

622.24

М74

А. С. МОКШИН

Ю. Е. ВАДИСЛАВЛЕВ

З. А. КОММ

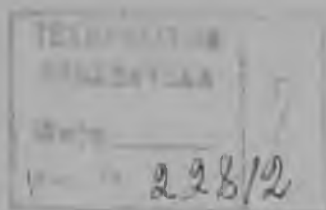
ШАРОШЕЧНЫЕ ДОЛОТА



27 2005
622.2
1175
А. С. МОКШИН,
Ю. Е. ВЛАДИСЛАВЛЕВ,
Э. Л. КОММ

ШАРОШЕЧНЫЕ ДОЛОТА

●



ИЗДАТЕЛЬСТВО „НЕДРА“
Москва, 1971

Шарошечные долота. Мокш и А. С., Владислав -
лев Ю. Е., Комм Э. Л. М., изд-во «Недра», 1971, 216 стр.

В книге рассмотрены вопросы конструирования, расчета и эксплуатации шарошечных долот в зависимости от буримости горных пород. Проанализирована механика шарошечных долот различных типов. Большое внимание уделено построению развертки шарошек, расчетам габаритных размеров шарошек и долот в целом, геометрическому расчету зубьев шарошек, выбору и конструированию опор шарошек.

Таблиц 43, иллюстраций 101, библиография 33 названия.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных факторов повышения технико-экономических показателей бурения является рост проходки на долото. Поэтому создание высокопроизводительных долот, дающих большую проходку до момента полного износа, является актуальной задачей.

Разрушая при бурении породу, долото подвергается износу. Следовательно, для того чтобы до момента полного его износа получить большую проходку, надо разрушать породу с возможно большей скоростью при минимальной интенсивности износа.

Скорость разрушения пород при бурении будет изменяться, при прочих равных условиях, с изменением их механических и абразивных свойств. Для разрушения пород с различными механическими и абразивными свойствами требуются различные конструкции долот.

Разрез любой глубокой скважины, как правило, представлен разными по литологическому составу и по механическим свойствам пачками пород. Ввиду этого эффективность ее бурения будет в значительной степени зависеть от подбора для каждой такой пачки соответствующего породоразрушающего инструмента — долота.

Многообразие проходимых пород по литологическому составу и по механическим и абразивным свойствам при бурении скважин требует такого же многообразия конструкций долот.

Начиная с 1967—1968 гг. предусмотрен серийный выпуск тринадцати типов только трехшарошечных долот, в то время как до 1950 г. изготовлялось три типа, а до 1960 г. — пять типов.

Кроме того, промышленностью выпускаются долота режущего и долота режуще-пстирающего типа, а также близкие к ним по характеру взаимодействия с породой одношарошечные долота. Тем не менее нельзя еще сказать, что указанные конструктивные модели буровых долот удовлетворяют требованию практики бурения — достаточно эффективно разрушают любые по свойствам породы.

Практика бурения последних лет показала, что правильное применение только восьми-деяти серийно выпускаемых типов трехшарошечных долот в соответствии с разбуриваемыми породами дает выигрыш в скорости бурения скважин и экономит не менее 10% долот. А применение разработанных в последние годы новых конструкций долот, предназначенных для абразивных пород и обладающих большей эффективностью при бурении перемежающихся абразивных

хрупких и пластичных пород глубоко залегающих интервалов скважин, еще более значительно ускоряет их строительство.

В последние годы ВНИИБТ совместно с конструкторами долотных заводов провел большую работу по усовершенствованию конструкций серийных шарошечных долот, их унификации. Проводятся работы по созданию конструкций новых типов долот. Все эти разработки базируются на определенном уровне знаний, достигнутом как практикой конструирования, так и массовыми экспериментальными и теоретическими исследованиями.

Для подготовки читателя к более ясному пониманию приемов конструирования в книге рассмотрен необходимый круг вопросов, связанных с экспериментальным изучением разрушения долотами различных по свойствам пород, механики работы долот и их износа.

Шарошечное долото рассматривается как сложный механизм, со всеми вытекающими требованиями повышенной точности его изготовления.

Поэтому было уделено много внимания методам точного расчета основных размеров деталей долота, выявлению оптимальных соотношений допускаемых отклонений основных размеров и их согласованию.

Авторы считают своим долгом выразить благодарность д-ру техн. наук Н. С. Тимофееву и канд. техн. наук, доц. Н. Г. Середе за ценные советы при рецензировании книги.

Большую благодарность выражают авторы коллективу отдела долот ВНИИБТ и сотрудникам ЛПИ им. Калинина, которыми выполнен большой объем исследований.

