{\text{дв}}} Q \sqrt{\frac{1}{t_{ц}} \int_0^{t_{ц}} p^2(t) dt}, \quad (15.52)$$

где η_H — к. п. д. силового насоса; $\eta_{\text{дв}}$ — к. п. д. двигателя; Q — подача силового насоса гидропривода; $t_{ц}$ — продолжительность двойного хода.

После подстановки в (15.52) полученных ранее зависимостей и упрощения получим формулу для определения мощности двигателя

$$N = \frac{Q}{\eta_H \eta_{\text{дв}}} L q_{жг} \frac{\Omega}{f_{шц}} n_{\Delta k} \times \sqrt{(1 + n_{\text{тр}} + n_{\text{дин}})^2 \alpha + (1 + n_{\text{тр}})^2 \beta + (1 + n_{\text{тр}} + n_{\text{дин}})^2 \gamma}, \quad (15.53)$$

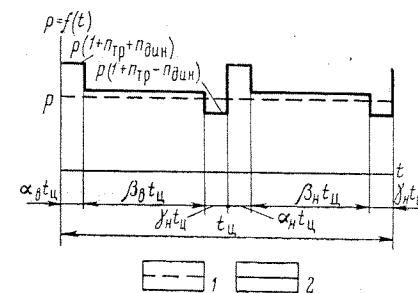


Рис. 15.13. Зависимость изменения давления жидкости, подаваемой силовым насосом в течение двойного хода штанг:

1 — среднее давление; 2 — изменение давления в течение двойного хода

где α , β , γ — соответственно доля времени движения точки подвеса штанг с ускорением, замедлением, а также доля установившегося движения в общем балансе времени двойного хода;

$$\Omega = (1 + k_{\Phi}) \tilde{k} / [N(k_{\Phi} + \tilde{k})].$$

§ 5. Расчет и конструирование гидроприводных установок и их элементов

Конструирование гидроприводных установок состоит из определения:

- 1) требований к параметрическому ряду установок и построения самого ряда;
- 2) основных принципов функционирования элементов или блоков каждой установки и построения схем каждого типоразмера установки параметрического ряда;
- 3) рациональной компоновки элементов установки;
- 4) характеристик основных блоков установок в соответствии с параметрами данного типоразмера;
- 5) гидравлического и прочностного расчета и конструирования блоков установки в соответствии с требуемыми характеристиками установки в сборе.

Рассмотрим каждый этап.

1. При формулировке требований к параметрическому ряду установок исходят из технико-экономического обоснования рациональной области использования типоразмеров с уточнением минимальных и максимальных дебитов, глубины подвесок скважинных насосов, ориентировочных расходов на подъем 1 м^3 жидкости на поверхность, металлоемкости типоразмеров и других показателей, что позволяет определить число необходимых типоразмеров и их главные параметры. В качестве критерия при определении этих значений можно принять минимум стоимости установок всего параметрического ряда с учетом фонда скважин, эксплуатация которых должна обеспечиваться типоразмерами ряда.

2. Определение основных принципов функционирования элементов или блоков установки проводится с учетом множества факторов. К общим характеристикам установки добавляются также особенности обслуживания установок, их транспортировки к месту эксплуатации, технологии монтажа на устье скважины. При этом, исходя из опыта эксплуатации установок с различными типами уравнивающих устройств и силовых органов, определяют те основные принципы функционирования каждого блока, которые в конкретных граничных условиях работы типоразмера будут оптимальными.

Так, например, при поиске схемы, обеспечивающей наименьшую металлоемкость, целесообразно использовать эмпирическую зависимость массы установки от ее основных параметров — длины хода и максимального усилия в точке подвески штанг:

$$Q = \alpha L^m + \beta p,$$

где α , β , m — коэффициенты, характеризующие конструктивные параметры, свойственные данной схеме установки: α — массу привода установки, приходящуюся на 1 м длины хода устьевого штока; β — отношение массы уравнивающего устройства к максимальной нагрузке в точке подвески штанг; m — обусловлен особенностями кинематической схемы. Для балансирных станков-качалок $m = 1,8 - 2,4$, для длинноходовых балансирных станков-качалок $m = 1 - 1,05$.

3. Определение рациональной компоновки блоков должно обеспечить минимальные габариты установки в целом, особенно по вертикали, возможность доступа к необходимым деталям и узлам для осмотра, регулировки или замены в условиях промысла. При компоновке установки необходимо учитывать воздействие внешних факторов не только при ее работе, но и при транспортировке, монтаже и хранении. Как обычно, рациональное решение этой задачи возможно лишь в случае оптимальной увязки всех задач, составляющих главную, конечную, т. е. компоновку всех блоков в установку.

Так, например, с точки зрения высоты целесообразно использование варианта взаиморасположения цилиндра силового органа и уравнивающего устройства, приведенного на рис. 15.8, позволяющего при одинаковой длине хода уменьшать высоту установки на 25—30 %, а при использовании общего устьевого и силового штока штангового цилиндра — на 30—35 %.

При определении схемы конструкций, параметров уравнивающего устройства, блока, привода необходимо учитывать требования унификации отдельных деталей и узлов. Целесообразно в пределах наибольшего числа типоразмеров ряда установок обеспечить взаимозаменяемость прежде всего сменных изнашивающихся деталей — поршней, уплотнений штоков, уплотнений неподвижных соединений, а также предельно возможного числа деталей изделий.

4. Расчет и конструирование главных узлов установки проводятся на основе окончательно принятых их параметров и характеристик. Они предусматривают выполнение гидравлических и прочностных расчетов, определение размеров отдельных деталей, входящих в узлы, при которых будет обеспечена «внешняя» их характеристика.

Прочностные и гидравлические расчеты деталей типа цилиндров, штоков, крышек цилиндров и их резьбовых соединений проводятся по методикам, достаточно подробно описанным в курсах «Детали машин» и «Объемный гидропривод», и поэтому в данном учебнике не рассматриваются.

Специфичны расчеты по определению длин ходов поршней цилиндров и их диаметров.

Определение диаметральных размеров блока штангового цилиндра. Эффективная площадь поршня соответствует диаметру поршня штангового цилиндра и определяется прежде всего подачей силового насоса, заданной долговеч-

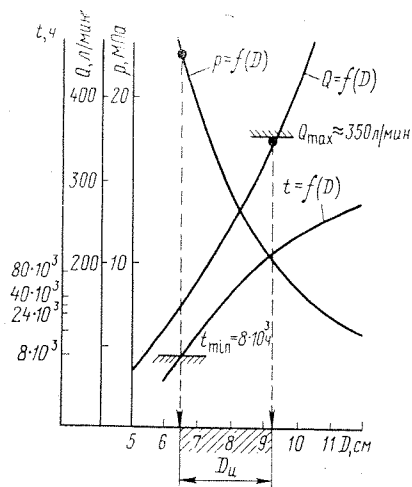


Рис. 15.14. Изменение основных параметров гидропривода в зависимости от диаметра поршня штатгового цилиндра:

$p=f(D_{ц})$ — давление, развиваемое силовым насосом; $Q=f(D_{ц})$ — подача жидкости силовым насосом; $t=f(D_{ц})$ — долговечность уплотнений штатгового цилиндра; $D_{ц}$ — диаметр поршня штатгового цилиндра

Ограничивающий фактор здесь — подача силового насоса Q , которая в настоящее время для насосов массового выпуска при приемлемых к. п. д. не превышает 300 л/мин. Таким образом, l ограничивает расчетный диаметр снизу, а сверху он ограничивается давлением, при котором уплотнение поршня обеспечивает заданную долговечность, т. е. в конечном счете межремонтный период установки.

Взаимосвязь рабочего давления p и долговечности уплотнения t характеризуется зависимостью $t=Cp^{-3}$, где C — константа, зависящая от типа уплотнения и его конструктивных особенностей.

Тогда с учетом усилия в точке подвеса штатг диаметр поршня приближенно можно определить по формуле:

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4p_{\max}}{\pi [p]}}.$$

Таким образом, минимальный диаметр поршня определяется допустимым давлением, при котором обеспечивается необходимая долговечность. Тогда диаметры поршней штатговых цилиндров в зависимости от грузоподъемности типоразмеров установок конкретного параметрического ряда, состоящего, например, из четырех типоразмеров, для обеспечения равных долговечностей установок должны быть следующими.

ностью уплотнения поршня при данной грузоподъемности установки. Следует иметь в виду, что в установках с уравновешиванием колонной НКТ давление жидкости, подаваемой силовым насосом при открытой схеме гидропривода, не зависит однозначно от нагрузки в точке подвеса штатг установки, а давление жидкости, воспринимаемое уплотнением поршня, т. е. в подпоршневой полости цилиндра, полностью зависит от нее. Минимальное давление жидкости, подаваемой силовым насосом, ограничено его максимальной подачей $Q_{\max}$ (см. рис. 15.14). Связь между диаметром поршня $D_{ц}$ (без учета площади штока) и подачей силового насоса Q с длиной хода устьевого штока l и числом двойных ходов n приближенно можно выразить так:

$$D_{ц} = \sqrt{2Q/(\pi ln)}.$$

Максимальное усилие на устьевом штоке, кН	30	60	80	100
Диаметр поршня, мм	60	80	90	105

Таким образом, если за исходную величину взять усилие на устьевом штоке, то число цилиндрических групп, а следовательно, число аппаратов и коммуникаций должно соответствовать числу типоразмеров установок, т. е. было бы необходимо иметь их по четыре размера.

Используем следующий принцип унификации: число унифицированных запасных частей для всех установок ряда должно быть меньше или равно числу запасных частей, специализированных для каждого размера установки в пределах ряда, а трудоемкость ремонтов установок при введении унифицированных запасных частей не должна увеличиваться по сравнению с использованием не унифицированных деталей. Тогда можно определить рациональный диаметр поршня цилиндра для всех типоразмеров.

Для гидроприводных установок

$$D_{ц} \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{\sqrt[3]{\theta}}{4,64 [p]} + f_{шт} \right)}, \quad \theta = \sum N_i p_i^3,$$

где $f_{шт}$ — площадь поперечного сечения штока, определенная исходя из условий прочности при максимальном усилии на устьевом штоке для всех установок ряда.

Значение θ определяется исходя из существующего фактического распределения установок N_i различных типов или по данным имеющегося прогноза на ближайшие годы.

При условии нормального распределения грузоподъемностей установок θ можно определить из выражения

$$\theta = [k_y (P_{\max}) P_{\max}]^3 \left\{ \frac{100 \Delta x}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(p_i - p_{ср})^2}{2\sigma} \right] \right\}.$$

При выполнении установок всех типоразмеров со штатговыми цилиндрами одного унифицированного диаметра можно получить приемлемую разницу между их долговечностями, т. е. между межремонтными сроками работы этого узла в установках.

Определение линейных размеров силовых цилиндров. Длины хода поршней штатгового и трубного цилиндров связаны с паспортной длиной хода штатг относительно труб следующими соотношениями: $l_{т} = k_{ф} L / (k_{ф} + 1)$; $l_{шт} = L / (k_{ф} + 1)$. Следовательно, для какой-либо установки при одной и той же паспортной длине хода штатг относительно труб, но различных параметрах уравновешенности $k_{ф}$ абсолютные длины хода штатг и труб различны. Но так как установка должна обеспечивать паспортную длину хода при изменении параметра равновесия в диапазоне от $k_{\min}$ до $k_{\max}$, то длины ходов поршней следует выбирать с некоторым запасом. Максимальная длина хода поршня должна обеспечить суммарную паспортную длину хода во всем заданном диапазоне изменений параметра равновесия. Для штатгового цилиндра максимальная длина хода соответствует минимальному

параметру равновесия, а для трубного цилиндра — максимальному.

Зависимость длины хода от высоты установки характеризуется коэффициентом запаса хода, определяемого отношением длины максимально возможного относительного хода штанг к паспортному значению, т. е.

$$\Delta = \frac{L_{\max}}{L} = \frac{1}{k_{\min} + 1} + \frac{k_{\max}}{k_{\max} + 1}.$$

Коэффициент запаса хода Δ — функция диапазона изменения параметра равновесия, т. е. $k_{\min}$ и $k_{\max}$. Необходимость обеспечения паспортной длины хода во всем теоретически возможном диапазоне изменения параметра равновесия от 0,1 до 1 увеличивает максимальную длину хода в 1,41 раза, что ведет к соответствующему изменению габаритов и массы установки. Поэтому при проектировании установки целесообразно исходить из фактического диапазона изменения параметра уравниваемости, а если установка проектируется для использования в конкретном районе, то можно еще более уменьшить диапазон изменения k , учитывая местные традиции и перспективы развития (в зависимости от номенклатуры применяемых труб, штанг, насосов).

Таким образом, длина хода поршня штангового и трубного цилиндров при заданном диапазоне изменения параметра равновесия $k_{\min} - k_{\max}$ должна определяться по формулам

$$l_{\text{ш}} = L\Delta/(1 + k_{\min}); \quad l_{\text{т}} = L\Delta k_{\max}/(1 + k_{\max}),$$

где $\Delta = f(k_{\min}, k_{\max})$ — коэффициент запаса хода.

Относительно большая высота гидроприводных установок при малых поперечных сечениях обуславливает необходимость обеспечения их достаточной прочности как в вертикальном положении (т. е. когда установка смонтирована на устье скважины), так и при транспортировке и такелажных работах (т. е. в горизонтальном положении).

В первом случае конструкция должна обеспечивать необходимую устойчивость и несущую способность, соответствующую грузоподъемности установки, что, в свою очередь, должно обеспечиваться устойчивостью и прочностью всех ее элементов, включая раму, стыки, крепеж.

Во втором случае конструкция должна обладать необходимой прочностью и жесткостью в горизонтальном положении с опорами на транспортные или такелажные устройства, т. е. в положении, когда установка подвергается изгибу под действием собственного веса.

§ 6. Пример расчета объемного гидропривода штангового скважинного насоса

Требуется спроектировать привод штангового скважинного насоса для эксплуатации скважин, имеющих следующую характеристику: подача 25 т/сут; глубина фильтра 1300 м, ста-

тический уровень $h_c = 850$, коэффициент продуктивности пласта $K_{\text{пр}} = 1,45$ т/(сут · МПа); показатель в уравнении притока $m = 0,94$; плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³; оптимальный дебит 0,5—0,6 от максимального; максимальное буферное давление на устье скважины $p_6 = 0,98$ МПа.

1. Определим максимальный дебит $Q_{\max}$. Для этого подставим заданные значения в уравнение притока:

$$Q_{\max} = K_{\text{пр}} \left[\frac{\rho}{10} (H - h_c - l_{\min}) \right]^m = 0,145 [(1300 - 850 - 50)]^{0,94} = 46,48 \text{ т/сут.}$$

Минимальное погружение скважинного насоса под уровень жидкости принято $l_{\min} = 50$ м, следовательно, оптимальный дебит составит примерно 25 т/сут.

2. Найдем динамический уровень

$$h_d = \frac{10}{\rho} \left(\frac{Q}{K_{\text{пр}}} \right)^{1/m} + h_c = \frac{10}{1} \left(\frac{25}{1,45} \right)^{\frac{1}{0,94}} + 850 \approx 1050 \text{ м.}$$

С учетом глубины погружения под уровень жидкости длина подвески $L = 1100$ м.

3. По диаграмме А. Н. Адонина находим, что необходимый дебит может обеспечить насос с диаметром плунжера $D_{\text{пл}} = 43$ мм.

Диаметр колонны НКТ принимаем равным 73 мм (внутренний диаметр 62 мм). Конструкцию колонны примем из штанг диаметром 22 мм (32 %), 19 мм (28 %), 16 мм (40 %).

4. Принимаем схему установки с грузовым уравниванием НКТ.

5. Учитывая требования унификации установок, примем диаметр штангового цилиндра $d = 80$ мм, а трубного $D = 180$ мм.

Отношение площадей гидроцилиндров

$$\tilde{k} = d^2/D^2 = 80^2/180^2 = 0,197.$$

Диаметр штока штангового гидроцилиндра примем по ГОСТ 6540—75 $d_{\text{шт}} = 32$ мм. Диаметр штока (фальшштока) трубного гидроцилиндра вычисляем из условия уравнивания привода.

6. Определим значение параметра уравниваемости k_p , которое гидропривод должен обеспечить. Для этого найдем линейную плотность элементов внутрискважинного оборудования. Исходя из выбранных диаметров НКТ, насоса и штанг получим: линейную плотность столба жидкости $q_{\text{ж}} = 1,52$ кг/м; среднюю линейную плотность колонны НКТ в воздухе $q_{\text{т}} = 9,53$ кг/м; среднюю линейную плотность кольцевого столба жидкости, обусловленную разницей внутреннего диаметра НКТ и диаметра плунжера скважинного насоса, $q_{\text{к}} = 1,499$ кг/м.

Вычислим среднюю линейную плотность штанг:

$$q_{\text{шт. пр}} = \frac{l_{\alpha}}{L} q_{\alpha} + \frac{l_{\beta}}{L} q_{\beta} + \frac{l_{\gamma}}{L} q_{\gamma} = 0,32 \cdot 2,75 + 0,28 \cdot 2,05 + 0,4 \cdot 1,54 = 2,03,$$

где $q_\alpha, q_\beta, q_\gamma$ — линейная плотность штанг различного диаметра; $l_\alpha, l_\beta, l_\gamma$ — относительные длины участков колонн штанг различного диаметра.

Величины $q'_{ж}$ и $q'_{к}$, обусловленные наличием буферного давления, определим по формулам

$$q'_{ж} = f_{н} p_6 / (Lg) = 15,2 \cdot 10^{-4} \cdot 9,8 \cdot 10^5 / (1100 \cdot 9,81) = 0,138 \text{ кг/м};$$

$$q'_{к} = f_{к} p_6 / (Lg) = 14,99 \cdot 10^{-4} \cdot 9,8 \cdot 10^5 / (1100 \cdot 9,81) = 0,136 \text{ кг/м}.$$

Значения $f_{н}$ и $f_{к}$ для заданного сочетания НКТ и насоса определены по справочным данным.

Найдем параметр уравновешенности, не учитывая буферного давления, т. е. значения $q'_{ж}$ и $q'_{к}$ принимать во внимание не будем. Подставим полученные значения линейных плотностей элементов внутрискважинной части установки в формулу

$$k_p = \frac{-\tilde{k}q_{т} - \tilde{k}q_{к} + q_{ш} + \sqrt{(\tilde{k}q_{т} + \tilde{k}q_{к} - q_{ш})^2 + 4(q_{т} + q_{к} + q_{ж})(\tilde{k}q_{ш} + \tilde{k}q_{ж})}}{2(q_{т} + q_{к} + q_{ж})};$$

$$k_p = \frac{1}{2(9,53 + 1,499 + 1,520)} [-0,197 \cdot 9,57 - 0,197 \cdot 1,499 + 2,03] +$$

$$+ \sqrt{(0,197 \cdot 9,53 + 0,197 \cdot 1,499 - 2,03)^2 + 4(9,53 + 1,499 + 1,520) \times}$$

$$\times (0,197 \cdot 2,03 + 0,197 \cdot 1,520)} = 0,230.$$

Параметр уравновешенности определяется по номограмме, из которой следует, что $k_p = 0,232$.

7. Определим диаметр фальшштока, обеспечивающий значение параметра уравновешенности $k = 0,230$, по формуле

$$D_{ф. ш} = \sqrt{\frac{k_p D^2 - d^2 + d_{шт}^2}{k_p}} = \sqrt{\frac{0,23 \cdot 180^2 - 80^2 + 32^2}{0,23}} = 95 \text{ мм},$$

где $d_{шт}$ — диаметр штока штангового цилиндра рассматриваемой установки; $d_{шт} = 32$ мм.

8. Найдем линейные размеры гидроцилиндров. Длина штангового гидроцилиндра

$$L_{шт} = S + l_{п} + \Delta l = 2,2 + 0,1 + 0,05 \cdot 2,2 = 2,41 \text{ м},$$

где $l_{п}$ — длина поршня гидроцилиндра, принимается по конструктивным соображениям; Δl — запас хода поршня, составляет 5—10 % от длины рабочего хода S .

Линейный размер трубного гидроцилиндра вычислим из равенства объемов жидкости, вытесняемых из штоковых камер:

$$S_{тр} = \frac{(d^2 - d_{шт}^2) S}{(D^2 - D_{ф. ш}^2)} = \frac{(0,08^2 - 0,032^2) 2,2}{(0,180^2 - 0,095^2)} = 0,82 \text{ м},$$

тогда

$$L_{тр} = S_{тр} + l_{п} + \Delta l = 0,82 + 0,1 + 0,05 \cdot 0,82 = 0,94 \text{ м}.$$

9. Выбор силового насоса. Исходя из заданного дебита $Q_{снв} = 25 \text{ м}^3/\text{сут}$ и коэффициента подачи скважинного насоса $\eta = 0,75$, определим необходимое число качаний при фактической длине хода плунжера скважинного насоса, которая вычисляется с учетом деформаций штанг и труб.

Примем $l_{ф} = 1,8$ м, тогда число качаний

$$n = Q_{снв} / (1440 f_{н} l_{ф} \eta) = 25 / (1440 \cdot 15,2 \cdot 10^{-4} \cdot 1,8 \cdot 0,75) = 8,46.$$

Определим расход жидкости в гидросистеме для обеспечения работы гидродвигателей

$$Q = \frac{n l_{ф} f_{ш} N (\tilde{k} + k_{ф})}{60 \tilde{k} (k_{ф} + 1)} = \frac{8,46 \cdot 2,2 \cdot 42,2 \cdot 10^{-4} \cdot 1,19 (0,197 + 0,24)}{60 \cdot 0,197 (0,24 + 1)} =$$

$$= 0,0028 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необходимая подача насоса

$$Q_{нас} = Q / \eta_{н} = 0,0028 / 0,98 = 0,00285 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По справочным данным находим наиболее близкое значение подачи силового насоса 150 л/мин ($2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$). Эту подачу можно обеспечить при использовании трехсекционного шестеренного насоса при частоте вращения вала приводного двигателя $n = 720 \text{ мин}^{-1}$.

10. Используя справочные данные, определим диаметры всасывающей, нагнетательной и сливной магистралей.

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_{вс}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,050 \text{ м (50 мм)};$$

$$d_{н} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_{н}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 4}} = 0,028 \text{ м (28 мм)};$$

$$d_{сл} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_{сл}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 0,040 \text{ м (40 мм)}.$$

По расходу жидкости в гидросистеме определяем D_y гидроаппаратов и осуществляем их выбор.

11. Определим давление насоса. Это давление изменяется по фазам движения штанг и труб.

Найдем давление, затрачиваемое на полезную работу по подъему жидкости:

$$p = L q_{ж} g \frac{(1 + k_{ф}) \tilde{k}}{N f_{ш} (k_{ф} + \tilde{k})} =$$

$$= 1100 \cdot 1,52 \cdot 9,81 \frac{(1 + 0,24) 0,197}{1,19 \cdot 42,2 \cdot 10^{-4} (0,24 + 0,197)} = 1,82 \text{ МПа}.$$

12. Определение влияния промысловых факторов. Для этого найдем значения коэффициентов, учитывающих увеличение давления, развиваемого силовым насосом, и обусловленных:

- 1) буферным давлением:
при ходе вверх

$$\Omega_{2в} = \frac{(f_{п}/k_{ф}) - f_{к}}{(q_{ш} + q_{ж})/k_{ф} - (q_{т} + q_{к})} =$$

$$= \frac{[(15,2/0,24) - 14,99] \cdot 10^{-4}}{(2,03 + 1,52)/0,24 - (9,53 + 1,499)} = 12,85 \cdot 10^{-4};$$

при ходе вниз

$$\Omega_{2н} = \frac{k_{ф}(f_{п} + f_{к})}{k_{ф}(q_{т} + q_{к} + q_{ж}) - q_{ш}} =$$

$$= \frac{0,24(15,2 + 14,99) \cdot 10^{-4}}{0,24(9,53 + 1,499 + 1,52) \times 2,03} = 7,39 \cdot 10^{-4};$$

- 2) плотностью пластовой жидкости:

$$\tilde{\rho} = \frac{\rho_{ж}/\rho_{ст}}{1 - \rho_{ж}/\rho_{ст}} = \frac{1000/7800}{1 - 1000/7800} = 0,147;$$

при ходе вверх

$$\Omega_{4в} = \frac{(q_{ж} - \tilde{\rho}q_{ш})/(k_{ф} - q_{к})}{(q_{ш} + q_{ж})/k_{ф} - (q_{т} + q_{к})} =$$

$$= \frac{(1,52 - 0,147 \cdot 2,03)/0,24 - 1,499}{(2,03 + 1,52)/0,24 - (9,53 + 1,499)} = 0,954;$$

при ходе вниз

$$\Omega_{4н} = \frac{k_{ф}(q_{к} + q_{ж}) + \tilde{\rho}q_{ш}}{k_{ф}(q_{т} + q_{к} + q_{ж}) - q_{ш}} =$$

$$= \frac{0,24(1,499 + 1,52) + 0,147 \cdot 2,03}{0,24(2,53 + 1,499 + 1,52) - 2,03} = 1,042.$$

Так как плотность откачиваемой жидкости незначительно отличается от заданной, то результаты этого расчета не используются;

- 3) силами трения:

а) при ходе вверх

$$\Omega_{5в} = \frac{(1 + 1/k_{ф})q_{ш}}{(q_{ш} + q_{ж})/k_{ф} - (q_{т} + q_{к})} = \frac{(1 + 1/0,24)2,03}{(2,03 + 1,52)/0,24 - (9,53 + 1,499)} =$$

$$= 2,78;$$

$$\Omega_{6в} = \frac{q_{т} + q_{ш} + q_{к} + q_{ж}}{(q_{ш} + q_{ж})/k_{ф} - (q_{т} + q_{к})} = \frac{9,53 + 2,03 + 1,499 + 1,52}{(2,03 + 1,52)/0,24 - (9,53 + 1,499)} =$$

$$= 3,87;$$

б) при ходе вниз

$$\Omega_{5н} = \frac{(1 + k_{ф})q_{ш}}{k_{ф}(q_{т} + q_{к} + q_{ж}) - q_{ш}} = \frac{(1 + 0,24)0,23}{0,24(9,53 + 1,499 + 1,52) - 2,03} =$$

$$= 2,56,$$

$$\Omega_{6н} = \frac{k_{ф}(q_{т} + q_{ш} + q_{к} + q_{ж})}{k_{ф}(q_{т} + q_{к} + q_{ж}) - q_{ш}} = \frac{0,24(9,53 + 2,03 + 1,499 + 1,52)}{0,24(9,53 + 1,499 + 1,52) - 2,03} =$$

$$= 3,56;$$

- 4) высотой динамического уровня:

а) при ходе вверх

$$\Omega_{3в} = \frac{q_{ж}/k_{ф} - q_{т}\rho_{ж}/\rho_{с} - q_{к}}{(q_{ш} + q_{ж})/k_{ф} - (q_{т} + q_{к})} = \frac{(1,52/0,24) - (9,53 \cdot 1000/7800) - 1,499}{(2,03 + 1,52)/0,24 - (9,53 + 1,499)} =$$

$$= 0,96;$$

б) при ходе вниз

$$\Omega_{3н} = \frac{k_{ф}(q_{т}\rho_{ж}/\rho_{с} + q_{к} + q_{ж})}{k_{ф}(q_{т} + q_{к} + q_{ж}) - q_{ш}} = \frac{0,24(9,53 \cdot 1000/7800 + 1,499 + 1,52)}{0,24(9,53 + 1,499 + 1,52) - 2,03} =$$

$$= 1,03.$$

Таким образом, получим

$$\eta_6 = \frac{p'}{p} = 1 + \Omega_2 \frac{p_6}{L_g};$$

а) при ходе вверх

$$\eta_{6в} = 1 + 12,85 \cdot 10^{-4} \frac{98 \cdot 10^4}{1100 \cdot 9,81} = 1,11;$$

б) при ходе вниз

$$\eta_{6н} = 1 + 7,39 \cdot 10^{-4} \frac{98 \cdot 10^4}{1100 \cdot 9,81} = 1,067;$$

$$\eta_y = \frac{p'}{p} = 1 - \Omega_3 \frac{H - h_{дин}}{H};$$

а) при ходе вверх

$$\eta_{ув} = 1 - 0,96 \frac{1100 - 1050}{1100} = 0,956;$$

б) при ходе вниз

$$\eta_{ун} = 1 - 1,03 \frac{1100 - 1050}{1100} = 0,953; \quad \eta_{тр} = 1 + \mu_{ш}\Omega_5 + \mu_{т}\Omega_6;$$

а) при ходе вверх

$$\eta_{трв} = 1 + 0,005 \cdot 2,78 + 0,015 \cdot 3,87 = 1,071;$$

б) при ходе вниз

$$\eta_{трн} = 1 + 0,005 \cdot 2,56 + 0,015 \cdot 3,56 = 1,066.$$

Для вертикальной скважины коэффициент трения $\mu_{ш} = 0,003 - 0,007$; $\mu_{т} = 0,010 - 0,020$.

Коэффициент, учитывающий увеличение давления при разгоне:

$$\eta_{дин} = p_{кл}/p_{уст} = 2,41/1,82 = 1,32.$$

Коэффициент увеличения мощности двигателя, обусловленный неполным уравниванием (если не установлен груз $Q_{гр}$):

$$\eta(\Delta k) = \frac{[(k_p + \Delta k)(q_T + q_K + q_{ж}) - q_{ш}](k_p + \tilde{k})}{q_{ж}(1 + k_p)\tilde{k}} =$$

$$= \frac{[(0,23 + 0,01)(9,53 + 1,499 + 1,52) - 2,03](0,23 + 0,197)}{1,52(1 + 0,23)0,197} = 1,13.$$

13. Определение параметров циклограммы. Максимальное ускорение при ходе штанг вверх и вниз соответственно

$$x''_{\max \text{ в}} = \frac{9,81 \left(9,53 + 1,49 + 1,52 - \frac{2,03}{0,24} + \frac{2,41 \cdot 10^6 \cdot 254 \cdot 10^{-4}}{9,81 \cdot 1100} \right)}{9,53 \cdot 0,131 + 2,03 \cdot 0,489} = 42,73 \text{ м/с}^2;$$

$$x''_{\max \text{ н}} = \frac{9,81 \left[2,03 + 1,52 - 0,24(9,53 + 1,499) + \frac{2,41 \cdot 10^6 \cdot 50,2 \cdot 10^{-4}}{9,81 \cdot 1100} \right]}{9,53 \cdot 0,131 + 2,03 \cdot 0,489} =$$

$$= 8,86 \text{ м/с}^2.$$

Продолжительность разгона точки подвеса штанг при ходе вверх и вниз соответственно

$$t_{рв} = \frac{0,197 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{1,19 \cdot 42 \cdot 10^{-4} \cdot 0,197 \cdot 42,73(1 + 0,25)} = 0,02 \text{ с};$$

$$t_{рн} = \frac{2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{1,19 \cdot 42 \cdot 10^{-4} \cdot 8,86(1 + 0,25)} = 0,1 \text{ с}.$$

Общее время, в течение которого клапан будет открыт:

$$t_{кл} \approx 2(t_{рв} + t_{рн}) = 2(0,02 + 0,1) = 0,24 \text{ с},$$

причем это время не зависит от изменения длины хода.

Путь, проходимый точками подвеса штанг и труб в период неустановившегося движения, мал (на два порядка меньше длины хода), поэтому в дальнейших расчетах его не будем учитывать.

Общая продолжительность двойного хода

$$t_{\Sigma} = \frac{L_{ш} N (k_{\phi} + \tilde{k})}{Q(1 + k_{\phi})\tilde{k}} = \frac{2,2 \cdot 42 \cdot 10^{-4} \cdot 1,19(0,24 + 0,197)}{2,5 \cdot 10^{-3}(1 + 0,24)0,197} = 7,86 \text{ с}.$$

Время хода штанг вверх

$$t_{\text{в}} = \frac{t_{\Sigma} \tilde{k}}{k_{\phi} + \tilde{k}} = \frac{7,86 \cdot 0,197}{0,24 + 0,197} = 3,54 \text{ с}.$$

Время хода штанг вниз

$$t_{\text{н}} = t_{\Sigma} - t_{\text{в}} = 7,86 - 3,54 = 4,31 \text{ с}.$$

Соответственно время, когда переливной клапан будет закрыт:

$$t = t_{\Sigma} - t_{кл} = 7,86 - 0,24 = 7,62 \text{ с}.$$

Таким образом, в общем балансе времени двойного хода: для неустановившегося движения.

$$\left. \begin{aligned} \alpha = t_{кл}/t_{\Sigma} = 0,24/7,86 = 0,03; \eta(\Delta k) = 1,13; \\ \eta_{\phi} = 1,11; \eta_y = 0,956; \\ \eta_{тр} = 1,071; \eta_{дин} = 1,32; \end{aligned} \right\} \Pi_{\alpha} \eta_i = 1,69;$$

для установившегося движения

$$\left. \begin{aligned} \eta(\Delta k) = 1,13; \\ \beta = (t_{\Sigma} - t_{кл})/t_{\Sigma} = (7,86 - 0,24)/7,86 = 0,93; \\ \eta_{\phi} = 1,18; \eta_y = 0,956; \\ \eta_{тр} = 1,071; \end{aligned} \right\} \Pi_{\beta} \eta_i = 1,36.$$

Произведения коэффициентов следует учитывать при дальнейших расчетах. Для упрощения взяты максимальные значения коэффициентов для хода штанг вверх или вниз. При необходимости проведения более точного расчета значения коэффициентов α и β следует учитывать для хода штанг вверх и вниз отдельно.

14. Для определения мощности приводного двигателя с учетом перечисленных факторов воспользуемся следующей формулой:

$$N_{дв} = \frac{QLq_{ж}(1 + k_{\phi})\tilde{k}g}{\eta_{н}\eta_{д}Nf_{ш}(k_{\phi} + \tilde{k})} \sqrt{\alpha(\Pi_{\alpha}\eta_i)^2 + \beta(\Pi_{\beta}\eta_i)^2} =$$

$$= \frac{1}{0,97 \cdot 0,95} 2,5 \cdot 10^{-3} \frac{1100 \cdot 1,52 \cdot 9,81(1 + 0,24)0,197}{1,19 \cdot 42 \cdot 2 \cdot 10^{-4}(0,24 + 0,197)} \times$$

$$\times \sqrt{0,03 \cdot 1,69^2 + 0,97 \cdot 1,36^2} = 6790 \text{ Вт} \approx 7 \text{ кВт}.$$

В данном расчете к. п. д. силового насоса (с учетом к. п. д. гидропривода), изменяющийся в пределах от 0,97 до 0,75 в зависимости от степени изношенности, принят равным 0,97, а к. п. д. двигателя — 0,95.

Контрольные вопросы

1. Опишите методы уравнивания установок ШСН с гидроприводом.
2. Как определяются параметры кинематики установки ШСН с гидроприводом при установившемся движении?
3. То же, при неустановившемся движении?
4. Опишите метод расчета уравнивания гидроприводных установок.
5. Как определяется мощность приводного двигателя гидроприводных установок?
6. Опишите метод и этапы расчета и конструирования гидроприводных установок.
7. Опишите порядок выполнения расчетов установки, используя расчет (§ 6).

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ СБОРА И ТРАНСПОРТИРОВКИ ДОБЫВАЕМОЙ ПРОДУКЦИИ

Наиболее распространенная схема расположения оборудования промысла и его обвязки при добыче обводненной нефти с газом приведена на рис. 16.1. Значительно проще система сбора продукции при добыче природного газа. Однако оборудование и трубопроводы при этом работают в более сложных условиях.

§ 1. Трубопроводы и их запорные устройства

Трубопроводы нефтяных и газовых месторождений подразделяют на следующие основные категории:

- 1) по назначению — нефтепроводы, газопроводы, нефтегазопроводы, водопроводы, конденсатопроводы;
- 2) по напору — напорные и безнапорные;
- 3) по рабочему давлению — высокого (6,5 МПа и выше), среднего (1,6 МПа) и низкого (до 0,6 МПа);
- 4) по способу прокладки — подземные, наземные, надземные и подводные;
- 5) по выполняемым функциям — выкидные линии (для газа — шлейфы), идущие от устьев скважин до пунктов сбора; нефтяные,

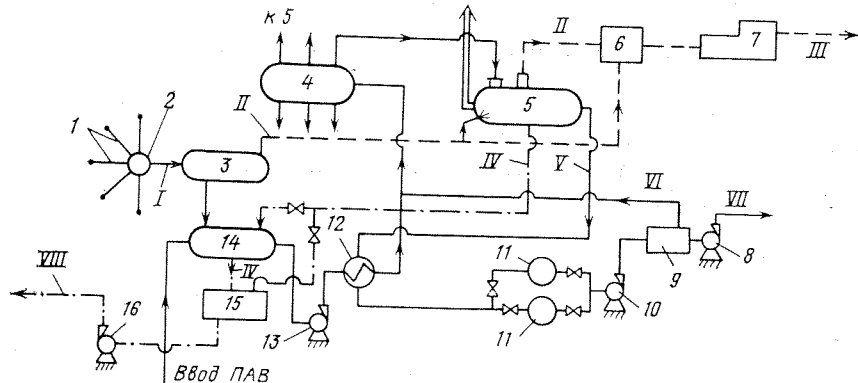


Рис. 16.1. Герметизированная схема сбора и подготовки нефти, газа и воды: I — продукция скважин; II — сырой газ на ГПЗ и для собственных нужд; III — газ к потребителю; IV — пластовая вода с примесью нефти и газа; V — горячая нефть; VI — возврат некондиционной нефти; VII — товарная нефть; VIII — вода на КНС; 1 — выкидные линии скважин; 2 — автоматизированная групповая замерная установка; 3 — сепаратор первой ступени для разделения жидкости и газа; 4 — сепаратор-делитель для регулирования равномерной подачи нефтяной эмульсии в сепараторы-подогреватели 5; 6 — компрессорная станция для сбора, подготовки и дожатия газа; 7 — газоперерабатывающий завод; 8 — насосная внешней перекачки; 9 — автоматизированная установка сдачи товарной нефти; 10 — подпорный насос; 11 — резервуары товарного парка; 12 — теплообменник; 13 — сырьевой насос; 14 — сепаратор второй ступени для предварительного разделения нефти, газа и воды; 15 — установка подготовки воды; 16 — насосная установка для подачи воды на кустовую насосную станцию (КНС) для поддержания пластового давления

газовые, водяные и нефтегазоводяные сборные коллекторы промысла; товарные нефтегазопроводы и конденсатопроводы;

б) по гидравлической схеме работы — простые трубопроводы (без ответвлений) и сложные, имеющие ответвления, к которым также относят замкнутые (кольцевые) трубопроводы.

Трубопроводы, транспортирующие воду к нагнетательным скважинам с целью поддержания пластового давления подразделяют на:

а) магистральные водопроводы, начинающиеся у насосных станций второго подъема;

б) подводящие водопроводы, прокладываемые от магистральных водопроводов до кустовых насосных станций (КНС);

в) разводящие водоводы высокого давления, прокладываемые от КНС до нагнетательных скважин.

Трубопроводы с неполным заполнением проходного сечения могут быть напорными и безнапорными, с полным заполнением — напорными.

Движение жидкости и газа по выкидным линиям до сборных пунктов осуществляется за счет давления на устьях скважин. Для водонефтяной смеси выкидные линии имеют диаметр 75—150 мм, давления до 4 МПа и прокладываются под землей. Шлейфы для газа и конденсата могут иметь диаметры до 219 мм и давления до 25 МПа при длине до 10 км.

Выкидные линии скважин морских месторождений подводятся к общему стояку или пункту сбора или, иногда, выводятся на поверхность отдельными линиями. В последнем случае эти линии используются для спуска и посадки инструмента, для ремонта скважин и обработки их забоев. При расчете трубопроводов учитываются наиболее сложные условия их работы.

Запорные устройства трубопроводов в основном бывают двух видов: 1) задвижки; 2) шаровые поворотные краны. Последние нашли широкое применение на газопроводах.

Проектирование, расчет и конструирование трубопроводов и их запорных приспособлений. Подготовка к проектированию трубопроводов начинается с разбивки и расчистки трассы. Ширина полосы принимается равной 20—28 м при D_y трубопровода до 426 мм и 23—33 м при D_y от 426 до 720 мм.

Расчетным давлением трубопровода служит испытательное давление $p_{исп}$. Оно зависит от категории трубопровода, но во всех случаях $p_{исп} > p_{раб} + 0,5$ МПа. Шлейфы газовых скважин подвергаются испытательному давлению $p_{исп} = 1,3 p_{раб}$. Внутренний диаметр трубопровода D_v определяют, исходя из его пропускной способности.