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О БУРОВЫХ ДОЛОТАХ

§ 1. РАЗНОВИДНОСТИ БУРОВЫХ ДОЛОТ

Шарошечное долото является разрушающим инструментом. Будучи присоединенным к концу вращающейся буровой колонны или ротора забойного двигателя, оно производит основной процесс при бурении скважины — разрушение породы. Шарошки долота, нагруженного частью веса буровой колонны или гидравлическим усилием вдоль става (штанги), при его вращении перекатываются по породе и разрушают ее.

При бурении глубоких скважин на нефть и газ вращательным способом, с использованием для выноса на дневную поверхность разрушенных частиц породы промывочной жидкости или газа, применяются буровые долота как режущего или режуще-истирающего, так и ударного или ударно-сдвигающего * действия. К первым относятся лопастные, фрезерные и алмазные долота, а также одношарошечные и двухшарошечные долота со сферическими шарошками, у которых наблюдается непрерывное движение зубца по забою. Ко вторым относятся шарошечные долота с конусными шарошками.

Шарошечные долота ударного и ударно-сдвигающего действия могут быть с любым числом шарошек; наиболее распространенные двух-, трех- и четырехшарошечные.

Шарошечное долото представляет собой сложный механизм, поэтому высокопроизводительная работа, надежность и продолжительность службы долота зависят как от совершенства конструкции и качества его изготовления, так и от правильной его эксплуатации и применения, в соответствии с назначением, для той или иной по крепости и буримости горной породы.

Долота, предназначенные разрушать определенный вид породы, обладают рядом характерных для них конструктивных признаков.

Рассмотрим сначала общие конструктивные признаки для группы долот. Авторы работы [32] полагают, что все осадочные горные породы можно разделить на две большие группы: 1) обломочные

* Здесь, и в дальнейшем, под термином долото ударно-сдвигающего действия следует понимать такое долото, которое обеспечивает при работе на забое одновременно с ударом зуба его скольжение. Долото ударного действия такое, у которого скольжение зубьев практически отсутствует. Существующие ранее термины «дробяще» и «дробяще-скалывающего» заменены на «ударно» и «ударно-сдвигающего» как более удачные.

и глинистые, 2) химические и биохимические. В первой из этих групп преобладают пластичные породы, такие, как пески и песчанники, алевролиты, глины, брекчии, конгломераты и су-
тунки.

Ко второй группе относятся карбонатные (известняки, доломиты), сульфатные (соль, ангидрит) и кремнистые породы (очень мелкие кристаллы кварца), залегающие обычно в виде линз и пропластков среди карбонатных пород. Большинство этих пород относятся к категории хрупких.

Следовательно, встречающиеся в практике бурения горные породы можно укрупненно разбить на две основные группы: группу хрупких пород и группу пластичных пород.

Коренное между собой отличие имеют шарошечные долота, предназначенные для разрушения хрупких пород, от шарошечных долот, предназначенных для разрушения пластичных пород.

Физико-механические свойства пород, относящихся к указанным двум группам, значительно отличаются друг от друга.

Хрупкие породы хорошо разрушаются при простом вдавливании в них разрушающегося наконечника в виде клина, полусферы или другой формы. Для разрушения пластичных пород и внедрения в них разрушающего наконечника обычно клиновидной формы требуется его сдвиг (скольжение).

В диапазоне от упруго-хрупких до упруго-пластичных пород для разрушения требуется разная степень как вдавливания в них разрушающего наконечника, так и скольжения. Чем более порода тяготеет к пластичной, тем больший сдвиг необходим. Упруго-хрупкие породы можно условно отнести к первой из названных двух групп, а упруго-пластичные ко второй. Как среди первых, так и среди вторых имеется целый ряд пород, обладающих различной степенью буримости.

Каждая из указанных разновидностей горных пород может обладать различной абразивностью. Очевидно, что чем более абразивна порода, тем более умеренным должно быть скольжение разрушающего наконечника и тем более износостойким должен быть материал, из которого он сделан.

Исходя из большого многообразия пород, встречающихся при бурении скважин, учитывая особенности конструкций долот, предназначенных для разрушения разных по свойствам пород, можно произвести разбивку всех шарошечных долот для бурения сплошным забоем на следующие группы: I группа — шарошечные долота ударного действия; II группа ударно-сдвигающего действия; III группа ударного и ударно-сдвигающего действия для абразивных пород; IV группа безударного действия для малоабразивных пород. Внутри каждой группы имеются конструктивные разновидности долот.

В настоящее время основной разновидностью шарошечных долот является трехшарошечное долото. Прототипом его явилось двухшарошечное долото, изобретенное в 1909 г. Хьюзом (США) (рис. 1). Одноконусные шарошки этого долота имеют сплошные зубья, наре-

занные по всей длине образующих конусов. Затем стали делать аналогичные трехшарошечные долота.

Первые конструкции трехшарошечных долот, примененных при вращательном бурении скважин, были разработаны для разрушения самых крепких и абразивных пород. Такие долота состояли из трех одноконусных, частого качения шарошек. Они обеспечивали высокие, по тому времени, механические скорости проходки при бурении особо крепких и абразивных пород и оказались достаточно износостойкими, чтобы занять главенствующее место при бурении глубоких скважин.

Конструкции трехшарошечных долот совершенствовались как по линии увеличения их моделей для разрушения твердых пород, так и по линии создания эффективного вооружения для разрушения более мягких пород, где кроме ударного вдавливания зубца долота в породу требуется его сдвиг (скольжение) для среза частиц породы забоя.

Для усиления среза породы при работе по забою возникли конструкции трехшарошечных «самоочищающихся» долот с многоконусными шарошками. Кроме того, в некоторых типах долот шарошки стали располагать так, чтобы их оси вращения не пересекались с осью долота, т. е. стали применять смещение осей шарошек в плане, поэтому создавалось дополнительное скольжение зубьев по забою. С другой стороны появились так называемые крестообразные многошарошечные долота с малоконусными шарошками, зубья которых имели большие скольжения при перемещении по забою. По-прежнему применялись долота режущего типа — РХ, трехлопастные и др.

Для получения максимального эффекта при бурении скважин стали разрабатываться рекомендации по подбору типов долот. Например, в 40-х годах А. Ф. Егеревым [11] была предложена схема, исходящая из принципа получения при бурении среза или скалывания наиболее хрупких частиц породы. Эта схема предусматривала бурение мягких пород долотом РХ, самых крепких пород — трехшарошечным долотом чистого качения, промежуточных пород — шарошечными крестообразными или комбинированными шарошечно-лопастными долотами, имеющими скольжение зубьев тем больше, чем порода более вязкая.

Практика далее показала, что ни одна из рекомендованных по этой схеме конструкций не имела применения в бурении.

В крестообразных долотах зубья имели чрезмерные скольжения, поэтому они не могли успешно применяться при разрушении твердых пород. Комбинированные шарошечно-лопастные долота, сочетающие



Рис. 1. Первое шарошечное долото.

в одном долоте разные принципы разрушения породы, оказались совершенно неэффективными при бурении твердых, особенно абразивных пропластков, разрушение которых сдерживалось лопастями. Наиболее распространение получили трехшарошечные долота. Эти долота, в свою очередь, претерпевали значительные конструктивные изменения. Развитие и усовершенствование трехшарошечных долот шло по линии их «приспособления» для разрушения конкретных пород. Проведенные в эти годы в большом объеме работы по исследованию свойств горных пород и закономерностей их разрушения, а также по развитию теоретических основ и практики проектирования бурового инструмента и его промысловых исследований позволили создать ряд новых, высокоэффективных моделей трехшарошечных долот. Поэтому в настоящее время появилась возможность предложить новую схему построения типов трехшарошечных долот, использование которой обеспечивает разрушение с большим эффектом почти всех встречающихся при бурении пород — от мягких до самых крепких.

§ 2. ТИПЫ ТРЕХШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

До 1966 г. производился серийный выпуск восьми типов трехшарошечных долот для бурения сплошным забоем: М — для мягких пород, МС — для мягких пород, чередующихся с породами средней твердости, С — для пород средней твердости, СТ — для пород средней твердости, чередующихся с твердыми, Т — для твердых пород, ТК — для твердых пород, чередующихся с крепкими, К — для крепких пород и ОК — для очень крепких пород. В основу конструкций этих типов долот положен принцип создания наивысшей скорости бурения породы, характерной для данного типа долота, при обеспечении им наивысшей проходки (стойкости вооружения и опоры).

В зависимости от свойств горных пород эти восемь типов трехшарошечных долот подразделялись на две основные группы (по кинематическим характеристикам), обуславливающим характер взаимодействия породоразрушающих элементов с породой.

Это долота ударного и ударно-сдвигающего действия.

В последние годы разработана и предложена для использования третья группа трехшарошечных долот, основные типы которой предназначаются для разрушения абразивных пород. Эта группа состоит из пяти типов: МЗ, МСЗ, СЗ, ТЗ, ТКЗ. Тип МЗ предназначен для разбуривания абразивных пород, чередующихся с мягкими породами, МСЗ — для абразивных пород, чередующихся с породами мягкими и средней твердости, СЗ — для абразивных пород средней твердости, ТЗ — для абразивных твердых пород, обладающих некоторой пластичностью, и ТКЗ — для абразивных чередующихся твердых и крепких пород.