Выкидные линии и шлейфы обычно выполняют из газопроводных труб, если возможно — из углеродистой стали марки сталь 20. При температурах ниже -40°C применяют только легированную сталь. Материалы для труб малых диаметров и технические условия на них приведены в справочной литературе.

Расчетную толщину стенки δ тонкостенного трубопровода ($D_n/D_v < 1,2$) можно подсчитать, используя третью теорию прочности. При внутреннем давлении p_v

$$\delta = \frac{p_v D_v}{2\varphi[\sigma] - 2p} \quad \text{или} \quad \delta = \frac{p_v D_n}{2[\sigma]\varphi} + C. \quad (16.1)$$

Здесь D_v , D_n — соответственно внутренний и наружный диаметр трубопровода; φ — коэффициент прочности сварного шва (для односторонней сварки вручную $\varphi=0,7$, для автоматической $\varphi=1$); $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в трубопроводе; $C=C_1+C_2$, где C_1 — прибавка на коррозию; C_2 — технологический допуск на изготовление.

Прибавка изнутри на коррозию принимается в зависимости от скорости коррозии стенки v_k в год и срока службы трубопровода t_c (в годах), т. е.

$$C_1 = v_k t_c. \quad (16.2)$$

При $D_n/D_v \geq 1,2$ рекомендуется формула

$$\delta = \frac{D_v}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]\varphi p_v}{[\sigma]\varphi - 2p_v}} - 1 \right) + C. \quad (16.3)$$

При отсутствии табличных значений $[\sigma]$ ее можно определить по формуле $[\sigma] = \sigma_T m / K_2 = \sigma_T / n_T$, где σ_T — предел текучести материала труб; m , K_2 , n_T — коэффициенты запаса $n_T \approx 1,3-1,5$.

Толщины стенок, подсчитанные по (16.1) и (16.3), будут несколько завышенными, и поэтому при большой длине подземного трубопровода и значительных давлениях толщину стенки рассчитывают по формуле энергетической теории прочности

$$\delta = \frac{n p_v D_n}{2 \left[-0,253 \alpha_t E \Delta t + \sqrt{1,265 [\sigma]^2 - 1,2 \alpha_t^2 E^2 \Delta t^2 + n p_v} \right]} + C, \quad (16.4)$$

где n — коэффициент перегрузки; α_t — температурный коэффициент линейного расширения; E — модуль продольной упругости материала труб; Δt — разница температур работы и монтажа трубопровода.

Если внутрь трубопровода вводят ингибитор коррозии или применяют другие средства защиты трубопроводов, а снаружи нанесен слой изоляции, то $C_1=0$.

Толщина стенок труб газопроводов с D_y до 300 мм включительно должна быть не менее 5 мм, для труб с $D_y=300-500$ мм — не менее 6 мм и для труб с $D_y \geq 500$ мм — не менее 7 мм.

Расчет и конструирование задвижек трубопроводов не отличаются от расчета и конструирования задвижек фонтанной арматуры. Запасы прочности при расчете их деталей берут такими же, как и для трубопроводов.

Шаровые поворотные краны, применяемые для газопроводов, выгодно отличаются от других запорных приспособлений. Они компактны, легко управляемы, для их закрытия требуется мень-

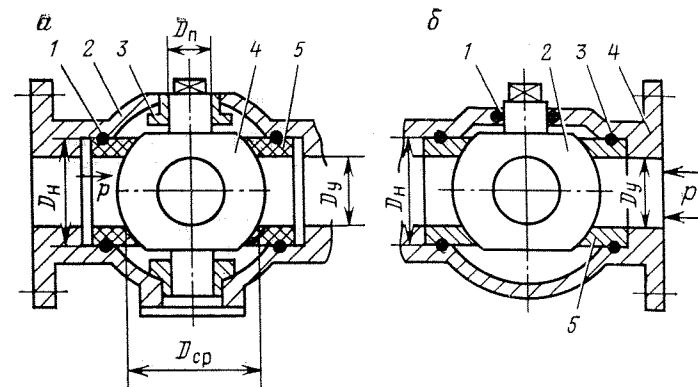


Рис. 16.2. Схемы шарового поворотного крана:

а — с пробкой в опорах; 1 — уплотнительное кольцо; 2 — корпус; 3 — бронзовая втулка; 4 — пробка; 5 — втулка; б — с плавающей пробкой; 1, 3 — уплотнительные кольца; 2 — пробка; 4 — корпус; 5 — бронзовое кольцо

шее время. Шаровые поворотные краны трубопроводов бывают двух типов: а) с пробкой в опорах (рис. 16.2, а); б) с плавающей пробкой (рис. 16.2, б). В кране с пробкой в опорах пробка 4 опирается через цапфы на бронзовые втулки 3 подшипников скольжения. Уплотнение пробки осуществляется прижатием к пробке втулки 5 из полимера и уплотнительного кольца 1. Нагрузка на цапфы во время работы

$$Q_n = \frac{\pi}{4} D_n^2 p_v \approx 1,13 D_y^2 p_v, \quad (16.5)$$

где D_n — наружный диаметр втулки 5.

Если условный диаметр прохода равен D_y , то $D_n \approx 1,2 D_y$. По величине Q_n подбирают диаметр D_n цапфы и длину бронзовой втулки l_n из соотношения

$$0,5 Q_n \leq l_n D_n [q], \quad (16.6)$$

где $[q]$ — допустимая удельная нагрузка на цапфу подшипника, $q=10-15$ МПа.

Крутящий момент для поворота пробки крана

$$M_{кр1} = M_n + M_k, \quad (16.7)$$

где M_n , M_k — моменты трения в опорах подшипников и кольца 5 о пробку соответственно; $M_n = Q_n \mu_n D_n / 2$, где μ_n — коэффициент трения в подшипнике; при полусухом трении бронзы о сталь $\mu_n = 0,1$; $M_k = Q_k \mu_k D_{cp} / 2$, где μ_k — коэффициент трения кольца 5 из полимера о стальную пробку 4, $\mu_k \approx 0,05$; D_{cp} — средний диаметр уплотнения, $D_{cp} \approx 1,1 D_y$;

$$Q_k = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{cp}^2) p_v \approx 0,118 D_y^2 p_v.$$

Крутящий момент для поворота плавающей пробки (см. рис. 16.2, б)

$$M_{кр2} = M'_к + M_{ш}, \quad (16.8)$$

где $M'_к$ — момент трения правого бронзового кольца о шар; $M_{ш}$ — момент трения пробки о левое бронзовое кольцо;

$$M'_к = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{ср}^2) \mu_1 \frac{D_{ср}}{2} p_b; \quad (16.9)$$

$$M_{ш} = \frac{\pi}{4} D_n^2 \mu_1 \frac{D_{ср}}{2} p_b. \quad (16.10)$$

Подставив (16.9) и (16.10) в (16.8) и принимая $D_{ср} \approx 1,1 D_y$, $D_n \approx 1,2 D_y$, с учетом трения в уплотнении получим

$$M_{кр2} \approx 0,9 \mu_1 D_y^3 p_b, \quad (16.11)$$

где μ_1 — коэффициент трения бронзового кольца 5 о пробку 2, $\mu_1 \approx 0,1$.

Сравнение $M_{кр1}$ и $M_{кр2}$ показывает, что вторая величина почти в 2 раза больше первой и, следовательно, кран с пробкой в опорах экономичнее в эксплуатации, однако по конструкции значительно сложнее.

По моментам $M_{кр1}$ и $M_{кр2}$ рассчитывают привод кранов.

Угол между средними линиями контактов уплотнительных поверхностей принимается равным примерно 45° . Исходя из этого, определяют $D_{ср} \approx 1,1 D_y$ и размеры пробки. Значение D_n определяют по допускаемому удельному давлению на втулку 5.

Толщину стенки шарового поворотного крана определяют по формуле (17.21), как для полушарового днища.

Основные габаритные размеры и масса кранов с ручным и пневматическим приводом даны в [6]. Там же приведены их технические характеристики.

§ 2. Проверка промысловых трубопроводов на прочность и устойчивость

Промысловые трубопроводы относят к III и IV категориям, для которых коэффициент условий работы m принимают равным 0,9.

На трубопровод действуют постоянные, временные и кратковременные нагрузки.

Постоянные нагрузки.

1. Собственный вес единицы длины трубопровода

$$q_{тр} = n_b \rho_c g \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_b^2), \quad (16.12)$$

где n_b — коэффициент перегрузки от собственного веса, $n_b \approx 1,1$; ρ_c — плотность материала трубопровода, для стали $\rho_c \approx 7800 \text{ кг/м}^3$; g — ускорение свободного падения, $g \approx 9,81 \text{ м/с}^2$.

Вес изоляции и различных устройств на трубопроводах при расчете надземных переходов принимают равным 10 % от собственного веса трубопровода.

2. Давление грунта или воды на единицу длины трубопровода

$$q_r = n_r \rho_r g h D_n, \quad (16.13)$$

где n_r — коэффициент перегрузки, равный для грунта 1,2, а для воды 1; ρ_r — плотность грунта; h — средняя глубина заложения оси трубопровода; D_n — наружный диаметр трубопровода с учетом изоляции.

3. Силы упругости, возникающие за счет упругого изгиба при поворотах трубопровода. Возникающие при этом продольные напряжения вдоль оси трубопровода

$$\sigma_{он} = \pm E D_n / (2R), \quad (16.14)$$

где R — радиус упругого изгиба трубопровода.

Временные нагрузки.

1. Внутреннее давление p_b , создающее кольцевые (σ_k) и продольные ($\sigma_{ор}$) напряжения

$$\sigma_k = n_p \frac{p_b D_b}{2\delta}; \quad \sigma_{ор} = \mu \sigma_k. \quad (16.15)$$

Здесь n_p — коэффициент перегрузки давлением, для трубопроводов с условным диаметром $D_y < 700 \text{ мм}$ $n_p \approx 1,1$, а при $D_y > 700 \text{ мм}$ $n_p \approx 1,15$; μ — коэффициент Пуассона, для стали $\mu \approx 0,3$.

Для «полубесконечного» трубопровода (с заглушкой на одном конце перед поворотом)

$$\sigma_{ор} = p_b D_b / (4\delta). \quad (16.16)$$

2. Вес продукта на единицу длины трубопровода:

$$\text{в газопроводе } q_{гг} = n_p \rho_g \frac{\pi}{4} D_b^2 g; \quad (16.17)$$

$$\text{в нефтепродуктопроводе } q_{пн} = \rho_n \frac{\pi}{4} D_b^2 g. \quad (16.18)$$

Здесь ρ_g и ρ_n плотность газа и нефтепродукта соответственно.

3. Температурные воздействия, вызывающие в защемленном трубопроводе продольные напряжения

$$\sigma_{от} = \pm \alpha_t E \Delta t, \quad (16.19)$$

где Δt — разница между максимальной (минимальной) температурой эксплуатации трубопровода ($t_э$) и температурой его монтажа (t_m), т. е. $\Delta t = t_э - t_m$. Нормативное значение $t_э$ принимают равным $\pm 40^\circ \text{C}$ для подземных трубопроводов и $\pm 50^\circ \text{C}$ для надземных.

Кратковременные нагрузки на надземный трубопровод.

1. Снеговая нагрузка на единицу длины трубопровода

$$q_c = n_c \rho_{сн} D_n, \quad (16.20)$$

где n_c — коэффициент перегрузки, равный 1,4; $p_{сн}$ — нормативная снеговая нагрузка на 1 м² поверхности земли для данного района; $p_{сн} = p_0 C_{сн}$, где p_0 — вес снегового покрова на 1 м² поверхности земли; $C_{сн}$ — коэффициент перехода к трубопроводу, $C_{сн} \approx 0,4$.

2. Нагрузка от обледенения на 1 м длины трубы

$$q_l = 1,7bD_n n_l, \quad (16.21)$$

где b — наибольшая толщина льда за 5 лет; n_l — коэффициент перегрузки, $n_l \approx 1,4$.

3. Ветровая нагрузка на 1 м длины трубопровода, действующая в горизонтальной плоскости:

$$q_v = (q_{нс} + q_{нд}) D_n, \quad (16.22)$$

где $q_{нс}$ и $q_{нд}$ — нормативное значение соответственно статической и динамической составляющих ветровой нагрузки; D_n — наружный диаметр трубопровода с изоляцией. Значения $q_{нс}$ и $q_{нд}$ берут из справочной литературы.

Суммарную единичную нагрузку q_c получают сложением величин, определяемых (16.12), (16.13), (16.17) или (16.18), (16.20), (16.21). В зависимости от типа заземления диаметров трубопровода и величины пролета определяют изгибающий момент, а по нему — напряжения изгиба $\sigma_{ис}$.

В общем случае действия всех нагрузок суммарные продольные напряжения растяжения и сжатия определяют из выражения

$$\sigma_0 = \sigma_{он} + \sigma_{о,р} + \sigma_{о,т} + \sigma_{ис}. \quad (16.23)$$

Рекомендуется проверить полученный результат сравнением σ_0 с допускаемой $[\sigma]$. За $[\sigma]$ берут наименьшее значение, получаемое из формул

$$[\sigma_1] = \sigma_b m / (K_1 K_n); \quad (16.24)$$

$$[\sigma_2] = \sigma_t m / (K_2 K_n). \quad (16.25)$$

Здесь σ_t , σ_b — соответственно предел текучести и прочности на растяжение материала труб; $m \approx 0,9$; K_1 , K_2 — коэффициенты запаса по материалу ($K_1 = 1,34-1,56$; $K_2 = 1,1-1,2$); K_n — коэффициент надежности, $K_n = 1-1,15$ в зависимости от диаметра трубопровода.

Должно выполняться условие

$$\sigma_0 \leq [\sigma]. \quad (16.26)$$

При невыполнении этого условия следует увеличить толщину стенки до ближайшей большей по сортаменту. За расчетную толщину стенки в формулах (16.15), (16.16) и при определении $\sigma_{ис}$ берут величину $\delta_p = \delta - C$ и повторяют расчет до выполнения условия (16.26).

Подземные и надземные трубопроводы проверяют на прочность и устойчивость по строительным нормам и правилам,

Для подземного трубопровода прочность проверяется по условию

$$\sigma_0 \leq \psi_2 [\sigma_1], \quad (16.27)$$

где ψ_2 — коэффициент учета двухосного напряженного состояния металла труб при растягивающих осевых продольных напряжениях.

При $\sigma_0 \geq 0$ $\psi_2 = 1$, а при $\sigma_0 \leq 0$ (сжимающие напряжения)

$$\psi_2 = \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{\sigma_k}{[\sigma_1]} \right)^2} - 0,5 \frac{\sigma_k}{[\sigma_1]}. \quad (16.28)$$

С учетом всех воздействий при отсутствии продольных и поперечных перемещений

$$\sigma_0 = \mu \sigma_k - \alpha E \Delta t \pm \frac{E D_n}{2 R_{\min}}, \quad (16.29)$$

где $R_{\min}$ — минимальный радиус упругого изгиба.

Деформацию трубопроводов проверяют по условию

$$\sigma_{0 \max} \leq \varphi_3 \frac{C_T}{K_n} [\sigma_2]; \quad (16.30)$$

$$\sigma_{кн} \leq \frac{C_T}{K_n} [\sigma_2]. \quad (16.31)$$

Здесь $\sigma_{0 \max}$ — максимальные суммарные продольные напряжения в трубопроводе от нормативных нагрузок и воздействий; $\sigma_{кн}$ — кольцевые напряжения от нормативного (рабочего) давления. Для трубопроводов III и IV категорий принимают $C_T \approx 1$.

Для $\sigma_{\max} \geq 0$ $\varphi_3 = 1$, а при $\sigma_{\max} < 0$

$$\varphi_3 = \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{\sigma_{кн}}{\frac{C_T}{K_n} [\sigma_2]} \right)^2} - 0,5 \frac{\sigma_{кн}}{C_T / K_n}. \quad (16.32)$$

Проверка общей устойчивости подземного трубопровода в продольном направлении проводится в плоскости наименьшей жесткости системы по условию

$$S \leq m N_{кр}, \quad (16.33)$$

где S — эквивалентное продольное усилие в сечении трубопровода, определяемое для площади поперечного сечения металла трубопровода F по формуле

$$S = (\mu \sigma_k + \alpha_t E \Delta t) F; \quad (16.34)$$

$N_{кр}$ — продольное критическое усилие, при котором наступает потеря устойчивости трубопровода.

Для прямолинейных участков

$$N_{кр} = \sqrt[4]{P_{огв}^2 q_{вп}^4 F^2 E^5 J^3}, \quad (16.35)$$

где $q_{\text{вп}}$ — сопротивление грунта вертикальным перемещениям; J — момент инерции сечения трубы относительно оси; P_0 — сопротивление грунта продольным перемещениям на единицу длины трубопровода,

$$P_0 = \pi D_{\text{н}} \tau_{\text{пр.}}$$

Здесь $\tau_{\text{пр}}$ — предельное сопротивление грунта сдвигу,

$$\tau_{\text{пр}} = p_{\text{гр}} \operatorname{tg} \varphi_{\text{гр}} C_{\text{гр}},$$

$p_{\text{гр}}$ — среднее удельное давление на единицу поверхности контакта трубопровода с грунтом; $\varphi_{\text{гр}}$ — угол внутреннего трения грунта; $C_{\text{гр}}$ — коэффициент сцепления грунта.

Рекомендуется также проводить проверку на всплытие трубопровода при прокладке его в заболоченных участках и акваториях.

Для надземного трубопровода необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$\sigma'_0 \leq \varphi_4 [\sigma_1], \quad (16.36)$$

где σ'_0 — максимальные продольные напряжения в трубопроводе от расчетных нагрузок и воздействий,

$$\sigma'_0 = -\alpha_l E \Delta t + 0,25 \frac{n p_{\text{в}} D_{\text{в}}}{\delta}, \quad (16.37)$$

δ — толщина стенки; φ_4 — коэффициент для учета двухосного напряженного состояния: при $\sigma'_0 \geq 0$ $\varphi_4 = 1$, а при $\sigma'_0 \leq 0$

$$\varphi_4 = \sqrt{1 - 0,75 \left[\frac{\sigma_{\text{к}}}{[\sigma_1]} \right]^2} - 0,5 \frac{\sigma_{\text{к}}}{[\sigma_1]}. \quad (16.38)$$

При многопролетном надземном трубопроводе продольные осевые напряжения от продольных расчетных нагрузок и воздействий $\sigma_{\text{пр}N} = N/F$, где N — суммарные продольные усилия от расчетных нагрузок и воздействий, определяемые с учетом защемления (трения) на опорах,

$$\sigma_{\text{пр}N} \leq \varphi_4 [\sigma_1]; \quad (16.39)$$

от деформаций изгиба

$$\sigma_{\text{пр}M} \leq 0,635 [\sigma_1] (1 + \varphi_4) \sin \frac{\sigma_{\text{пр}N} + \varphi_4 [\sigma_1]}{(1 + \varphi_4) [\sigma_1]} \pi; \quad (16.40)$$

при суммарном изгибающем моменте M $\sigma_{\text{пр}M} = M/W$.

Максимальные суммарные продольные напряжения от нормативных нагрузок и воздействий

$$\sigma_{\text{пр.н}} = \sigma_{\text{пр}N} + \sigma_{\text{пр}M}. \quad (16.41)$$

Должно соблюдаться условие, что

$$\sigma_{\text{пр.н}} \leq \varphi_3 \frac{C_{\text{т}}}{K_{\text{н}}} [\sigma]. \quad (16.42)$$

За $[\sigma]$ принимают меньшее из $[\sigma_1]$ и $[\sigma_2]$.

К устройствам и приспособлениям для обеспечения эксплуатации трубопроводов относятся следующие.

1. Обратные клапаны, предназначенные для предотвращения движения среды в направлении, обратном заданному. Их конструкции и характеристики, необходимые для подбора, приведены в специальной литературе.

2. Предохранительные клапаны, предназначенные для защиты трубопроводов и устройств, подключенных к ним, от чрезмерного повышения давления. Конструкции, методики расчета и подбора таких клапанов приведены в [4], [6].

3. Очистные устройства, используемые для очистки трубопроводов от жидкостей и загрязнений при их продувке. Конструкции таких устройств, их размеры и характеристики приведены в [6].

§ 3. Подбор насосов для транспортировки добываемой продукции

Транспортировка газа и конденсата от скважины до сборного пункта (СП) обычно производится под собственным давлением.

Для транспортировки водонефтегазовых смесей необходима насосная установка. Для ее подбора проводят гидравлический расчет системы трубопроводов, к которой будет подключена насосная установка. Перед проектированием системы сбора, транспортирования и подготовки добываемой продукции рекомендуется провести ее оптимизацию. При этом определяют минимум капитальных вложений в обустройство и эксплуатацию системы, который зависит от:

- оптимального выбора диаметров трубопроводов системы;
- оптимального давления на устье каждой скважины;
- минимума затрат на сооружение и эксплуатацию насосных станций.

После выбора необходимых параметров проводят гидравлический расчет системы сбора для различных случаев эксплуатации. Гидравлический расчет трубопроводов для различных случаев движения нефтегазовых смесей достаточно сложен, так как сводится к учету множества факторов, и поэтому является приближенным. Рекомендуется проверить ранее выбранный насос. Если трубопровод уже эксплуатировался (под давлением пласта или скважинного насоса), то его характеристику можно построить в результате замера давлений и расходов и последующей обработки этих данных на ЭВМ по методу наименьших квадратов. Обращать данные следует под полином второй степени.

На нефтяных промыслах насосные установки используются в основном для следующих целей.

1. Для транспортировки водонефтегазовой смеси от скважины до сборного пункта. В настоящее время для этих целей используются установки скважинных насосов, что экономически неце-

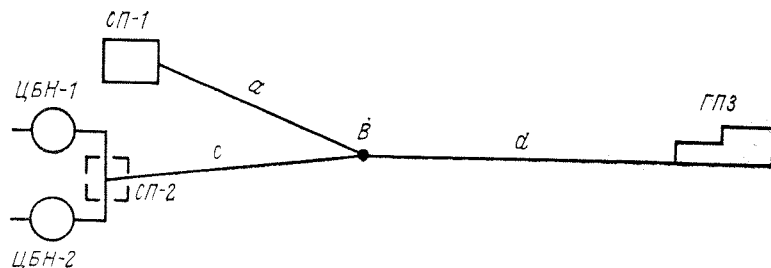


Рис. 16.3. Схема подключения центробежных насосов для транспортировки конденсата

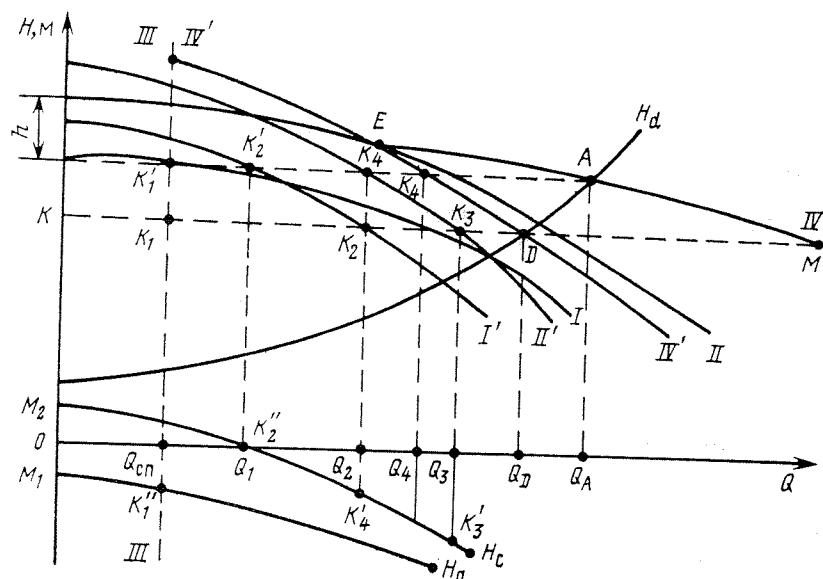


Рис. 16.4. Графический способ определения суммарной подачи и проверки режима работы насоса в заданных условиях

лесообразно из-за низкого к. п. д. насосов и перегрузки насосного оборудования.

2. Дожимные насосные установки для подачи водонефтяной смеси от сборного пункта на установку подготовки и в товарный парк. Для этих целей можно использовать как динамические, так и объемные насосы.

Подбор насосов или компрессоров для транспортировки заданного количества продукции осуществляется наложением их характеристик на характеристику трубопровода. Методику подбора рассмотрим на конкретном примере.

Пример. Из сборных пунктов СП-1 и СП-2 по трубопроводам a , c и d конденсат под давлением СП транспортируется на газоперерабатывающий завод (рис. 16.3). В связи с изменением

условий работы на СП-2 требуется установить два одинаковых центробежных насоса ЦБН-1 и ЦБН-2 (у последнего на входе подпор).

Определить суммарную подачу трубопровода и проверить режимы работы насоса в заданных условиях.

Решение 1. Построим на графике (рис. 16.4) характеристику СП-1 (прямая III—III', параллельная оси ординат).

2. С помощью ЭВМ или вручную построим характеристики трубопроводов c , d , a соответственно H_c , H_d , H_a (см. рис. 16.4). Для этого нужно определить гидравлические потери при различных подачах и нанести их на график.

3. Нанесем на график характеристики насосов ЦБН-1 и ЦБН-2 (с подпором) — соответственно I и II.

4. Приведем характеристики насосов в точку B трубопровода (см. рис. 16.3) вычитанием из их характеристик потерь H_c . Получаем соответственно характеристики насосов I' и II'.

5. Построим совместную характеристику работы СП-1 и обоих ЦБН, для чего сложим абсциссы характеристик I', II' и III—III'. Получим кривую их совместной работы IV (например, сложение по горизонтали KM дает $KM = KK_1 + KK_2 + KK_3$).

Из графиков получаем следующие результаты:

а) при работе обоих насосов и СП-1 общая подача в трубопровод составляет Q_A ; подача ЦБН-1 — Q_1 ; напор — $K_2'K_2''$; для ЦБН-2 — соответственно Q_2 и K_4K_4' ; для СП-1 — соответственно $Q_{СП}$ и $K_1'K_1''$.

б) при работе только СП-1 и ЦБН-2 (участок ED кривой IV') имеем общую подачу в трубопровод Q_D и соответственно для ЦБН-2 подачу Q_3 и напор $K_3'K_3'$.

Полученные показатели действия насосов должны быть в рабочей зоне характеристик насосов (зона достаточно высокого к. п. д.).

Контрольные вопросы

1. Приведите классификацию трубопроводов:
 - 1) по выполняемым функциям;
 - 2) по способу прокладки.
2. Перечислите преимущества шаровых поворотных кранов по сравнению с другими запорными приспособлениями.
3. Почему шаровой кран (см. рис. 16.2, б) требует большего момента для закрытия, чем кран на рис. 16.2, а?
4. Назовите постоянные нагрузки на трубопровод и пути их снижения.
5. Перечислите временные нагрузки на трубопровод и пути их снижения.
6. Расскажите о кратковременных нагрузках на трубопровод и путях их уменьшения.
7. Почему при нахождении допускаемого напряжения $[\sigma]$ используются обе характеристики стали (σ_B и σ_T)?

8. С помощью каких коэффициентов учитывается двухосное напряженное состояние трубопроводов при их проверке на прочность и устойчивость?

9. От каких величин зависит продольное критическое усилие $N_{кр}$ в трубопроводе? Как оно учитывается при проверке трубопровода?

10. Какие усилия учитываются при определении суммарных продольных напряжений от нормативных нагрузок и воздействий на трубопровод?

11. По каким показателям проводят оптимизацию системы трубопроводов для сбора добываемой продукции?

12. Как привести характеристики насосов на рис. 16.4 к точке В?

Глава 17

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ И ХРАНЕНИЯ ДОБЫВАЕМОГО ГАЗА

§ 1. Способы подготовки добываемой продукции и условия работы оборудования

Подготовка газа к дальнему транспорту сводится к удалению из газа влаги, механических примесей и низкокипящих фракций, которые могут образовать гидраты в трубопроводах при транспортировке газа. На промыслах СССР применяются в основном следующие способы подготовки газа: а) низкотемпературной сепарации; б) абсорбционный; в) адсорбционный.

Способ низкотемпературной сепарации (НТС) сводится к осаждению влаги и конденсата в сепараторах вертикального или горизонтального типа при значительном охлаждении (до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$) газа (рис. 17.1, а). Охлаждение может быть достигнуто следующими способами: а) дросселированием газа в штуцере или эжекторе; в последнем случае используется газ низкого давления (рис. 17.1, б); б) дросселированием в детандере (рис. 17.1, в); при этом от турбины детандера отбирается мощность для привода дожимного компрессора или для других целей; в) с помощью холодильных установок (рис. 17.1, г).

При этом способе подготовки газа оборудование работает при давлении до 20 МПа и температуре от $+20$ до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Нередко перед сепараторами с помощью высоконапорных дозирочных насосов впрыскивают ингибитор для облегчения гидратообразования. Ингибиторами обычно служат концентрированные диэтиленгликоль (ДЭГ) или триэтиленгликоль (ТЭГ). Плотность этих жидкостей около 1120 кг/м^3 , температура их кипения при атмосферном давлении выше $240\text{ }^{\circ}\text{C}$, что позволяет регенерировать их методом огневого подогрева с последующим направле-

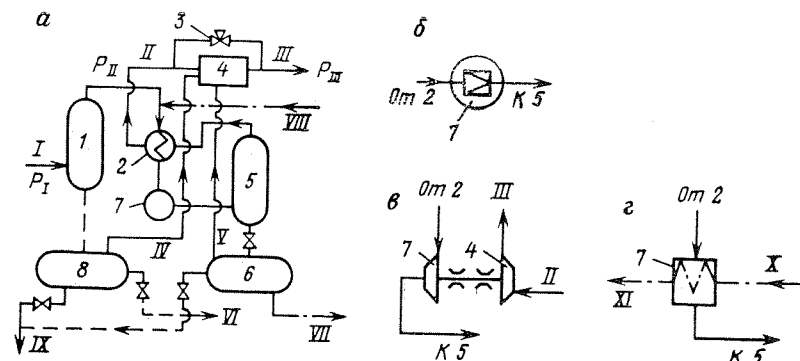


Рис. 17.1. Схемы подготовки газа методом НТС:

а — общая схема; I — сырой газ высокого давления; II — осушенный газ; III — промысловый газопровод; IV — газ выветривания повышенного давления; V — газ выветривания пониженного давления; VI — конденсатопровод; VII — насыщенный раствор ДЭГ на регенерацию в выпарную колонну; VIII — регенерированный ДЭГ от дозирочного насоса (после выпарной колонны); IX — пластовая вода; 1 — сепаратор первой ступени; 2 — теплообменник для охлаждения поступающего газа; 3 — регулятор расхода; 4 — устройство для повышения или снижения давления до давления в газопроводе P_{III} ; 5 — сепаратор второй ступени; 6 — емкость для разделения газа, воды и насыщенного раствора ДЭГ; 7 — устройство для снижения температуры газа; 8 — емкость для разделения газа, конденсата и воды; б — при $P_I > P_{III}$; 7 — штуцер (лучше эжектор) для снижения давления и температуры газа; в — при $P_I > P_{III}$; 4 — компрессор детандера при $P_{II} < P_{III}$ (при $P_{II} < P_{III}$ необходима установка дополнительных дожимных компрессоров для сбора и дожата газа выветривания из линий IV и V с целью предотвращения их сжигания в факеле); 7 — турбодетандер; г — при $P_I < P_{III}$; X — линия жидкого хладагента; XI — линия газообразного хладагента; 7 — испаритель холодильной машины

нием в выпарные колонны, действующие при температурах до $180\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для этих же целей иногда применяют метанол.

Абсорбционный способ используется при низких пластовых давлениях и основан на поглощении влаги и конденсата жидкими абсорбентами (ДЭГ, ТЭГ и др.), подаваемыми сверху. Навстречу им снизу движется поток сырого газа. Процесс происходит в вертикальных аппаратах — абсорберах высотой до 20 м и диаметром до 2000 мм. Для регенерации абсорбентов их насыщенные растворы направляют в выпарные колонны — десорберы.

При адсорбционном способе (поглощение влаги твердыми веществами) также используются вертикальные аппараты, подключенные параллельно. При насыщении поглотителя влагой адсорберы поочередно подключают на десорбцию (регенерацию), осуствуя ее подогревом до $350\text{—}400\text{ }^{\circ}\text{C}$ газом.

Сухой газ очищается от H_2S и CO_2 также в вертикальных абсорберах. В качестве абсорбента применяют моноэтаноламин (МЭА) или другие жидкости. Абсорбент подается сверху навстречу газу, а затем направляется для регенерации в десорбер с пароподогревателем.

Схема расположения оборудования, применяемого для подготовки нефти, воды и нефтяного газа, приведена на рис. 16.1. Показатели действия машин, аппаратов, а также условия их работы (подача, давление, температура, поверхность теплооб-

мена и т. д.) выбирают, исходя из условий технологии подготовки добываемой продукции. В результате расчета определяют лишь число машин и аппаратов для последовательной или параллельной их работы.

В настоящее время большая часть оборудования выпускается заводами в блочно-комплектном исполнении для выполнения отдельных операций по подготовке добываемой продукции. Оборудование монтируется на заводах в отдельные транспортабельные блоки. Монтаж такого оборудования заключается лишь в соединении блоков по заданным схемам, что значительно сокращает и удешевляет монтажно-наладочные работы.

§ 2. Аппараты и сосуды, применяемые для подготовки газа

Для подготовки нефти, газа и воды применяют следующие аппараты и сосуды: 1) сепараторы; 2) абсорберы и десорберы; 3) теплообменные устройства; 4) емкости различного назначения.

Сепараторы классифицируют:

по расположению в пространстве — на вертикальные и горизонтальные;

по принципу действия — на гравитационные, инерционные, центробежные, газожидкостные, разделители;

по конструкции сепарирующих устройств — на жалюзийные, сетчатые, циклонные, тарельчатые и др.

Абсорберы по конструкции внутренних устройств делятся на тарельчатые (колпачковые, сетчатые, сегментные и др.) и насадочные (кольца Рашига, седла Берля и т. д.).

Десорберы по конструкции внутренних устройств классифицируют на тарельчатые и насадочные.

Внутренние диаметры и высоты аппаратов (сепараторов, абсорберов, десорберов) определяют по эмпирическим формулам в зависимости от типа внутренних устройств и пропускной способности аппарата. Внутренние диаметры округляют до ближайшего большего по ГОСТу, высоту аппарата определяет конструктор.

Так, для абсорберов и десорберов с колпачковыми тарелками внутренний диаметр аппарата D_v определяется по формуле

$$D_v = \sqrt{\frac{4\bar{V}}{\pi\omega_{\text{доп}}}},$$

где $\bar{V}$ — объемный расход паров в рабочих условиях; $\omega_{\text{доп}}$ — допустимая скорость паров в колонне.

$$\bar{V} = \frac{22,4\bar{G}Tz\rho_0}{T_0Mp},$$

где G — расход газа, кг/с; p , T и ρ_0 , T_0 — давление и температура текущие и при стандартных условиях соответственно; z — коэф-

фициент сверхсжимаемости газа; M — молекулярная масса газа, кг/моль;

$$\omega_{\text{доп}} = C_{\text{max}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}},$$

где C_{max} — эмпирический коэффициент, зависящий от типа тарелок, расстояния между ними, нагрузки по жидкости и поверхностного натяжения; $\rho_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{п}}$ — плотности жидкой и паровой фаз соответственно.

§ 3. Конструирование и подбор сосудов для подготовки и хранения добываемой продукции

Сосуды и аппараты для подготовки и хранения добываемой продукции подвержены воздействию внутреннего давления. Назначение их определяется схемами (см. рис. 16.1, 17.1, а). По расположению сосудов их подразделяют на вертикальные и горизонтальные, по отношению наружного и внутреннего диаметров — на тонкостенные и толстостенные, по внутреннему давлению — на низкого и высокого давлений. В зависимости от этого меняется методика расчета и конструирования сосудов [4].

Для изготовления сосудов можно применять как углеродистые, так и легированные стали. Высоколегированные стали применяют в самых тяжелых условиях работы для изготовления сосудов с цельной или биметаллической стенкой. В последнем случае из легированной стали выполняют лишь рабочий слой толщиной 1—6 мм (плакирующий слой). Основной же слой выполняют из углеродистой стали, и при расчете плакирующий слой не учитывается.

Стандарты на сосуды и аппараты. Испытания аппаратов. ГОСТ устанавливает ряд условных давлений от 0,1 до 320 МПа. При расчете следует брать ближайшее большее по ГОСТу. Под условным давлением понимают избыточное рабочее давление при $t=20^\circ\text{C}$. При температуре свыше 100°C рабочее давление снижают в соответствии с изменением механических свойств используемого материала.

ГОСТ устанавливает ряд внутренних диаметров D_v для сосудов и аппаратов. Для стальных аппаратов рекомендованы следующие D_v : от 400 до 1000 мм — через 100 мм; от 1200 до 4000 мм — через 200 мм; затем 2500, 4500, 5000, 5600, 6300 мм; от 7000 до 10 000 мм — через 500 мм; от 11 000 до 14 000 — через 1000 мм и от 16 000 до 20 000 мм — через 2000 мм.

Фланцевые соединения сосудов и аппаратов регламентируются отраслевыми стандартами на давления от 0,13 до 16 МПа для двух групп аппаратов: группа А — для не содержащих взрывопожароопасных и токсичных сред — и группа Б — содержащих такие среды. При отклонении рабочих условий от стандартных рабочее давление снижается.

Расчетным давлением сосудов служит пробное давление испытания $p_{пр}$. Первые гидравлические испытания проводят на заводе-изготовителе на $p_{пр}$.

1. Для сварных сосудов при рабочем давлении p_v от 0,07 до 0,5 МПа

$$p_{пр} = 1,5 \frac{p_v [\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}, \text{ но не менее } 0,2 \text{ МПа};$$

при давлении $p_v = 0,5$ МПа и более

$$p_{пр} = 1,25 p_v \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}, \text{ но не менее } p_v + 0,3.$$

2. Для литых сосудов при любом рабочем давлении

$$p_{пр} = 1,5 p_v \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}, \text{ но не менее } 0,3 \text{ МПа}.$$

В приведенных формулах $[\sigma]_{20}$ и $[\sigma]_t$ — соответственно допускаемые напряжения при 20 °С и рабочей температуре. Пробное давление для аппаратов, работающих при отрицательных температурах, принимают таким же, как и для аппаратов с температурой 20 °С.

При периодическом освидетельствовании сосудов испытания проводят при таком же давлении, но в рабочем состоянии. Напряжение в стенке при гидравлическом испытании не должно превышать $0,9 \sigma_t$, а при пневматическом — $0,8 \sigma_t$, где σ_t — предел текучести материала сосуда.

Теории прочности, допускаемые напряжения и запасы прочности. При расчете сосудов на прочность применяют следующие теории прочности.

1. Первая теория прочности — наибольших нормальных напряжений, по которой за расчетное принимают наибольшее кольцевое напряжение, определяемое для тонкостенных сосудов по формуле

$$\sigma_k = p_v D_c / (2S'), \quad (17.1)$$

где p_v — внутреннее давление в сосуде; D_c — средний диаметр сосуда.

Приравняв σ_k к $[\sigma]_t$ и заменив $D_c = D_v + S'$, где D_v — внутренний диаметр, S' — толщина стенки, получим

$$S' = p_v D_v / (2[\sigma]_t - p_v). \quad (17.2)$$

Для толстостенных сосудов при $\beta = D_n / D_v > 1,2$ максимальное кольцевое напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{k \max} = p_v (D_n^2 + D_v^2) / (D_n^2 - D_v^2), \quad (17.3)$$

где D_n — наружный диаметр сосуда,

$$D_n = D_v + 2S'. \quad (17.4)$$

Подставив (17.4) в (17.3) и приравняв $\sigma_{k \max}$ к $[\sigma]_t$, найдем

$$S' = \frac{D_v}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_t + p_v}{[\sigma]_t - p_v}} - 1 \right). \quad (17.5)$$

Отношение (17.3) к (17.1) при $\beta \leq 1,2$ дает 1,01. Это показывает, что для сосудов с $\beta \leq 1,2$ расчеты по формулам (17.3) и (17.5) совпадают с точностью до 1 %.