В этой группе долот первые три типа могут быть отнесены по основному делению, т. е. по характеру воздействия на породу (кине-

матической характеристике), к долотам упорно-сдвигающего действия, а последние два — к долотам ударного действия.

Первая группа трехшарошечных долот ударного действия представлена тремя конструктивными разновидностями — долотами типов СТ и Т со стальными зубьями на шарошках, ТК и ТКЗ с чередующимися (либо по форме, либо по материалу) зубьями и К и ОК с твердосплавными зубками со сферической головкой.

Вторая группа трехшарошечных долот ударно-сдвигающего действия включает в себя две основные разновидности. Долота типов М, МС, С со стальными зубьями на шарошках и долота типов МЗ, МСЗ и СЗ с твердосплавными зубками, имеющими клиновидную головку. Шарошки долота типа МСЗ могут иметь чередование стальных и твердосплавных зубьев. Долота типов МЗ, МСЗ и СЗ выполняются с уменьшенной контактной поверхностью зубьев.

Группу шарошечных долот безударного действия составляют одношарошечные сферические долота, двухшарошечные с полусферическими шарошками, дисковые и др. Эти долота обладают повышенной стойкостью опор и успешно применяются в породах средней твердости, плотных, но малоабразивных, залегающих на большой глубине, где из-за малых скоростей бурения (ввиду угнетения забоя гидростатическим давлением жидкости) и ограниченной стойкости опор трехшарошечных долот проходка на них мала.

Характерной особенностью долот ударного действия является минимальное скольжение зубьев при перекачивании шарошек по забою и полное отсутствие фрезерующего действия по стенке скважины периферийными зубцами. Оси вращения шарошек этих долот пересекаются с осью долота. В эту группу входят долота типов ОК, К, ТК, Т и СТ, ТКЗ, ТЗ, преимущественно используемые при бурении скважин в восточных районах.

Особенность долот ударно-сдвигающего действия — значительное увеличивающееся от типа С к типу М скольжение зубьев при перекачивании шарошек по забою и при образовании стенки скважины (так называемые долота со смещенными осями шарошек). Оси шарошек этих долот не пересекаются с осью долота. Величина смещения достигает до 8—10 мм и в большой степени определяет величину скольжения зубьев шарошек по забою. Во вторую группу входят долота типов С, МС, М, СЗ, МСЗ, МЗ, применяемые, как правило, в южных районах.

В табл. 1 показаны типы и разновидности трехшарошечных долот СССР и США (фирма «Юз»).

Деление трехшарошечных долот на две группы соответствует условному делению района бурения на два основных — восточный (Урало-Волжские провинции) и южный (в основном Кавказ, Средняя Азия), к которым ныне можно присоединить и Восточную Сибирь.

Нефтеносные площади восточных районов слагаются в основном из скальных плотных, местами кремненных карбонатных пород (известняки, доломиты и др.), от 3-й до 9-й категории твердости по Л. А. Шрейнеру. Они имеют различную буримость по горизонтам

Условная характеристика пород

Разновидности долот	Мягкие до средних	Абразивные и небразивные средние	Твердые абразивные	Всёми видами абразивные			
Типы долот							
Обычные со стальными зубьями	OSC—3AJ (X3A), OSC—3J (X3), OSC—1GJ (X1G), OSCJ, CiC—J	OWV—J (XV), OWC—J (XC)	W7—J (X7), W7R—2J	WR—J (XWR)			
Зубчатые штыревые зубья на периферии через один	—	ODV—J (XDV)	WD7—J (XDV)	WDR—J (XDR)			
Штыревые твердосплавные зубки	—		X55R	RG—7XJ RG—1XJ RG—2BXJ			
Породы							
Разновидности долот	Мягкие	Мягкие до средних	Средние	Средние до твердых	Твердые	Твердые до крепких	Очень крепкие
Типы долот							
Обычные со стальными зубьями	M	MC	C	CT	T	—	—
Зубчатые штыревые	—	←-----MC3-----→		—	—	TK	—
Штыревые твердосплавные зубки	M3	←-----C3-----→	←-----T3-----→	←-----TK3-----→	←-----K-----→	←-----OK-----→	OK

Примечание. X—долота с герметизированной опорой.

(от средних до крепких по местным обозначениям), но довольно близки друг к другу по пластическим свойствам ($\kappa = 2 \div 3$), тяготея к хрупким. Для разрушения таких пород целесообразны конструкции шарошечных долот ударного действия и совершенно исключаются долота безударного действия.

Нефтегазоносные площади южных районов страны представлены пластичными породами, не дающими хрупкого разрушения, либо пластично-хрупкими породами глинистого происхождения с переслаиванием сыпучих пород (пески) и песчаников ($\kappa = 4 \div 6$). По отдельным горизонтам эти породы также имеют различную буримость и определены (по принятым местным классификациям) как мягкие, средние, твердые, а порой и крепкие породы. По твердости эти породы находятся обычно в пределах 1-й и 5-й категорий (глины, песчаники, аргиллиты, алевролиты), в некоторых случаях имеются пласты песчаников до 8 категорий твердости, весьма абразивные. В этих районах, как правило, имеет место переслаивание (чередование) глинистых пород с песчаниками.

Для разрушения таких пород шарошечные долота должны обладать свойствами, обеспечивающими скольжение зубьев при ударе. Долота чисто ударного действия здесь неэффективны.

§ 3. ТЕРМИНОЛОГИЯ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРЕХШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Для облегчения рассмотрения конструкций шарошечных долот, принципов их расчета и проектирования, а также анализа износа условимся в дальнейшем придерживаться единой терминологии при описании основных элементов долота.

На рис. 2 показано трехшарошечное бескорпусное долото.

Рассмотрим некоторые геометрические понятия.

На рис. 3 показан трехконусный профиль шарошки самоочищающегося долота: а) с пересекающимися осями вращения шарошек, б) со смещенными осями шарошек в плане, на котором: 1 — ось вращения долота, 2 — ось вращения шарошки, φ — угол наклона оси шарошки к оси вращения долота, 2β — угол основного конуса шарошки, $2\beta_1$ — угол промежуточного конуса шарошки, $2\beta_2$ — угол дополнительного конуса шарошки, $2\beta_3$ — угол тыльного конуса шарошки, ξ — условный угол калибровки скважины, f — вылет вершины шарошки за ось долота, H — высота шарошки, D_k — диаметр калибрующей окружности, P — расстояние от точки пересечения осей вращения долота и шарошки до плоскости калибрующей окружности (база шарошки), e — величина смещения оси шарошки в плане, N — точка калибровки.

На рис. 4 показаны типичные профили забоя скважины, образуемые различными конструкциями долот и именуемые: а — выпукло-вогнутый забой; б — горизонтальный забой; в — выпуклый (к центру) забой; г — вогнутый забой; д — сферический забой.

В настоящее время единственной формой забора для трехшарошечных долот является выпукло-вогнутая форма.

Характерные углы профиля забора, являющиеся функциями угла наклона оси шарошки φ и углов конусов шарошки 2β , $2\beta_1$ и $2\beta_2$, для различных типов долот (см. рис. 4) приведены в табл. 2.

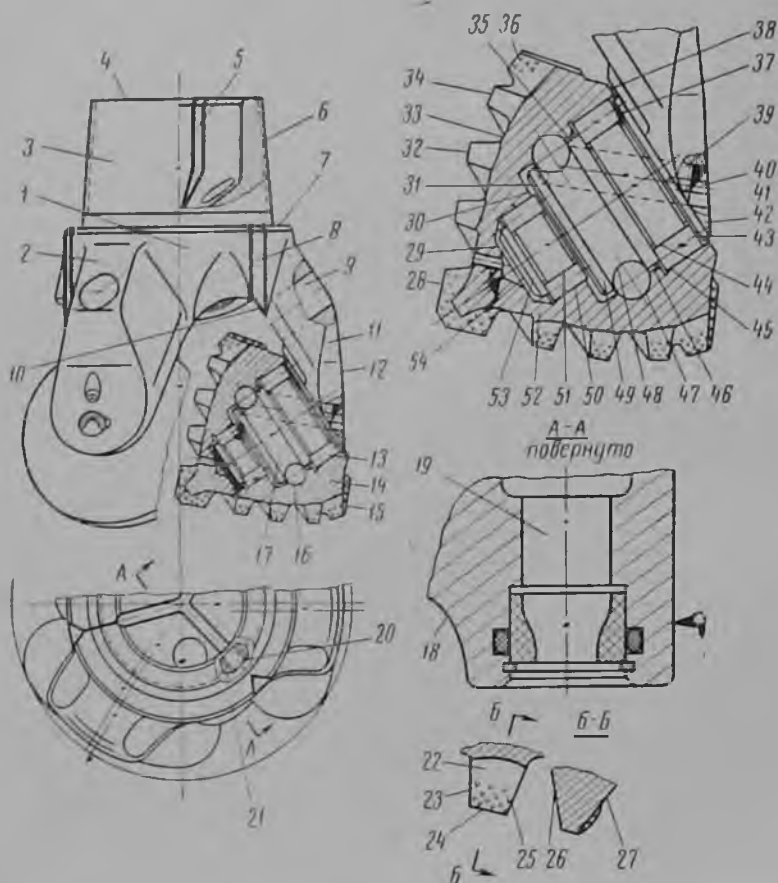


Рис. 2. Основные элементы трехшарошечного безкорпусного долота.