2. Третья — теория наибольших касательных напряжений, по которой за эквивалентное берут разницу между наибольшим и наименьшим напряжениями, т. е.

$$\sigma_{экр} = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (17.6)$$

Для тонкостенных сосудов имеем $\sigma_1 = \sigma_k = p_v D_c / (2S')$ и $\sigma_3 = -\sigma_r = -p_v$. Тогда

$$\sigma_{экр} = p_v (D_v + 3S') / (2S'). \quad (17.7)$$

Расчетная формула, полученная из (17.7) при $\sigma_{экр} = [\sigma]_t$, имеет вид

$$S' = p_v D_v / (2[\sigma]_t - 3p_v). \quad (17.8)$$

3. Четвертая — энергетическая теория прочности, по которой

$$\sigma_{экр} = \sqrt{0,5 [(\sigma_k - \sigma_m)^2 + (\sigma_k - \sigma_r)^2 + (\sigma_m - \sigma_r)^2]}, \quad (17.9)$$

где σ_m — меридиональное (продольное) напряжение

$$\sigma_m = p_v D_v / (4S'). \quad (17.10)$$

Подставив в (17.9) значение σ_k из (17.1) и σ_m из (17.10) и приравняв σ_r к нулю (в сосудах большого диаметра $p_v \ll \sigma_m$), получим [4]

$$S' = p_v D_v / (2,3 [\sigma]_t - p_v). \quad (17.11)$$

Анализ (17.2), (17.8) и (17.11) показывает, что наименьшая толщина стенки получается по четвертой теории прочности. Для расчета сосудов, работающих при внутреннем давлении, принимают формулы (17.2) и (17.5), полученные из первой теории прочности, и компенсируют погрешность расчетных формул введением запаса прочности $n_T' = 1,2$. Поэтому напряжение при испытании сосуда должно составлять

$$\sigma \leq \sigma_t / 1,2. \quad (17.12)$$

С другой стороны, давление испытания превышает рабочее, а следовательно, и напряжение при испытании σ превышает допускаемое рабочее $[\sigma]_t$ в 1,25 раза, т. е.

$$\sigma = 1,25 [\sigma]_t, \quad (17.13)$$

Из (17.12) и (17.13) получаем

$$[\sigma]_t \leq \sigma_t / n_T = \sigma_t / 1,5. \quad (17.14)$$

Для получения рабочих допускаемых напряжений $[\sigma]_t$ предел текучести следует брать при рабочей температуре. В табл. 12

[4] даются значения $[\sigma]_t$ для наиболее распространенных марок сталей. Для применяемых марок сталей $\sigma_t \approx 0,58 \sigma_b$, где σ_b — предел прочности. Следовательно,

$$[\sigma]_t \leq \sigma_b / n_b \approx \sigma_b / 2,6. \quad (17.15)$$

Поэтому для определения допускаемого напряжения проводят расчеты по формулам (17.14) и (17.15) и берут наименьшее из них.

Воздействие коррозионной среды на стенку сосуда учитывают поправкой на коррозию C , определяемой по формуле (16.2). При наличии в сосудах сварных швов допускаемое напряжение $[\sigma]_t$ умножают на коэффициент учета прочности сварного шва φ .

Значения φ для различных способов сварки. Для стыковых и тавровых соединений с двусторонним сплошным проваром, выполняемых автоматической сваркой, $\varphi = 1$.

В стыковых соединениях с подваркой корня шва и тавровых соединениях с двусторонним сплошным проваром, выполняемых вручную или автоматической сваркой с ручной проваркой, $\varphi = 0,95$.

Для стыковых соединений, доступных сварке только с одной стороны, со сплошным гарантированным проваром или выполняемых с подкладкой со стороны корня шва, которая прилегает по всей длине шва к основному металлу, $\varphi = 0,9$.

Для тавровых соединений, в которых не обеспечивается сплошное соединение свариваемых деталей, а также соединений внахлестку при наличии швов с двух сторон $\varphi = 0,8$.

С учетом отмеченной формулы (17.2) и (17.5) для тонкостенных и толстостенных сосудов соответственно примут следующий вид:

$$S = \frac{p_b D_b}{2\varphi [\sigma]_t - p_b} + C; \quad (17.16)$$

$$S_t = \frac{D_b}{2} \left(\sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_t + p_b}{\varphi [\sigma]_t - p_b}} - 1 \right) + C. \quad (17.17)$$

Для толстостенных сосудов рекомендуют брать большую из величин, полученных по формулам (17.16) и (17.17). Внутренний диаметр сосуда принимают по ГОСТу, исходя из размеров внутренних устройств.

Ориентировочные рекомендации по выбору марок сталей и припусков на коррозию для сосудов, применяемых при подготовке газа. Рекомендуется считать предельно допустимой коррозию металла, приводящую к уменьшению толщины стенки на 10 % в год. Если коррозия превышает эту норму, то следует принимать меры по защите оборудования.

Во всех случаях определяющими факторами при выборе марки стали и припуска на коррозию являются следующие [8]:

применяемые ингибиторы коррозии и гидратообразования (для газа);
рабочее давление, температура и влажность среды;
агрессивность среды, зависящая от содержания H_2S , CO_2 , O_2 и других компонентов и характеризуемая pH (водородный показатель, свидетельствующий о концентрации ионов водорода в растворе).

Припуск металла на коррозию C дают для оборудования, предназначенного для работы:

а) под давлением 2,5 МПа и выше, независимо от группы стойкости металла;

б) под давлением ниже 2,5 МПа только при скорости коррозии выше 0,1 мм в год;

в) при скорости коррозии выше 3 мм в год.

Сочетание воды с двуокисью углерода (относительная влажность выше 20 % и содержание в газе CO_2 до 9 %) приводит к средней скорости коррозии для углеродистых сталей до 25 мм в год. Растворяясь в воде в значительных количествах, CO_2 понижает pH среды, т. е. повышает ее кислотность, что ведет к росту ее коррозионной активности. Резко повышается коррозионная активность газа с повышением парциального давления $CO_2(p_{CO_2})$, что объясняется повышением его концентрации. И лишь газ с $p_{CO_2} \leq 5 \cdot 10^{-4}$ Па считается неактивным в коррозионном отношении. Однако повышение температуры раствора CO_2 в воде с 290 до 323 К даже при снижении концентрации CO_2 с 1200 до 440 мг/л увеличивает скорость коррозии в 9 раз. Раствор CO_2 в чистой воде более опасен, чем в минерализованной.

Большую коррозионную опасность представляет собой сочетание H_2S с водой. Опасность увеличивается с повышением температуры. Максимум коррозионной активности газов достигается при температуре 293—303 К. С ростом давления концентрация H_2S в среде увеличивается и коррозионная активность растет. При рабочем давлении $p_p \leq 1$ МПа среда считается некоррозионно-активной.

Наиболее опасно одновременное присутствие в природном газе H_2S и CO_2 . При сравнительно близких концентрациях H_2S и CO_2 последний усиливает коррозионную активность среды вследствие дополнительного снижения ее pH.

При выборе необходимых для изготовления сосудов и аппаратов марок сталей можно пользоваться следующими ориентировочными рекомендациями.

1. При рабочем давлении $p_b = 0,2—16$ МПа и температуре от —40 до 100 °С в условиях влажного углеводородного газа с содержанием H_2S и CO_2 , а также минерализованной воды в присутствии ингибиторов гидратообразования можно использовать стали следующих марок.

1.1. При парциальном давлении (ПД) H_2S до 0,0002 МПа, CO_2 до 0,1 МПа — стали марок ВСт3сп5, 16ГС, 09Г2С, 10Г2, сталь 20, 20К (низколегированные стали используют при тем-

из
гали
МТ.
40—
мм.
до
С=

t=
али,
рки

на-
овой
т. 7,

ов.
до
До-

.18)

ипе-
t_в
ной
на

.19)

про-
рас-
ней

ыть
кно
на-
ией.

пературах ниже -20°C ; при этом $C=2$ мм; трубки и тонкие съемные устройства («начинка») — из стали марки 08Х21Н6Т, арматура — из стали марки 12Х18Н10Т.

1.2. При ПД H_2S до 0,0002 МПа, CO_2 до 0,5 МПа используют те же стали, при этом $C=4$ мм.

1.3. При ПД H_2S от 0,01 до 0,0002 МПа и CO_2 до 0,5 МПа применяют те же стали, но $C=4-5$ мм; необходима термообработка сталей.

1.4. При ПД H_2S от 0,01 до 0,05 МПа и CO_2 до 0,5 МПа используют стали марок 20К, 20ЮЧ с термообработкой; при этом $[\sigma]=0,4\sigma_{\text{т}}$, $C \geq 4$ мм; «начинка» — из стали марки 08Х21Н6М2Т, арматура — из стали марки 10Х17Н13М2Т.

1.5. При ПД H_2S более 0,05 МПа и CO_2 от 0,5 МПа применяют сталь марки 20ЮЧ, стойкую к сульфидному растрескиванию, или другие, аналогичные ей стали. Можно применять биметалл (плакирующий слой из стали марки 10Х17Н13М2Т). «Начинку» и арматуру изготавливают из тех же сталей, что и в п. 1.4.

2. Для осушенного углеводородного газа (относительная влажность до 60 % при минимальной рабочей температуре) при $p_{\text{в}} = 6,4-16$ МПа; $t = -20-+5^{\circ}\text{C}$ при ПД H_2S до 0,05 МПа и CO_2 до 0,5 МПа рекомендуется применять те же стали, что и в п. 1.1.

3. Для углеводородного конденсата, сконцентрированной и минерализованной пластовой воды при $p_{\text{в}} = 0,1-6$ МПа и $t = -40-+100^{\circ}\text{C}$ с содержанием H_2S и CO_2 рекомендуются следующие стали.

3.1. При содержании H_2S не более 0,01 % и CO_2 до 1 % — по п. 1.1.

3.2. При содержании H_2S не более 0,01 % и CO_2 1—5 % — те же стали, что и в п. 1.2.

3.3. При содержании H_2S от 0,01 до 1,5 мол. % и более, CO_2 более 5 % рекомендуется применять сталь марки 20ЮЧ или другие специальные стали, стойкие к сульфидному растрескиванию. Термообработка сварных швов обязательна. Величина C принимается по опытным данным. «Начинка» и арматура изготавливаются из тех же сталей, что и в п. 1.4.

4. Для регенерированного и нерегенерированного ДЭГа при $p_{\text{в}} = 0,02-16$ МПа и $t = 20-40^{\circ}\text{C}$ при содержании H_2S до 0,001 мол. % и CO_2 до 0,5 % применяются те же стали, что и в п. 1.1 и 1.2.

5. При $t = 80-160^{\circ}\text{C}$ берут те же, что и в п. 4 стали, но прибавку на коррозию C берут в пределах от 4 до 6 мм.

6. Для НДЭГ при $p_{\text{в}} = 0,02-16$ МПа, $t = 60-160^{\circ}\text{C}$ при наличии H_2S более 0,001 мас. % и CO_2 более 0,05 мас. % рекомендуется выполнять сосуды и их фланцы из биметалла (плакирующий слой — из стали марки 10Х17Н13М2Т), «начинку» — из стали марки 08Х21Н6Т, арматуру — из стали марки 12Х18Н10Т. Стали должны быть стойкими к межкристаллитной коррозии металла и швов.

7. При тех же условиях, что и в п. 6, плюс наличие хлоридов

рекомендуется применять биметалл с плакирующим слоем из стали марки 10Х17Н13М2Т, «начинку» изготавливают из стали марки 08Х21Н6М2Т; арматуру — из стали марки 10Х17Н13М2Т.

8. Для свежего метанола при $p_{\text{в}} = 0,01-16$ МПа и $t = -40-60^{\circ}\text{C}$ при отсутствии H_2S и CO_2 — по п. 1.1, при этом $C=3$ мм.

9. Для регенерированного метанола (90—99 %) при $p_{\text{в}}$ до 16 МПа и t до 60°C при отсутствии H_2S и CO_2 — по п. 1.1, $C = 4-6$ мм.

10. Для водного раствора метанола при $p_{\text{в}}$ до 16 МПа и $t = -40-80^{\circ}\text{C}$ при отсутствии H_2S для сосудов берут те же стали, что и в п. 1.1, но $C=6$ мм; арматуру изготавливают из стали марки 10Х17Н13М2Т.

11. Для насыщенного раствора метанола (10—70 %) при наличии H_2S до 10 мг/л и CO_2 (не ограничено), а также пластовой воды с хлоридами при $t = -10-100^{\circ}\text{C}$ и $p_{\text{в}}$ до 16 МПа — по п. 7, при отсутствии необходимых материалов — по п. 3.3.

Особенности расчета толстостенных сосудов. Толстостенные сосуды, работающие под давлением от 10 до 100 МПа, рассчитывают с учетом их предельных состояний. Допускаемую величину β находят из формулы

$$\ln \beta = p_{\text{в}} / \{\varphi [\sigma]_t\}.$$

$$\text{Так как } \beta = \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{в}}} = \frac{D_{\text{в}} + 2S'}{D_{\text{в}}} = 1 + \frac{2S'}{D_{\text{в}}}, \text{ то } S' = \frac{D_{\text{в}}}{2} (\beta - 1).$$

С учетом поправки на коррозию

$$S = 0,5D_{\text{в}} (\beta - 1) + C. \quad (17.18)$$

При расчете толстостенных сосудов следует учитывать температурные напряжения. Наиболее опасна низкая температура $t_{\text{в}}$ внутри сосуда, особенно когда она значительно ниже наружной $t_{\text{н}}$ [4]. При этом дополнительное температурное напряжение на внутренней стенке сосуда составляет

$$\sigma_{t_{\text{в}}} = \frac{E\alpha(t_{\text{н}} - t_{\text{в}})}{1(1 - \mu)} \left(\frac{2R_{\text{н}}^2}{R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2} - \frac{1}{\ln R_{\text{н}} - \ln R_{\text{в}}} \right), \quad (17.19)$$

где $R_{\text{н}} = D_{\text{н}}/2$; $R_{\text{в}} = D_{\text{в}}/2$; E , α и μ — соответственно модуль продольной упругости, температурный коэффициент линейного расширения и коэффициент Пуассона для данной стали при средней температуре стенки сосуда.

Суммарное напряжение на внутренней стенке сосуда

$$\sigma_{\text{вн}} = \frac{p_{\text{в}} [R_{\text{н}}^2 + (R_{\text{в}} + C)^2]}{[R_{\text{н}}^2 - (R_{\text{в}} + C)^2]} + \sigma_{t_{\text{в}}} \quad (17.20)$$

должно быть не ниже $[\sigma]_t$. При этом сосуд снаружи должен быть окрашен, с тем чтобы поправку на коррозию снаружи $C_{\text{н}}$ можно было принять равной нулю. Для уменьшения температурных напряжений сосуда рекомендуется покрывать снаружи изоляцией.

При $\sigma_{вн} > [\sigma]_t$ следует увеличить толщину стенки до ближайшего большего значения S и вновь повторить расчеты по формулам (17.19) и (17.20). Варианты конструкций корпусов с толстой стенкой, а также соединения листов различной толщины при изготовлении сосудов приведены на рис. 8 и 35 [4].

Днища сосудов с внутренним давлением имеют различную форму.

Полушаровые днища. Такие днища обычно применяют в аппаратах большого диаметра ($D_b > 4$ м). Днища выполняют сваркой отдельных, заранее отштампованных частей-лепестков с одинаковой кривизной (рис. 17.2). Расчетная толщина стенки днища

$$S = \frac{p_b R_b}{2\varphi [\sigma]_t - 0,5 p_b} + C. \quad (17.21)$$

Если полученная толщина стенки меньше, чем стенки цилиндрической части аппарата, то соединение днища с корпусом выполняют по рис. 37 [4].

Днище коробовой формы. Центральная часть днища (рис. 17.3) получается вращением кривой bc вокруг оси сосуда, а переходная часть — вращением кривой ab . Радиусы кривых составляют соответственно R_b и r , причем $R_b \leq D_b$, где D_b — внутренний диаметр сосуда. Высота цилиндрического борта днища $h = 50—110$ мм. Толщина стенки днища

$$S = \frac{p_b R_b y}{2\varphi [\sigma]_t - 0,5 p_b} + C. \quad (17.22)$$

Коэффициент перенапряжения днища y зависит от отношения r/R_b и может быть найден по рис. 40 [4]. Для стандартных днищ $R_b = 0,9$ и $r/R_b = 0,19$, глубина днища $H = 0,25 D_b$ и $y = 1,3$. При этом толщина стенки днища несколько превышает толщину цилиндрической части корпуса. Борт высотой h выводит сварной шов соединения днища с корпусом из напряженной зоны.

Эллиптические днища. Меридиональная кривая днища выполняется по полуэллипсу (рис. 17.4). Толщина стенки днища

$$S = \frac{p_b R}{2\varphi [\sigma]_t - 0,5 p_b} + C. \quad (17.23)$$

Эти днища менее напряжены, чем коробовые. Для стандартных днищ $R = D_b$, $H = 0,25 D_b$ и $h = 50—100$ мм. Эллиптические и коробовые днища малых диаметров (159—720 мм) предназначены для присоединения к трубам, и поэтому для них номинальным базовым размером вместо D_b служит наружный диаметр трубы D_n . Для днищ диаметром 400—4000 мм, предназначенных для цилиндрических сосудов, в качестве базового размера служит D_b сосуда. Днища с D_b от 1800 до 4000 мм выполняют сварными из двух листов и при расчете толщины стенки в формулу (17.23) вводят коэффициент φ .