1 — корпус, 2 — ребро лапы, 3 — конусный присоединительный ниппель, 4 — торец ниппеля, 5 — внутренний сварочный шов, 6 — конусная замковая резьба, 7 — упорный торцевой резьбы, 8 — паружный сварочный шов, 9 — шламовое отверстие, 10 — подшарошечный сварочный шов, 11 — лапа, 12 — спишка лапы, 13 — ролик, 14 — шарошка, 15 — тыльная часть шарошки, 16 — шарики, 17 — цапфа, 18 — надшарошечная поверхность лапы, 19 — промежуточный капал, 20 — сборочный штифт, 21 — штифтовое отверстие, 22 — зубья, 23 — внутренний торцевой зуб, 24 — рабочая кромка зуба, 25 — паружный торцевой зуб, 26 — набегающая поверхность зуба, 27 — сбегающая поверхность зуба, 28 — вершина шарошки, 29 — дно шарошки, 30 — внутренний торцевой шарошки, 31 — торцевой запирающий бурт, 32 — венцы основного конуса шарошки, 33 — межвенцовая проточка, 34 — венец промежуточного конуса шарошки, 35 — нагруженный бурт замкового подшипника, 36 — периферийный венец на дополнительном конусе, 37 — упорный бурт, 38 — торцевой шарошки, 39 — замковый палец, 40 — штифт, 41 — сборочное отверстие, 42 — козырек лапы, 43 — базовый торцевой цапфы, 44 — периферийная беговая дорожка на цапфе, 45 — периферийная беговая дорожка в шарошке, 46 — бурт, 47 — замковая беговая дорожка в шарошке, 48 — замковая беговая дорожка на цапфе, 49 — запирающий бурт на цапфе, 50 — концевая беговая дорожка в шарошке, 51 — концевая беговая дорожка на цапфе, 52 — опасное сечение тела шарошки, 53 — концевой бурт, 54 — торцевой цапфы.

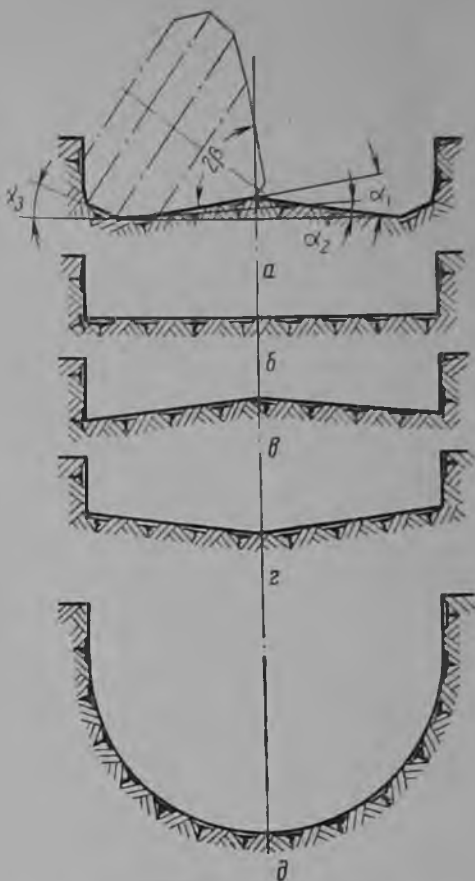
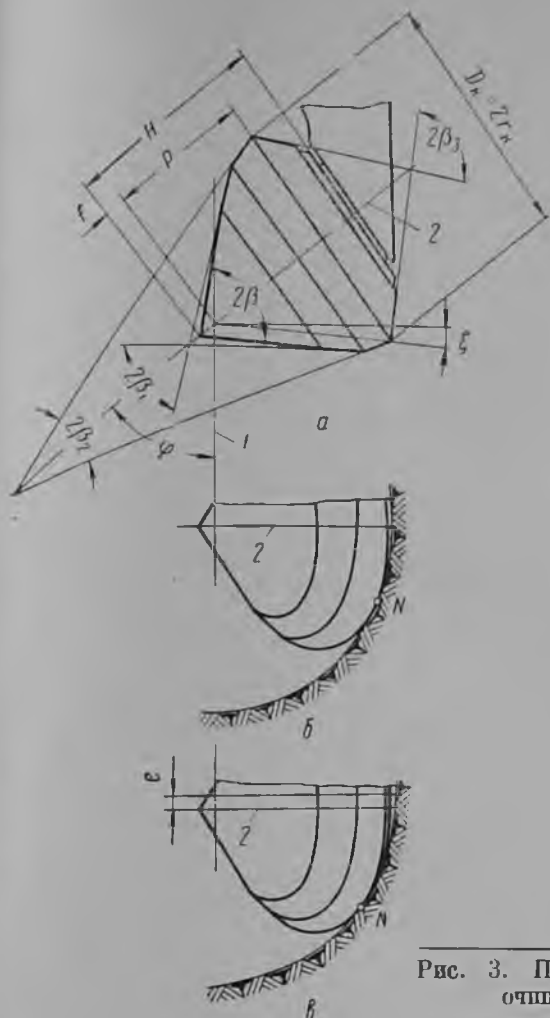


Рис. 4. Профиль забоя скважины.

Рис. 3. Профиль шарошки само-
очистающегося долота:

a — с пересекающимися осями враще-
ния шарошки и долота, *б* — со смещен-
ными осями шарошек в плане.

Таблица 2

Углы	Диаметры долот, мм	Для долот типов												
		М	МЗ	МС	МСЗ	С	СЗ	СТ	Т	ТЗ	ТК	ТКЗ	К	ОК
α_1	59—190	10°						5°	3° ÷ 5°	5°	3° ÷ 5°			
	214 и более	14° 30′												
α_2	59—490	—3° ÷ 5°						0° ÷ 3°		0°				
α_3	59—490	15° ÷ 25°						15° ÷ 20°		25° ÷ 38°			45°	

Глава II

БУРИМОСТЬ ГОРНЫХ ПОРОД И ИХ МЕХАНИЧЕСКИЕ И АБРАЗИВНЫЕ СВОЙСТВА

Буримость горных пород есть способность их разрушаться под воздействием определенного вида механического разрушающего инструмента. Говоря о буримости данной горной породы, следует иметь в виду возможность оценки степени трудности ее разрушения тем способом и инструментом, которые применяются в данное время при ее бурении. В настоящее время еще нет единого толкования об оценке пород по буримости, нет и единой классификации горных пород по буримости.

В производственных условиях при бурении нефтяных и газовых скважин оценка буримости дается по крепости пород, которые подразделяются на мягкие, средние, твердые, крепкие и очень крепкие породы.

Такое деление является условным, так как критерий крепости не характеризуется количественно и не является повсеместным. Оно не учитывает многих, в том числе местных, технологических факторов, влияющих на эффективность разрушения пород, и в известной мере субъективно. Именно поэтому в разных районах бурения можно встретить породы одного наименования по крепости, но далеко не одинаково разрушающиеся одним и тем же инструментом. Порода одного и того же наименования в одном районе успешно разрушается шарошечным долотом ударного действия, а в другом районе шарошечным долотом безударного действия или даже лопастным долотом.

Буримость горных пород часто определяют величиной механической скорости проходки и проходкой на долото [32].

Классификация горных пород по фактическим данным о проходке на долото и механической скорости не может быть постоянной и всеобъемлющей, так как непрерывно совершенствуется техника и технология бурения, а их уровень в отдельных районах различный. Значение указанных показателей будет зависеть от уровня техники бурения независимо от свойств пород.

Определять буримость посредством расчета [32] механической скорости проходки по данным испытания на вдавливание штампа возможно только тогда, когда будет обеспечено объемное разрушение и имеются данные об износе инструмента.

Заслуживает внимания предложение В. С. Владиславлева [7] оценивать буримость горных пород посредством наивысшей механи-

ческой скорости, которая определяется при специальных опытных долблениях в скважине или на лабораторной установке в широком диапазоне параметров режима бурения. Однако практического использования этот способ еще не получил.

Классификация горных пород по их механическим свойствам и тем более по какой-то одной механической характеристике, как это предложено в горной промышленности, например, М. М. Прото-дьяконовым (старшим), не дает повсеместного и необходимого для глубокого бурения скважин представления о буримости. Коэффициент крепости породы по Прото-дьяконову, определяемый при опытах на одноосное сжатие, совершенно не характеризует процесс разрушения пород шарошечными долотами.

Какие условия необходимы для объемного разрушения, легче будет увидеть после ознакомления с некоторыми данными о закономерностях разрушения горных пород при статическом и динамическом внедрении породоразрушающих зубьев.

§ 1. О ЗАКОНОМЕРНОСТЯХ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПРИ СТАТИЧЕСКОМ ВДАВЛИВАНИИ ШТАМПА И ПРИ УДАРЕ

Разработанная Л. А. Шрейнером [31] методика определения совокупности свойств горных пород — одновременного измерения их упругих, прочностных и пластических свойств при испытании образцов пород — в какой-то мере воспроизводит процесс их разрушения долотом.

Этот метод состоит в том, что образец породы, подвергаясь испытанию при вдавливании в него штампа, оценивается по таким параметрам, как твердость (прочностный параметр), предел текучести, коэффициент пластичности, а также по вычисленным величинам модуля Юнга и объемной удельной работы разрушения; определяются при этом размеры и объем зоны разрушения хрупких и пластично-хрупких пород.