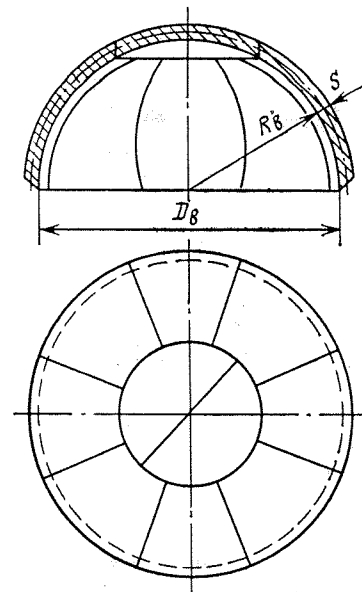


Рис. 17.2. Полушаровое днище

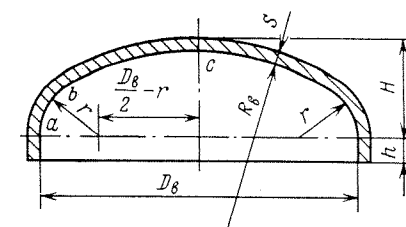


Рис. 17.3. Днище коробовой формы

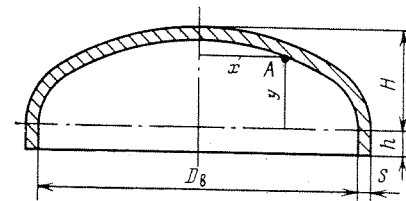


Рис. 17.4. Эллиптическое днище

Конические днища и переходы. Конические днища обеспечивают полное удаление вязкой или сыпучей среды из аппарата. Конические переходы используют при переходе от большого диаметра аппарата к меньшему. Такие днища и переходы можно выполнять с отбортовкой и без нее (рис. 17.5). Опасное сечение будет в месте перехода от цилиндра к конусу. В этом сечении толщина стенки

$$S = \frac{p_b D_b}{2\varphi [\sigma] \cos \alpha - p_b} + C, \quad (17.24)$$

где α — половина угла конуса; p_b — суммарное внутреннее давление в месте перехода. При наличии внутреннего давления p_b' и столба жидкости высотой H и плотностью ρ будет

$$p_b = p_b' + \rho g H.$$

Конические днища и переходы необходимо проверять на напряжение изгиба, действующее в меридиональном направлении в месте перехода (по образующей конуса). Необходимая при этом толщина стенки

$$S_1 = \frac{p_b D_b y_k}{4\varphi [\sigma]_t} + C, \quad (17.25)$$

где y_k — коэффициент перенапряжения днища, определяемый по рис. 47 из работы [6]. Для днищ без отбортовки обычно берут $2\alpha = 60^\circ$ и $r/D_b = 0,01$, что дает $y_k \approx 2,7$ (по графику). Толщину

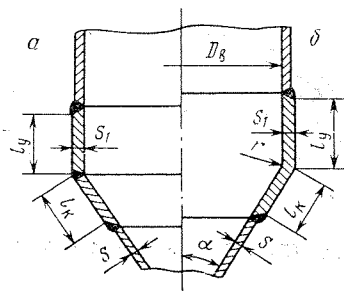


Рис. 17.5. Коническое днище без отбортовки (а) и с отбортовкой (б)

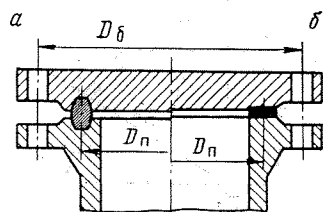


Рис. 17.6. Плоская крышка с овальной металлической прокладкой (а) и мягкой прокладкой (б)

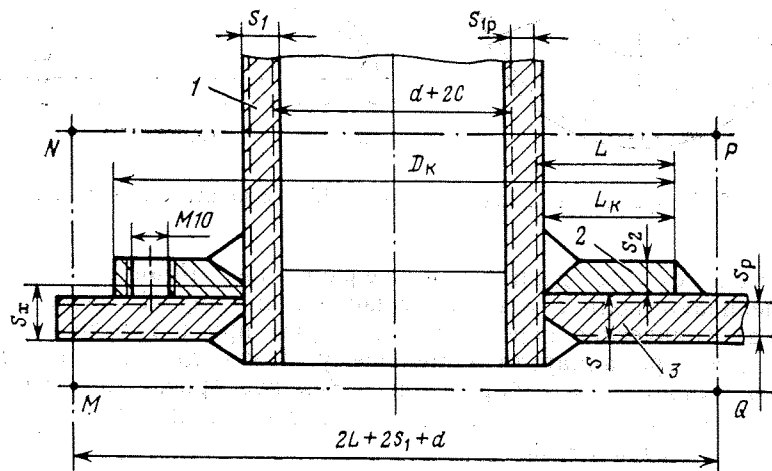


Рис. 17.7. Схема укрепления выреза в сосуде
1 — патрубок; 2 — накладное укрепляющее кольцо; 3 — корпус

переходной зоны от конуса к цилиндру принимают равной большему из значений, полученных по формулам (17.24) и (17.25). В случае, когда $S_1 > S$, возможно выполнение зоны перехода по рис. 17.5, а, б. При этом принимают

$$l_y \geq 0,5 \sqrt{D_B (S - C)} \text{ и } l_k \geq 0,5 \sqrt{D_B (S - C) / \cos \alpha}.$$

Кроме того, для конических днищ без отбортовки (см. рис. 17.5, а)

$$p_B \leq \frac{2\varphi [\sigma]_t (S_1 - C)}{D_B y_0 + (S_1 - C)}, \quad y_0 = \frac{0,4 \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\frac{S_1 - C}{D_n} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha}}\right)}} + 0,5.$$

Плоские круглые крышки. В общем случае толщина плоской круглой крышки зависит от способа закрепления и определяется по формуле

$$S = KD \sqrt{p_B / [\sigma]_t} + C_1, \quad (17.26)$$

где K и D — соответственно коэффициент для учета формы крышки, а также способа ее закрепления и расчетный диаметр крышки. Для крышки на рис. 17.6, а, б

$$K = \sqrt{0,0515 \left(\frac{D_6}{D_n} + 1\right)^2 + 0,5 \left(\frac{D_6}{D_n} - 1\right) \left(\frac{Q_6}{Q_D} - 1\right)},$$

где Q_6 — нагрузка на болты в условиях эксплуатации, определяемая по формуле (7.2); Q_D — равнодействующая внутреннего давления на площадь по среднему диаметру прокладки D_n ,

$$Q_D = p_B \frac{\pi}{4} D_n^2.$$

Другие формы плоских крышек менее распространены.

Расчет укрепления вырезов в стенках сосудов и аппаратов. Отверстия в сосудах для установки штуцеров и люков ослабляют меридиональное сечение цилиндрической стенки аппарата. Поэтому их укрепляют либо наваркой накладного укрепляющего кольца 2 диаметром D_k (рис. 17.7), либо утолщением стенки корпуса 3 и патрубка 1. Укрепление отверстий обязательно, если условный диаметр патрубка превышает 50 мм или

$$d_o = 0,25 \sqrt{D_p (S - C)}, \quad (17.27)$$

где S — толщина стенки аппарата, в которой осуществлен вырез; D_p — расчетный диаметр.

За расчетный диаметр принимают:

для отверстий в цилиндрической части $D_p = D_B$;

в сферическом днище (см. рис. 17.2) $D_p = 2R_B$;

в эллиптическом днище (см. рис. 17.4) $D_p = 2\rho$, где

$$\rho = \left(\frac{D_B}{2}\right)^2 H^2 \left[\frac{x^2}{(0,5 D_B)^2} + \frac{y^2}{H^4} \right]^{3/2};$$

x, y — координаты центра отверстия;

для конического днища $D_p = D / \cos \alpha$, где D — диаметр конической части, на которой расположено отверстие.

Укрепляющее кольцо ставят снаружи аппарата и снабжают сигнальным отверстием с резьбой М10, располагаемым в нижней части кольца. Во время эксплуатации и гидротестирования отверстие должно быть открыто, что позволяет обнаружить нарушение герметичности основного шва, прикрепляющего патрубков к корпусу аппарата. Укрепляющее кольцо может быть выполнено составным (из двух половин). Угол сварного шва кольца должен быть выполнен на всю толщину составного кольца. В этом случае выполняют два сигнальных отверстия (по одному в каждой половине кольца).

Условия укрепления выреза. 1. Расчетная площадь поперечного сечения металла стенки F_0 , удаленного вырезом, должна компенсироваться за счет площади сечения патрубка F_1 , площади сечения, избыточного над расчетным, металла стенки корпуса F и площади сечения укрепляющего кольца F_2 , т. е.

$$F_0 \leq F + F_1 + F_2. \quad (17.28)$$

2. Укрепляющий металл должен быть расположен в зоне $MNPQ$ (см. рис. 17.7). Протяженность зоны определяется величиной L , за ее пределами укрепление неэффективно.

3. Располагать вырезы на продольных швах не рекомендуется. Величины, входящие в выражение (17.28), определяют по следующим формулам:

$$F_0 = [(d + 2C) - 0,25\sqrt{D_p(S - C)}] S_p; \quad (17.29)$$

$$F = 2[L + (S_1 - C)](S - C - S_p); \quad (17.30)$$

$$F_1 = 2,5\sqrt{(d + 2C)(S_1 - C)}[(S_1 - C) - S_{1p}]; \quad (17.31)$$

$$F_2 = [D_k - (d + 2C)] S_2. \quad (17.32)$$

В формулах (17.29) — (17.32) согласно рис. 17.7 приняты следующие обозначения: S , S_1 и S_p , S_{p1} — соответственно действительная и расчетная толщина стенки корпуса и патрубка; S_2 и D_k — толщина сечения и диаметр укрепляющего кольца соответственно.

Избыточную над расчетной площадь F получают за счет округления толщины стенки сверх расчетной и наличия сварных швов в теле сосуда. Так как вырезы располагают вне швов, то коэффициент ϕ идет в запас и в формуле (17.30) вместо S_p подставляют ϕS_p . Величину L определяют следующим образом:

при отсутствии укрепляющего кольца

$$L = \sqrt{D_p(S - C)};$$

при наличии укрепляющего кольца в случае:

$$a) D_k \geq 2\sqrt{D_p(S - C + S_2)} + 2S_1 + d \quad L = \sqrt{D_p(S - C + S_2)};$$

$$b) D_k < 2\sqrt{D_p(S - C + S_2)} + 2S_1 + d \quad L = \sqrt{D_p S_x}.$$

Значение S_x определяют подбором из уравнения

$$LS_2 = \sqrt{D_p S_x} [S_x - (S - C)],$$

а S_2 принимают обычно равной толщине стенки сосуда S .

Более точно S_2 определяют с помощью ЭВМ (рис. 17.8).

Диаметр укрепляющих колец берут в пределах $D_k = (1,6 \div 2) d$, т. е. $D_k \approx 1,6d$ при $d = 1200$ мм и $D_k \approx 2d$ при $d = 200$ мм. Для промежуточных значений диаметров d диаметр укрепляющего кольца D_k можно найти интерполяцией.

Показатели механических свойств металла, укрепляющего кольца, не должны быть ниже, чем у металла корпуса. Иногда укрепления выполняют отбортовкой стенки сосуда или вваркой отбортованного элемента.

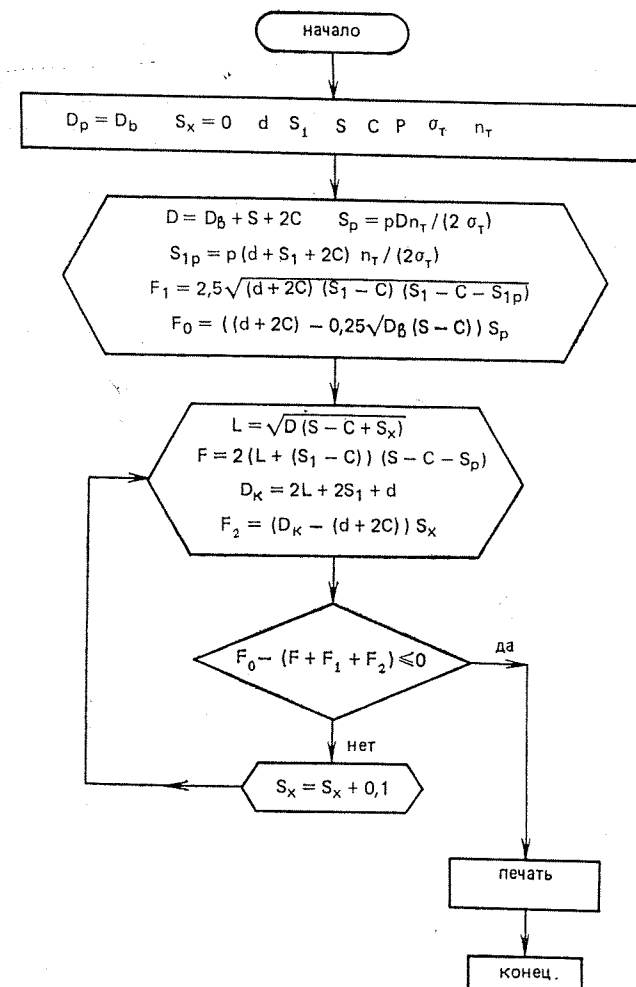


Рис. 17.8. Блок-схема для определения с помощью ЭВМ размеров кольца, укрепляющего отверстие при вырезе (полученный S_x округляют до ближайшего большего по ГОСТ; линейные размеры — в мм, σ_τ и p — в МПа)

Укрепляющее кольцо 2 (см. рис. 17.7) приваривают двумя сварными швами, причем в расчет принимают швы приварки по наружному контуру; сечение шва по внутреннему контуру не учитывается и идет в запас (двукратный запас). Из условия равнопрочности сварного шва и площади поперечного сечения укрепляющего кольца следует, что

$$[D_k - (d + 2C)] [S_2' \sigma] = 0,5\pi D_k 0,7h_c \phi_c 0,8 [\sigma]_t, \quad (17.33)$$

где h_c — высота катета сварного шва; $\phi_c = 0,8$ — коэффициент прочности сварного шва; $0,8 [\sigma]_t$ — допускаемое напряжение при

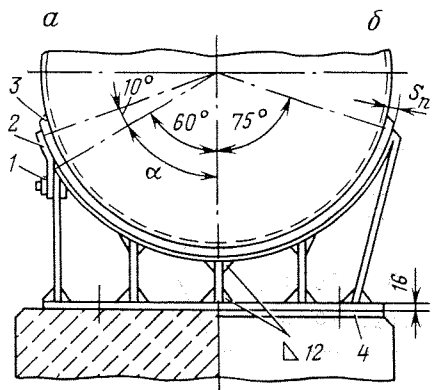


Рис. 17.9. Опора горизонтального аппарата в случае крепления болтами (а) и сваркой (б):

1 — болт; 2 — лапы; 3, 4 — подкладной лист

половина требуемой по расчету площади сечения металла для укрепления приходилась на простенок между патрубками и смежными сечениями стенок патрубков (см. рис. 57 в работе [4]).

Особенности расчета и конструирования горизонтальных сосудов и аппаратов, работающих под давлением газа и жидкости. Стандартные сосуды для жидкостей обычно заполняют не более чем на 0,7 объема, для сжиженных газов — не более чем на 0,8 объема при $t=20^\circ\text{C}$. Работа таких сосудов без перегрузки обеспечивается установкой предохранительных клапанов (см. рис. 88 в работе [4]).

Горизонтальные сосуды обычно устанавливают на двух опорах и одну из них (наиболее удаленную от места присоединения трубопровода) делают подвижной для компенсации температурных перемещений. На рис. 17.9, а показана опора, к которой сосуд крепится болтами 1, двумя лапами 2, приваренными к сосуду через подкладной лист 3. У подвижной опоры отверстия в лапах выполняют овальными. Болты затягивают, оставляя зазор 0,5—1 мм для облегчения свободного перемещения сосуда в месте соприкосновения подкладного листа с опорой. Опоры крепятся к фундаменту болтами.

По другому варианту (рис. 17.9, б) опоры жестко привариваются к корпусу. В этом случае в подвижной опоре отверстия под фундаментные болты также выполняют овальными и болты затягивают, оставляя небольшой зазор. Подвижная опора перемещается по плоскому подкладному листу 4. Поверхности, по которым происходит перемещение, перед установкой сосуда смазывают графитовой смазкой. Горизонтальная реакция (по оси сосуда) на скользящей опоре при температурном перемещении корпуса составляет $N_r = fN_o$, где N_o — вертикальная реакция на подвижной опоре; f — коэффициент трения, $f=0,15-0,20$; для уменьшения го-

работе сварного шва на срез ($[\sigma]_t$ — допускаемое напряжение для наименее прочного из свариваемых материалов).

Из (17.33) получаем

$$h_c = [D_k - (d + 2C)] S_2 / (0,7D_k). \quad (17.34)$$

Наименьшее расстояние между двумя соседними отверстиями А должно составлять $A=1,4 (d_1+d_2)/2$, где d_1 и d_2 — диаметры отверстий. При укреплении близко расположенных отверстий после расчета по приведенным формулам (как и для обычных отверстий) проверяют, чтобы по-

ризонтальных усилий при хранении нагретых жидкостей применяют катковые опоры, для которых $f \approx 0,05$.

Толщину стенки горизонтального сосуда определяют в результате расчета на прочность и устойчивость формы под действием весовых нагрузок, а также расчета на внутреннее давление. При незначительном рабочем давлении (когда кольцевое напряжение не служит расчетным) толщина стенки корпуса сосуда без прибавки на коррозию составляет

$$S' \geq 0,0015D + 0,0001l + C_3, \quad (17.35)$$

где D — диаметр сосуда; l — длина или высота (для вертикальных сосудов) цилиндрической части сосуда; C_3 — постоянная, равная для горизонтальных сосудов 3 мм, а для вертикальных 2 мм. При небольшой толщине стенки корпус укрепляют кольцами жесткости.

Корпус горизонтального аппарата проверяют на изгиб под действием весовых нагрузок, как балку, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой. Расчетная длина сосуда a является суммой длины l цилиндрической части и удвоенной приведенной длины $l_{пр}$ выпуклой части днищ, т. е. $a=l+2l_{пр}$; для эллиптического днища $l_{пр}=0,5H$. Нагрузка на единицу длины аппарата составляет $q=G/a$, где G — вес заполненного водой аппарата (при гидравлических испытаниях).

Обычно сосуды располагают на двух опорах, одна из которых подвижная. В этом случае вертикальная реакция подвижной опоры $N_o = G/2 = qa/2$. Изгибающие моменты над опорой M_1 и в середине сосуда M_2 (абсолютные величины) при длине консольной части b соответственно

$$M_1 = qb/2; \quad M_2 = qa(a-4b)/8.$$

Из равенств для M_1 и M_2 находят наивыгоднейшее расстояние $b \approx 0,207a$. При $b < 0,207a$ опасное сечение находится в середине аппарата, а при $b > 0,207a$ — над опорой. Сжимающие напряжения от изгибающего момента, возникающие в верхней части сосуда, в середине и в нижней части сосуда под опорой могут вызвать нарушение устойчивости формы стенки аппарата. Во избежание этого должно соблюдаться условие

$$\frac{Q}{Q_{доп}} + \frac{M}{M_{доп}} \leq 1, \quad (17.36)$$

где $Q_{доп}$ и $M_{доп}$ — допускаемые значения осевой сжимающей силы и изгибающего момента соответственно; Q — осевая сжимающая нагрузка от трения на опоре (при рабочей температуре выше температуры монтажа), равная N_r ; M — наибольший действующий изгибающий момент (из M_1 и M_2).

$$Q_{доп} = \pi D_v (S - C) \varphi_s [\sigma], \quad (17.37)$$

где $[\sigma]$ — нормативное допускаемое напряжение.

Коэффициент φ_c определяют по следующим зависимостям:

$$\text{при } D_B/[2(S-C)] < 0,18 \quad \frac{E}{\sigma_T} \quad \varphi_c = 1/\left\{1 + 23 \left[\frac{\sigma_T D_B}{2E(S-C)} \right]^2\right\};$$

$$\text{при } D_B/[2(S-C)] \geq 0,18 \quad \frac{E}{\sigma_T} \quad \varphi_c = 0,75 K_c \left[\frac{\sigma_T D_B}{2E(S-C)} \right].$$

Значение $M_{доп}$ рассчитывают по следующим формулам:

$$\text{при } D_B/[2(S-C)] < 0,23 \quad \frac{E}{\sigma_T} \quad M_{доп} = 0,785 \varphi_n [\sigma] D_B^2 (S-C);$$

$$\text{при } D_B/[2(S-C)] \geq 0,23 \quad \frac{E}{\sigma_T} \quad M_{доп} = 0,785 K_n E D_B^2 (S-C).$$

Здесь K_c , K_n — коэффициенты, принимаемые по приведенным ниже данным.

$\frac{D_B}{2(S-C)}$	От $0,23 \frac{E}{\sigma_T}$	до 250	250	500
K_c	0,14		0,14	0,12
K_n	0,17		0,17	0,13

$$\varphi_n = 1/\left\{1 + 15,3 \left[\frac{\sigma_T D_B}{E_2(S-C)} \right]^2\right\}.$$

При наличии внутреннего давления p_B напряжение в середине сосуда проверяют по условию

$$0,9[\sigma] > \frac{p_B D_B}{4(S-C)} + \frac{M_1}{W} \leq 0,1 \frac{E(S-C)}{D_B},$$

где $W \approx 0,8 D_B^2 (S-C)$.

В стенке сосуда также возникают напряжения сдвига τ от действия перерезывающей силы (реакции опоры). Величина τ зависит от конструкции опоры сосуда. Рекомендуемые размеры опоры, углы охвата сосуда опорой с целью снижения кольцевого опорного напряжения приведены в [4]. Там же приведены формулы для расчета колец жесткости, применяемых, в случае необходимости, для укрепления стенки сосуда.

Фланцевые соединения сосудов, аппаратов и трубопроводов, работающих при высоких давлениях, отличаются от аналогичных соединений фонтанной арматуры лишь по размеру. Значения расчетной ширины прокладки b , коэффициента герметичности m и удельного давления q_n , необходимого для смятия прокладки, берут из таблиц [4]. Их следует подставлять в формулы при определении расчетного болтового усилия. Если же условия отличаются от стандартных, то требуются проверочные расчеты фланцевого соединения [4].

Учет ветровых нагрузок при конструировании вертикальных аппаратов. Эти силы воздействуют на ап-

парат в горизонтальной плоскости (рис. 17.10, силы $P_1—P_4$) и создают изгибающий и опрокидывающий ветровые моменты.

$$M_B = \sum_i P_i y_i, \quad P_i = q_i H_i D_i,$$

где P_i и y_i — соответственно усилие и расстояние от линии действия усилия до рассматриваемого сечения; q_i , H_i , D_i — соответственно единичная нагрузка, высота и диаметр аппарата в месте приложения P_i .

При расчете на ветровые нагрузки аппарат рассматривают в трех состояниях: 1) при рабочих условиях, когда аппарат имеет вес Q ; 2) при гидравлическом испытании, когда аппарат заполнен водой и имеет максимальный вес Q_{max} ; 3) после монтажа, когда аппарат имеет минимальный вес Q_{min} (без учета веса изоляции и внутренних устройств). Во втором случае в расчет принимают только 60 % ветрового момента ($0,6 M_B$). С учетом момента от эксцентрично приложенных нагрузок M_0 суммарный момент находят по формулам:

при максимальном весе аппарата $M = M_0 + 0,6 M_B$;

при рабочем весе аппарата $M_1 = M_B + M_0$;

при минимальном весе аппарата $M = M_{B1} + M_0$, где $M_{B1} = M_B D_n / D_n$; D_n и D_n — соответственно наружный диаметр корпуса без изоляции и с изоляцией. Расчет аппарата после подсчета нагрузок и моментов включает: 1) выбор размеров площади опорной поверхности фундаментного кольца 1 (см. рис. 17.10) и проверку фундамента на напряжение сжатия, возникающее на опорной поверхности; 2) определение толщины δ_k фундаментного кольца и других элементов опоры; 3) расчет аппарата на устойчивость против опрокидывания (выбор числа фундаментных болтов); 4) расчет сварного шва 3, соединяющего опорную часть 4 с аппаратом 2 по окружности; 5) проверку устойчивости цилиндрической формы стенки опорной части аппарата (по стрелке B); 6) проверку устойчивости цилиндрической формы стенки аппарата 3 в его нижнем сечении или в других сечениях при изменении толщины стенки аппарата либо диаметра. Расчет аппарата на действие ветровых и весовых нагрузок следует выполнять при наиболее неблагоприятных сочетаниях нагрузок. Так, расчеты по пп. 1, 2, 4 и 5 проводят с учетом соответствующих моментов для двух состояний аппарата; при Q_{max} и нормальной температуре;

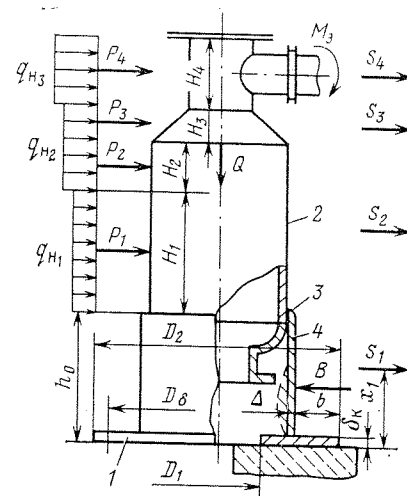


Рис. 17.10. Схема к расчету аппарата на горизонтальные и сейсмические нагрузки:

1 — фундаментное кольцо; 2 — аппарат; 3 — сварной шов; 4 — опорная часть.

при Q_p и рабочей температуре. При расчете на опрокидывание (п. 3) наиболее опасен случай при минимальном весе аппарата $Q_{\min}$. При расчете по п. 6 аппарат рассматривают в рабочем состоянии.

Обычно высоту опорной части h_o (см. рис. 17.10) принимают не менее 400 мм при условии, что $h_o \geq 6t$, где t — температура нижнего днища аппарата, °С.

Ветровая нагрузка определяется по методам, указанным в гл. 12.

По нагрузке находят ветровой момент, действующий на аппарат относительно опорной поверхности фундаментного кольца аппарата (см. рис. 17.10),

$$M_B = P_1 \left(h_o + \frac{H_1}{2} \right) + P_2 \left(h_o + H_1 + \frac{H_2}{2} \right) + \dots + P_n \left(h_o + H_1 + \dots + \frac{H_n}{2} \right).$$

Максимальные напряжения на опорной поверхности фундаментного кольца при максимальном весе $Q_{\max}$ и при рабочем весе Q_p аппарата и соответствующих изгибающих моментах от действия ветровых и эксцентричных весовых нагрузок M составляют

$$\sigma_{\max} = \frac{Q_{\max}}{F} + \frac{M}{W}; \quad \sigma'_{\max} = \frac{Q_p}{F} + \frac{M_1}{W}, \quad (17.39)$$

где F — опорная площадь фундаментного кольца; W — момент сопротивления изгибу опорной площади фундаментного кольца.

Для цилиндрических аппаратов внутренний и наружный диаметры опорного фундаментного кольца принимают равными соответственно $D_1 = D_n(1 - 0,65 K_0)$; $D_2 = D_n(1 + 1,35 K_0)$, где K_0 — коэффициент, определяемый по специальному графику. Тогда

$$F = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \quad \text{и} \quad W = \frac{\pi}{32} \frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2}.$$

Во всех случаях подсчитанное $\sigma_{\max}$ или $\sigma'_{\max}$ должно быть меньше σ'_b/n_6 , где σ'_b — предел прочности бетона при осевом сжатии; n_6 — коэффициент запаса, $n_6 = 2,5$.

Толщину фундаментного кольца δ_k шириной b (см. рис. 17.10), не укрепленного ребрами, рассчитывают по формуле

$$\delta_k = \varphi b \sqrt{\frac{3\sigma_{\max}}{[\sigma]_{20}}},$$

где $\sigma_{\max}$ — наибольшее из подсчитанных по формулам (17.39) напряжений; $[\sigma]_{20}$ — нормативное допускаемое напряжение.

Конструкции опорных лап с ребрами показаны на рис. 81 [4]. Там же приведены необходимые расчетные формулы для определения их размеров.

Минимальное напряжение на опорной поверхности фундаментного кольца при минимальном весе аппарата и соответствующем опрокидывающем моменте составляет

$$\sigma_{\min} = \frac{M}{W} - \frac{Q_{\min}}{F}.$$

Если $\sigma_{\min}$ отрицательно или равно нулю, то определяют коэффициент устойчивости аппарата

$$y = \frac{M_Q}{M} - \frac{Q_{\min} R_1}{M},$$

где M_Q — момент от собственного веса аппарата; R_1 — плечо силы $Q_{\min}$, $R_1 = 0,42 D_n$. При $y > 1,5$ фундаментные болты не работают и их устанавливают лишь для фиксации аппарата (число болтов $z = 4, 6, 8, 10$ и т. д., кратное 2).

Положительное значение $\sigma_{\min}$ означает растягивающую фундаментные болты нагрузку. Приближенное значение нагрузки на один болт

$$P_6 = \sigma_{\min} F / z.$$

Внутренний диаметр разбыв фундаментного болта из условия допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma]$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_6}{\pi[\sigma]}} + C,$$

где C — прибавка на атмосферную коррозию, $C \approx 3$ мм.

В [4] приведен уточненный метод расчета фундаментных болтов.

Напряжения в сплошном сварном шве 3 (см. рис. 17.10) определяют по формулам

$$\sigma_c = \frac{Q_{\max}}{f_c} + \frac{M}{W_c}, \quad \sigma'_c = \frac{Q_p}{f_c} + \frac{M_1}{W_c}$$

и берут большее из них. Здесь f_c и W_c — соответственно площадь сечения сварного шва и момент сопротивления сварного шва изгибу.

Если толщина опорной обечайки составляет S , то $f_c = 0,7 S \pi D_n$, $W_c \approx 0,8 \cdot 0,7 S D_n^2$. Напряжение в сварном шве при работе на срез $\sigma_c \leq 0,8 \varphi [\sigma]$, где φ — коэффициент прочности сварного шва, $\varphi \approx 0,8$; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для основного металла.

Опорную обечайку проверяют также на действие осевых сжимающих усилий $Q_{\max}$ и Q_p и изгибающих моментов M и M_1 для соответствующих сечений. Все отверстия в обечайке за исключением отверстий диаметром $d < 100$ мм или $d < 0,8 \sqrt{D \Delta}$ должны быть укреплены патрубками с толщиной стенки $\delta_n = \Delta$ и длиной $l_0 \geq 0,25 d$, но не менее 50 мм. Опорную обечайку следует проверять на потерю устойчивости цилиндрической формы по стрелке B (см. рис. 17.10), т. е. должно быть выполнено условие (17.36).

При этом значения Q и M берут для рабочих условий и условий гидравлических испытаний.

Учет сейсмических нагрузок на вертикальные сосуды. Сейсмические нагрузки считают горизонтальными и приложенными в центре каждого участка (усилие S_i на расстоянии x_i от фундамента на рис. 17.10). Для i -го участка

$$S_i = k_c \beta Q_i k_i \frac{\sum_1^n k_i M_i}{\sum_1^n k_i^2 M_i},$$

где k_c — коэффициент сейсмичности, равный 0,025; 0,05 и 0,1 при сейсмичности соответственно 7, 8 и 9 баллов; β — коэффициент динамичности, определяемый по графику в зависимости от периода собственных колебаний сосуда; k_i — относительное перемещение центра масс i -го участка; Q_i и M_i — соответственно вертикальная нагрузка (сила тяжести и полезная нагрузка) и масса i -го участка.

Максимальный изгибающий момент в нижнем сечении при учете только первой формы колебаний

$$M_{\max} = \sum_1^n S_i x_i.$$

Расчетный изгибающий момент в том же сечении с учетом высших форм колебаний

$$M_p = 1,25 M_{\max}.$$

Сейсмические нагрузки подсчитывают для двух состояний аппарата (при минимальном весе и в рабочем состоянии, так как при гидравлическом испытании сейсмические воздействия маловероятны). Для этих состояний в расчет принимают больший изгибающий момент от действий либо ветра M_v , либо сейсмических сил M_p :

$$M = M_v + M_s; \quad M = M_p + M_s.$$

При действии сейсмических нагрузок ветровые нагрузки не учитываются.

§ 4. Особенности расчета и конструирования теплообменных аппаратов

Применяемые для подготовки добываемой продукции теплообменные аппараты подразделяют на кожухотрубчатые и воздушного охлаждения.

Кожухотрубчатые теплообменники могут быть жесткого типа, с плавающей головкой и U-образными трубами.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты жесткого типа. В таких аппаратах (рис. 17.11) трубные решетки 1 жестко прикреплены к корпусу аппарата. Поэтому при

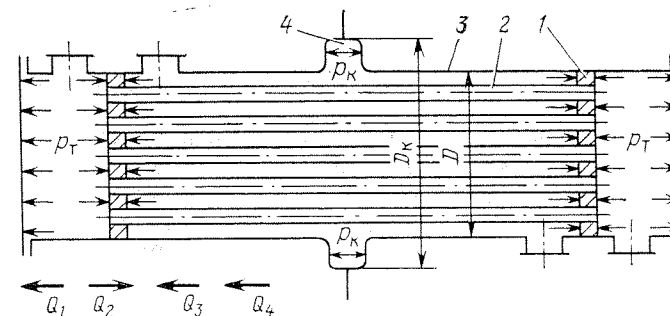


Рис. 17.11. Схема к расчету кожухотрубчатого теплообменного аппарата жесткого типа:

1 — трубная решетка; 2 — внутренние трубки; 3 — корпус; 4 — компенсатор

разнице температур и коэффициентов линейного расширения внутренних трубок 2 и корпуса 3 в них возникает температурное усилие.

$$Q_t = \frac{(\alpha_t t_T - \alpha_k t_K) E_T F_T E_K F_K}{E_T F_T + E_K F_K}, \quad (17.41)$$

где α_t , t_T , E_T , F_T и α_k , t_K , E_K , F_K — температурный коэффициент линейного расширения, температура, модуль упругости материала и площадь поперечного сечения соответственно для трубок и корпуса.

Соответственно температурные напряжения в трубках и корпусе

$$\sigma_{Tp} = Q_t / F_T; \quad \sigma_K = Q_t / F_K.$$

В корпусе такого аппарата может быть установлен компенсатор 4. При наличии компенсатора и длине теплообменника l температурное усилие определяют по формуле

$$Q_t = \frac{(\alpha_t t_T - \alpha_k t_K) l}{\frac{l}{E_T F_T} + \frac{l}{E_K F_K} + \frac{m}{E_\lambda}}, \quad (17.42)$$

где E_λ и m — соответственно модуль упругости материала компенсатора и его параметр. Анализ формул (17.41) и (17.42) показывает, что компенсатор снижает температурное усилие в теплообменном аппарате.

Если температура, при которой изготовлен теплообменник, равна t_n , то в (17.41) и (17.42) вместо t_T и t_K подставляют $(t_T - t_n)$ и $(t_K - t_n)$.

В теплообменнике усилия при рабочих давлениях, указанные на рис. 17.11, соответственно равны:

$$Q_1 = \pi p_T D^2 / 4; \quad Q_2 = \pi p_T (D^2 - n d_n^2) / 4; \\ Q_3 = \pi p_K (D^2 - n d_n^2) / 4; \quad Q_4 = \pi p_K (D_K^2 - D^2) / 4.$$

Суммарное усилие

$$Q = Q_1 - Q_2 + Q_3 + Q_4 = \pi p_k (D_k^2 - nd_n^2)/4 = \pi p_t nd_b^2/4. \quad (17.43)$$

Здесь p_k, p_t — давление соответственно в корпусе и в трубках; D_k — диаметр линзы компенсатора; d_n и d_b — наружный и внутренний диаметры трубки соответственно; n — число трубок.

В теплообменнике без компенсатора в формуле (17.43) вместо D_k следует подставить внутренний диаметр корпуса теплообменника D .

Суммарное усилие на одну трубку

$$q_c = q + q_t = \frac{Q}{n} + \sigma_{tr} f_t, \quad (17.44)$$

где q — усилие на одну трубку, $q = Q/n$; q_t — температурное усилие, $q_t = \sigma_{tr} f_t$; $f_t = \pi (d_n^2 - d_b^2)/4$.

В (17.44) q_t принимают со знаком плюс, если корпус нагрет больше, чем трубки, и со знаком минус, если трубки нагреты больше, чем корпус. Это следует учитывать при распределении технологических потоков в теплообменнике.

Удельная нагрузка от давления на единицу длины окружности развальцовки трубы составляет (МН/м)

$$\sigma_0 = q/(\pi d_n).$$

Для обеспечения прочности развальцовки σ_0 не должна превышать $[\sigma_0] = 0,04$ МН/м — при развальцовке трубок в отверстиях без канавок и $[\sigma_0] = 0,07$ МН/м — при развальцовке трубок в отверстиях с канавками.

Удельная нагрузка на развальцовку от действия суммарного усилия с учетом давления и температуры составляет (МН/м) $\sigma_c = q_c/\pi d_n$. Допускаемая удельная нагрузка на развальцовку $[\sigma_0]$ берется в 2 раза больше, чем $[\sigma_0]$.

В случае приварки трубок к трубной решетке катет сварного шва определяется по формуле

$$k = q_c/(0,7\pi d_n [\tau] \varphi) + C,$$

где φ — коэффициент прочности сварного шва, $\varphi = 0,8$; C — прибавка на коррозию ($C = 1$ мм — для трубок из углеродистой стали — и $C = 0$ — для трубок из высоколегированных хромоникелевых сталей). Если принять допускаемое напряжение на срез сварного шва $[\tau] = 0,8[\sigma]$, то $k = 0,71q_c/(d_n[\sigma]) + C$. При этом $k > S + 0,5$, где S — толщина стенки трубки, мм.

Толщину стенки корпуса и трубок рассчитывают по формулам для сосудов под давлением. При проверке эквивалентного напряжения следует учитывать температурные напряжения в трубках и корпусе.

§ 5. Общие рекомендации по выбору и конструированию оборудования для подготовки газа

В зависимости от способа и схемы подготовки газа применяются различные типы сепараторов или абсорберов. Большинство аппаратов и устройств изготавливаются и поставляются в блочно-комплектном исполнении. Рекомендации по их применению, характеристика, габаритные и справочные размеры, краткое описание приведены в [6]. Там же приведено описание различных типов теплообменных аппаратов, приведены их параметры и конструктивные схемы, материалы для изготовления отдельных узлов и деталей, а также рекомендации по их выбору.

Поверхность теплообмена определяется по формуле

$$F = Q/(\Delta t K),$$

где Q — количество вводимой или отводимой теплоты; K — коэффициент теплоотдачи; Δt — средняя логарифмическая разность температур.

Количество теплоты, отдаваемой или получаемой газом в процессе теплообмена, определяется по формуле теплового обмена, из которой

$$Q = Q_1 = Q_2 = q_1 \rho_1 C_{p1} (t_1 - t_2) + r_k q_1 q_k + r_b q_1 q_b = q_2 \rho_2 C_{p2} (t_4 - t_3),$$

где Q_1, Q_2 — количество теплоты, отдаваемой теплым газом в процессе охлаждения и получаемой холодным газом в процессе нагревания; q_1, q_2 — расходы теплового и холодного газа; ρ_1, ρ_2 — плотности соответственно теплового и холодного газа; C_{p1}, C_{p2} — их удельные теплоемкости при постоянном давлении; t_1, t_2 — температура теплового газа соответственно на входе и выходе теплообменного аппарата; t_3, t_4 — температура холодного газа соответственно на входе и выходе теплообменного аппарата; q_k — количество углеводородного конденсата, сконденсировавшегося из каждого кубического метра газа при снижении температуры от t_1 до t_2 ; q_b — количество воды, сконденсировавшейся из одного кубического метра газа при снижении температуры от t_1 до t_2 ; r_b, r_k — скрытая теплота парообразования соответственно воды и углеводородного конденсата.

Формулы для определения величин K и Δt , а также значений r_b и r_k приведены в специальной литературе.

По поверхности теплообмена, давлениям в кожухе и трубках подбираются соответствующие теплообменные аппараты.

Абсорберы и десорберы и сопутствующее им оборудование. Назначение и описание различных типов этих устройств, аппаратов и установок, конструкции и размеры абсорберов тарельчатого типа и десорберов, технические характеристики автоматизированных блоков колонного оборудования, блоков регенераторов гликоля и метанола, блоков огневых подогревателей и топливного газа приведены в [6].

При подготовке газа для выделения из него влаги в некоторых случаях требуется значительное охлаждение газа. Для этих целей применяют штуцеры (эжекторы), детандерные агрегаты и холодильные установки.

Штуцеры и эжекторы. Штуцеры (дроссели) применяют при подготовке газа методом НТС. Подбор размеров штуцеров основан на принципе критического истечения газа через дроссель (адиабатическое расширение). Технические характеристики штуцеров, основные характеристики и конструктивные размеры газовых эжекторов, которые могут быть использованы как для получения холода (вместо штуцера), так и дожатия газа выветривания, теремого при подготовке газа, приведены в [6]. В этом случае эжектор одновременно выполняет и функции компрессора, применение которого в этих целях не всегда целесообразно и возможно, и поэтому газ подается для сжигания на факел.

Рабочее давление эжектирующего газа должно быть в пределах от 6,4 до 16 МПа, а эжектируемого — от 0,12 до 7 МПа.

Детандерные агрегаты [6]. Их работа в системе подготовки газа основана на принципе политропического расширения газа с совершением внешней работы, обычно используемой для вращения вала дожимного компрессора. Для этого можно использовать как турбодетандеры, так и винтодетандеры, являющиеся двигателями соответственно динамического и объемного типов. Принцип их конструирования подобен конструированию соответствующих типов компрессоров.

Турбодетандерные агрегаты применяют при давлениях на входе от 4 до 10 МПа. Применение винтодетандеров более целесообразно при подготовке нефтяного газа при давлениях ниже 2 МПа и при незначительном колебании подачи (зона высоких к. п. д. более узкая по сравнению с турбодетандерными агрегатами).

Холодильные установки [6] применяют при давлениях поступающего газа, недостаточных для работы детандера, с целью получения холода при подготовке газа. Холодильные установки подразделяют на:

парокомпрессионные (ПКХМ), в которых для сжатия парообразного хладагента применяют компрессоры;

абсорбционные, использующие для получения холода вторичную теплоту теплоэлектростанций или котельных, работающих на любом топливе (нефтяной газ, горючие отходы производств и т. д.).

Количество отводимой теплоты в период бесштуцерной эксплуатации (энергия пласта не используется) определяется по формуле

$$Q_x = Q_r \rho_r C_p (t_2 - t_3) + r_k q_k Q_r + r_v q_v Q_r.$$

Здесь ρ_r — плотность газа; t_2 — температура газа на выходе трубного пространства теплообменника или на входе в испаритель

холодильника; t_3 — температура газа на выходе из испарителя холодильника или температура сепарации; Q_r — расход газа.

Мощность холодильной станции при запасе $K=1,1-1,15$

$$Q = Q_x K.$$

Число холодильных машин

$$n = K Q_x / M_x,$$

где M_x — холодопроизводительность машины.

Контрольные вопросы

1. Для чего охлаждают газ при его подготовке к транспорту? Назовите способы охлаждения газа.
2. Перечислите способы подготовки газа, их преимущества и недостатки.
3. Перечислите условия работы сосудов и аппаратов при различных способах подготовки газа.
4. Дайте классификацию сосудов и аппаратов по применяемым методикам расчета и способам (методам) подготовки газа.
5. Назовите материалы для изготовления сосудов под давлением и обоснуйте их применение.
6. Зачем устанавливают стандарты на внутренние давления и внутренние диаметры сосудов? Назовите пределы их изменения.
7. Какая теория прочности используется при расчете сосудов под давлением и почему?
8. Обоснуйте запасы прочности при расчете сосудов под давлением.
9. Как учитывается влияние сварных швов при расчете сосудов под давлением?
10. Чем обосновывается величина поправки на коррозию при расчете сосудов?
11. Назовите наиболее агрессивные компоненты в добываемой продукции и объясните механизм их воздействия.
12. Когда целесообразно применение высоколегированной стали или плакирующего слоя из нее при изготовлении сосудов?
13. Какие из агрессивных компонентов среды вызывают необходимость применения стали марки 20ЮЧ?
14. Оказывают ли влияние на стойкость сталей ингибиторы гидратообразования? Приведите примеры.
15. Какие дополнительные условия нужно учитывать при расчете толстостенных сосудов под давлением?
16. Какие из днищ и в каких условиях следует применять при изготовлении сосудов?
17. От чего зависит толщина плоской круглой крышки для сосуда под давлением?
18. Нужно ли укреплять отверстие под штуцер для установки прибора на сосудах?
19. В каких случаях можно при вырезе отверстия не ставить укрепляющее кольцо?

20. Как определяются размеры укрепляющего кольца при вырезах в сосудах?
21. Можно ли при изготовлении сосуда с вырезом для люка не ставить укрепляющее кольцо?
22. Назовите дополнительные воздействия на горизонтальный сосуд и пути уменьшения этих воздействий.
23. От каких величин и условий зависит нагрузка на фланцевые соединения сосудов и аппаратов?
24. Как учитывают горизонтальные нагрузки на вертикальные сосуды и аппараты?
25. От чего зависят размеры фундаментного кольца вертикального сосуда (см. рис. 17.10)?
26. От каких величин зависят температурные усилия в теплообменных аппаратах?
27. Назовите узлы теплообменного аппарата, наиболее часто выходящие из строя.
28. Как подбирается теплообменное оборудование?
29. Дайте обоснование применению детандеров различных типов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аливердишаде К. С. Приводы штангового глубинного насоса. М., Недра, 1973.
2. Бухаленко Е. И., Абдуллаев Ю. Г. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования. М., Недра, 1985.
3. Василенко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. М., Машиностроение, 1983.
4. Вихман Г. Л., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. М., Машиностроение, 1978.
5. Вирновский А. С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. Избранные труды. М., Недра, 1972.
6. Газовое оборудование, приборы и арматура. Справочное пособие. Под ред. Н. И. Рябцева. Изд. 3-е, перераб. и доп. М., Недра, 1985.
7. Зайцев Ю. В., Балакирев Ю. А. Технология и техника эксплуатации нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1986.
8. Защита нефтепромыслового оборудования от коррозии. Справочник рабочего/Л. С. Саакиян, А. П. Ефремов, И. А. Соболева и др. М., Недра, 1985.
9. Ильский А. Л., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Л. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учеб. пособие для вузов. М., Недра, 1985.
10. Касьянов В. М. Гидромашины и компрессоры. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М., Недра, 1981.
11. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. М., Машиностроение, 1977.
12. Молчанов Г. В., Молчанов А. Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. М., Недра, 1984.
13. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. М., Машиностроение, 1977.
14. Перспективы развития погружных насосов для добычи нефти/Ш. Р. Агеев, А. Д. Златкис. — Обзорная информация, сер. ХМ-4, М., изд. ЦИНТИхимнефтемаш, 1985.
15. Поляков Г. Д., Булгаков Е. С., Шумов Л. А. Проектирование, расчет и эксплуатация буровых установок. М., Недра, 1983.
16. Чичеров Л. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. М., Недра, 1983.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Расчетные коэффициенты погружных электродвигателей

Тип электро- двигателя	Номинальные параметры				Расчетные коэффициенты							
	J_H	$N_{гн}$	$\eta_{дн}$	$\cos \varphi_{дн}$	b_2	c_2	d_2	b_3	c_3	b_4	c_4	b_5
ПЭД10-103	33	10	0,70	0,70	0,92	0,31	1,15	7,8	0	0,52	0,58	0,31
ПЭД20-103	28,2	20	0,73	0,765	0,95	0,21	1,15	4,1	0	0,54	0,55	0,26
ПЭД28-103	36	28	0,72	0,765	0,935	0,37	0,95	4,1	1,6	0,5	0,57	0,325
ПЭД40-103	41	40	0,72	0,765	0,98	0,5	0,82	3,7	3	0,56	0,52	0,21
ПЭД17-119	43	17	0,735	0,78	0,97	0,17	1,3	5,2	10,5	0,6	0,48	0,13
ПЭД35-123	70	35	0,76	0,82	1	0,32	1	3,3	3,3	0,7	0,3	0,09
ПЭД46-123	70	46	0,76	0,845	1,015	0,46	0,85	3	1,8	0,74	0,26	0,09
ПЭД55-123	64	55	0,75	0,88	1,01	0,15	0,9	2,7	1,6	0,72	0,3	0,07
ПЭД75-123	72	70	0,74	0,84	1	0,22	0,8	2,6	13,6	0,8	0,22	0,11
ПЭД100-123	84	95	0,78	0,84	0,99	0,22	0,9	2,3	11	0,72	0,35	0,22

Приложение 2. Местные сопротивления ξ гидравлических элементов

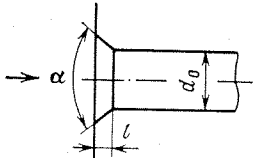
Элемент	ξ	Элемент	ξ
Сверленный угольник	2	Вентиль с поворотом потока на 90°	2,5—5
Присоединенный штуцер	0,15	Распределительный золотник	2—4
Разъемная самозаливающаяся муфта	1—1,5	Вентиль без поворота потока	0,5—1
Обратный клапан	2—3	Редукционный клапан	3

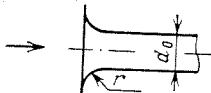
Значения местных сопротивлений гидравлических элементов в зависимости от отношения геометрических размеров и вида местного сопротивления приведены в таблице.

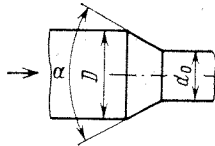
Таблица

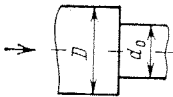
Местное сопротивление	Значение ξ в зависимости от определяющих параметров					
	Δ/d_o	l/d_o				
		0,01	0,05	0,1	0,3	0,5
	0,01	0,57	0,65	0,72	0,82	0,85
	0,02	0,55	0,56	0,6	0,69	0,72
	0,03	0,52	0,52	0,54	0,58	0,62
	0,04	0,51	0,51	0,52	0,53	0,54
	При $l = 0$ $\xi = 0,5$					

Продолжение табл.

	α , градус	l/d_0					
		0,025	0,05	0,075	0,1	0,15	0,6
	30	0,43	0,36	0,3	0,25	0,2	0,13
	60	0,4	0,3	0,23	0,18	0,15	0,12
	90	0,41	0,3	0,28	0,25	0,23	0,2
	120	0,43	0,38	0,35	0,33	0,31	0,29

	r/d_0	0	0,02	0,04	0,08	0,12	0,16
	ξ	0,5	0,37	0,26	0,15	0,09	0,06

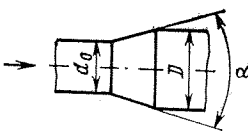
	α , градус	d_0/D			
		0,3	0,45	0,6	0,8
	3	—	—	—	0,05
	60	—	—	0,08	0,05
	90	—	0,16	0,14	0,08
	120	0,26	0,24	0,2	0,12

	$\frac{d_0}{D}$	Значение ξ при Re						
	$\frac{D}{d_0}$	100	200	500	10^3	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	10^4
	0,30	1,3	1	0,80	0,64	0,50	0,80	0,50
	0,45	1,2	0,95	0,70	0,50	0,40	0,60	0,40
	0,55	1,1	0,85	0,60	0,45	0,30	0,55	0,35
	0,65	1	0,80	0,56	0,35	0,24	0,15	0,20

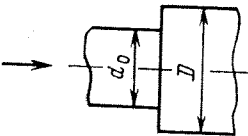
Примечание. При расчете потерь напора по скорости в трубе диаметром D следует произвести перерасчет $\xi D = \xi (D/d_o)^4$.

	α , градус	Значение ξ при α , градус					
		6	10	16	20	24	30
	1	1	0,8	0,6	0,55	0,55	0,6
	2	0,7	0,5	0,46	0,42	0,49	0,6
	4	0,4	0,3	0,3	0,47	0,59	0,66
	6	0,25	0,2	0,3	0,38	0,5	0,67
	10	0,15	0,16	0,26	0,35	0,45	0,6

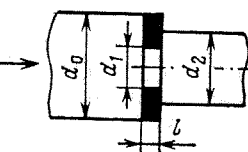
Продолжение табл.

	α , градус	Значение ξ при D/d_0				
		1,5	2	3	4	5
5		0,04	0,08	0,11	0,11	0,11
10		0,05	0,09	0,15	0,16	0,16
20		0,12	0,25	0,34	0,37	0,38
30		0,22	0,45	0,55	0,57	0,58
45		0,3	0,62	0,72	0,75	0,76
60		0,36	0,68	0,8	0,83	0,84
90		0,34	0,63	0,82	0,88	0,89
120		0,32	0,60	0,82	0,88	0,89
180		0,3	0,56	0,82	0,88	0,89

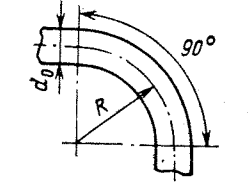
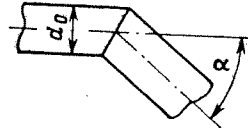
Резкое расширение трубы

	$\frac{d_0}{D}$	Значение ξ при Re						
		100	200	500	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$3,5 \cdot 10^3$
	0,3	1,7	1,65	1,7	2,0	1,6	1,0	0,8
	0,45	1,4	1,3	1,3	1,6	1,25	0,7	0,64
	0,55	1,2	1,1	1,1	1,3	0,95	0,6	0,5
	0,65	1,1	1,0	0,85	1,0	0,8	0,34	0,36
	0,8	0,8	0,65	0,40	0,6	0,5	0,2	0,16

Примечание. При расчете потерь напора по скорости в трубе диаметром D следует провести перерасчет: $\xi D = \xi (D/d_0)^4$

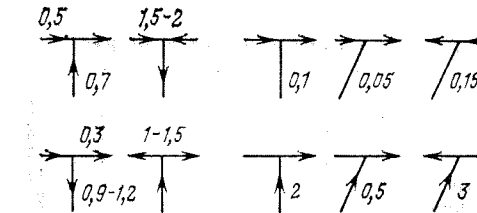
	$\frac{d_1}{d_0}$	Значение ξ при $\frac{d_1}{d_2}$					
		0	0,45	0,65	0,8	0,9	0,95
	0	2,01	1,64	1,3	1	0,79	0,69
	0,45	1,83	1,46	1,15	0,88	0,67	0,58
	0,65	1,66	1,2	0,92	0,67	0,47	0,39
	0,8	1,2	0,94	0,67	0,45	0,27	0,2
	0,9	1	0,74	0,5	0,3	0,16	0,1
	0,95	0,88	0,6	0,4	0,23	0,1	0,06

Примечание. Коэффициент ξ дан по отношению к скорости в отверстии

	$\frac{R}{D_0}$	1	2	4	6
	ξ	0,5	0,3	0,2	0,18
	α , градус	30	45	60	90
	ξ	0,15	0,28	0,52	1,2

Продолжение табл.

Тройники с одинаковым диаметром всех каналов (складывающиеся и расходящиеся потоки равны по величине)



Значение ξ на каждой ветви в зависимости от потока

Примечания. 1. Коэффициенты ξ даны по отношению к скорости масла в трубе с диаметром d_0 . 2. Коэффициенты ξ , для которых не дана зависимость от Re, относятся к турбулентному режиму течения.

Глава 1. Задачи конструирования и критерии оценки качества конструкций (Л. Г. Чичеров)	3
§ 1. Задачи конструирования	3
§ 2. Основные исходные данные для разработки конструкций	4
§ 3. Надежность оборудования	7
§ 4. Металлоемкость и жесткость конструкций	14
§ 5. Экономические основы конструирования	21
Глава 2. Общая характеристика процесса создания оборудования (Л. Г. Чичеров)	26
§ 1. Этапы создания или модернизации оборудования	26
§ 2. Виды изделий и стадийность разработки изделий основного производства	29
§ 3. Методы создания производных машин на базе их унификации	31
§ 4. Создание параметрических рядов	33
Глава 3. Выбор материала деталей и предельных напряжений (Л. Г. Чичеров)	35
§ 1. Условия эксплуатации нефтепромыслового оборудования	35
§ 2. Материалы для нефтепромыслового оборудования	36
§ 3. Методы расчета оборудования и предельные напряжения материалов	41
Глава 4. Конструирование и расчет пакеров (Л. Г. Чичеров)	45
Глава 5. Центробежные нефтепромысловые насосы (Л. Г. Чичеров)	53
§ 1. Расчет проточного канала рабочего колеса	55
§ 2. Построение профиля лопасти рабочего колеса	60
§ 3. Построение профиля проходных каналов-отводов	66
§ 4. Конструкции центробежных насосов, расчет корпусов и валов	68
§ 5. Расчет валов центробежных насосов	75
§ 6. Расчет узла разгрузки осевых усилий	79
§ 7. Примеры расчета колеса центробежного насоса	82
Глава 6. Поршневые и плунжерные нефтепромысловые насосы (Л. Г. Чичеров)	87
§ 1. Основные положения проектирования гидравлической части насоса	88
§ 2. Расчет компенсаторов	97
§ 3. Расчет и конструирование приводной части насосов	98
Глава 7. Фонтанная арматура (Л. Г. Чичеров)	104
§ 1. Выбор схем арматуры, ее элементов и материалов деталей	104
§ 2. Определение усилий, действующих на фланцевое соединение арматуры	107
§ 3. Проверка прочности деталей фланцевого соединения	112
§ 4. Расчет запорных устройств фонтанной арматуры	114
Глава 8. Оборудование для газлифтной эксплуатации скважин (Ю. Г. Абдуллаев)	118
§ 1. Оборудование скважины и расчеты газлифтных клапанов	118
§ 2. Установка для проведения скважинных работ при газлифте	125

Глава 9. Установки бесштанговых насосов (Н. Ф. Ивановский)	131
§ 1. Виды установок бесштанговых насосов для подъема продукции пласта на поверхность	131
§ 2. Скважинные центробежные электронасосы	133
§ 3. Расчет и проектирование ступеней скважинных центробежных насосов	152
§ 4. Осевые опоры насоса	167
§ 5. Расчет потерь энергии в насосе	173
§ 6. Выбор комплектующих сборочных единиц установки ЭЦН (Л. Г. Чичеров)	175
§ 7. Установки гидropоршневых скважинных насосов (Л. Г. Чичеров)	178
Глава 10. Штанговая скважинная насосная установка (А. М. Рабинович)	185
§ 1. Основные задачи проектирования установки и ее элементов	185
§ 2. Кинематический расчет механизма балансира станка-качалки	189
§ 3. Расчет усилия в верхней точке колонны насосных штанг	194
§ 4. Расчет подачи штанговой скважинной насосной установки	203
§ 5. Конструирование и расчет колонны насосных штанг	204
§ 6. Силовой расчет механизма балансира станка-качалки	208
§ 7. Конструирование и прочностной расчет станка-качалки	215
§ 8. Расчет потерь энергии в станке-качалке и силы трения в устьевом сальнике	229
§ 9. Универсальная программа для ЕС ЭВМ расчета станков-качалок и ее применение при их оптимальном проектировании	233
§ 10. Конструирование и расчет штанговых скважинных насосов	238
Глава 11. Оборудование для интенсификации добычи нефти (Ю. Г. Абдуллаев)	245
§ 1. Оборудование для химической обработки скважин	245
§ 2. Оборудование для механического воздействия на пласт	248
§ 3. Расчет нагрузок на оси автомашины передвижных установок	250
Глава 12. Агрегаты текущего и капитального ремонта скважин (Ф. Д. Лемберанский)	254
§ 1. Назначение и структурные схемы агрегатов	254
§ 2. Исходные данные для проектирования агрегатов	255
§ 3. Выбор транспортной базы агрегатов	257
§ 4. Кинематический расчет и разработка схемы проектируемой установки	258
§ 5. Проектирование и расчет лебедки	261
§ 6. Талевая система агрегатов	266
§ 7. Мачты агрегатов (Л. Г. Чичеров)	269
Глава 13. Агрегаты для монтажа и обслуживания нефтепромыслового оборудования (Ю. Г. Абдуллаев)	274
§ 1. Агрегат для перевозки насосных штанг	274
§ 2. Агрегат для ремонта и обслуживания станков-качалок	280
Глава 14. Объемный гидропривод (Г. В. Молчанов, В. А. Слышенков)	283
§ 1. Основные параметры гидрооборудования	284
§ 2. Насосы объемных гидроприводов	285
§ 3. Объемные гидродвигатели	289
§ 4. Особенности расчета и проектирования силовых гидроцилиндров нефтепромысловых машин и механизмов	295
§ 5. Гидромоторы	301
§ 6. Расчет гидромоторов для механизмов свинчивания резьбовых соединений труб и штанг	303
§ 7. Гидроаппараты	305

§ 8. Способы соединения гидроаппаратов	307
§ 9. Рабочие жидкости гидросистем	311
§ 10. Гидравлические емкости (баки)	313
§ 11. Гидравлические аккумуляторы	314
§ 12. Гидрокоммуникации	317
§ 13. Схемы очистки рабочей жидкости	320
§ 14. Расчет теплового режима гидропривода	324
§ 15. Расчет и проектирование объемных гидроприводов	328

Глава 15. Конструирование и расчет гидроприводных штанговых скважин- ных насосных установок (Г. В. Молчанов)	334
---	-----

§ 1. Принципиальные схемы установок	334
§ 2. Кинематика и динамика движения точки подвеса штанг	342
§ 3. Динамика гидроприводных установок	351
§ 4. Мощность приводного двигателя гидроприводных установок	358
§ 5. Расчет и конструирование гидроприводных установок и их элементов	362
§ 6. Пример расчета объемного гидропривода штангового скважинного насоса	366

Глава 16. Оборудование для сбора и транспортировки добываемой про- дукции (В. П. Грабович)	374
---	-----

§ 1. Трубопроводы и их запорные устройства	374
§ 2. Проверка промысловых трубопроводов на прочность и устойчивость	378
§ 3. Подбор насосов для транспортировки добываемой продукции	383

Глава 17. Оборудование для подготовки и хранения добываемого газа (В. П. Грабович)	386
---	-----

§ 1. Способы подготовки добываемой продукции и условия работы оборудо- вания	386
§ 2. Аппараты и сосуды, применяемые для подготовки газа	388
§ 3. Конструирование и подбор сосудов для подготовки и хранения добы- ваемой продукции	389
§ 4. Особенности расчета и конструирования теплообменных аппаратов	408
§ 5. Общие рекомендации по выбору и конструированию оборудования для подготовки газа	411

Список литературы	415
-----------------------------	-----

Приложения	416
----------------------	-----

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Лев Георгиевич Чичеров
Георгий Васильевич Молчанов
Абрам Менделевич Рабинович и др.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Редакторы издательства Н. Е. Игнатьева, Т. К. Лазарева
Технический редактор О. А. Колотвина
Корректор Н. А. Громова

ИБ № 5797

Сдано в набор 21.05.87. Подписано в печать 02.10.87. Т-02053. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага ти-
пографская № 1. Гарнитура Литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 26,5. Усл. кр.-отт.
26,5. Уч.-изд. л. 29,0. Тираж 4050 экз. Заказ 1973/219—5. Цена 1 р. 30 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра»,
125047, Москва, пл. Белорусского вокзала, 3.

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского
объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Го-
сударственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
191126, Ленинград. Социалистическая ул., 14.