Все горные породы по характеру поведения при вдавливании штампа делятся на три класса: 1 — хрупкие, 2 — пластично-хрупкие и 3 — пластичные и сильно пористые, т. е. не дающие общего хрупкого разрушения.

Графики деформации для пород указанных трех классов приведены на рис. 5.

За меру твердости пород по штампу ($P_{ш}$, $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$) принимается отношение нагрузки в момент общего хрупкого разрушения породы к площади контакта штампа. Для пластичных пород, не дающих общего хрупкого разрушения, твердость оценивается по пределу текучести (P_0 , $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$), равному отношению нагрузки, соответствующей пределу текучести материала, к площади контакта штампа.

Отношение общей работы, затраченной до момента разрушения образца, к работе упругих деформаций при условном сохранении

упругих свойств породы в период пластического деформирования, названо коэффициентом пластичности.

$$K_n = \frac{A_{об}}{A_{уп}} = \frac{\text{пл. } ODBC}{\text{пл. } OD_1E}. \quad (\text{II.1})$$

По твердости все породы предложено разделить на 3 группы: мягкие, средние и твердые, состоящие из 12 категорий (по 4 в каждой группе). Для хрупких пород коэффициент пластичности составляет 1. Пластично-хрупкие породы характеризуются коэффициентом пластичности, большим 1 и не более 6. Породы, для которых $K_n > 6$ (от 6 до ∞), относятся к классу не дающих общего хрупкого разрушения (пластичных). Такими породами являются глины, глинистые сланцы, а также многие высокопористые породы.

Рассмотрим удельную объемную работу разрушения.

Удельная объемная работа разрушения A_v определяется путем деления работы, затраченной до момента разрушения, на объем лунки, образовавшейся при разрушении

$$A_v = \frac{A_{общ} - A_{ш}}{V}, \quad (\text{II.2})$$

где $A_{общ}$ — общая работа, затраченная до момента разрушения горной породы в $\kappa\Gamma \cdot \text{м}$ (площадь $ADBC$ на рис. 5); $A_{ш}$ — работа деформации штампа в $\kappa\Gamma \cdot \text{м}$, определяемая исходя из размеров штампа как половина произведения максимальной нагрузки (максимальная ордината на диаграмме) и суммарной деформации штампа, найденной по известной зависимости $\Delta l = \frac{Gl}{EF}$;

V — объем лунки разрушения в см^3 , определяемый обычно путем непосредственного измерения.

Для пластичных пород общая работа до разрушения вычисляется условно. График деформации продолжают до глубины вдавливания h , равной диаметру штампа, опытами установлено, что разрушение наиболее пластичных пород наступает при такой глубине.

В настоящее время имеется возможность определять механические характеристики горных пород при вдавливании штампа в условиях, моделирующих забойные.

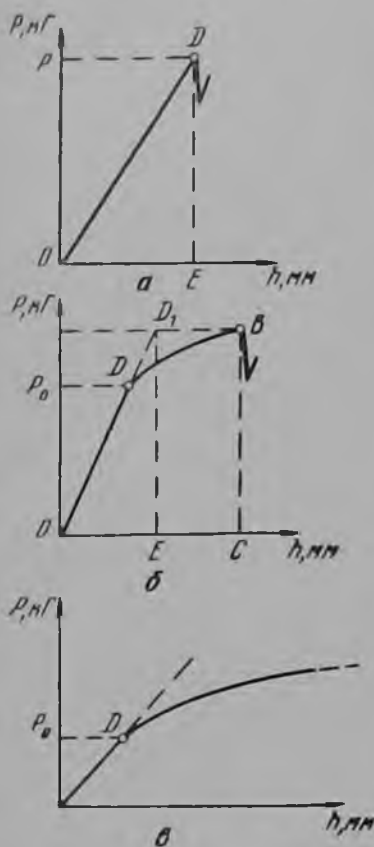


Рис. 5. Характерные графики деформации.

a — для хрупких, b — для пластично-хрупких, v — для пластичных пород.

Поэтому не исключено, что удельная объемная работа разрушения, определяемая по механическим характеристикам, полученным в этих условиях, может явиться наиболее объективным показателем для классификации пород по буримости.

При поисках новых конструкций шарошечных долот удельная объемная работа разрушения часто является экспериментальной характеристикой долота, свидетельствующей о его совершенстве при разрушении той или иной породы. Эта характеристика выражается в затрате работы на единицу разрушенной породы за один оборот долота. Установление корреляционной связи между удельной объемной работой разрушения, полученной при испытании образцов методом вдавливания штампа, и удельной объемной работой разрушения долота, возможно, облегчит оценку совершенства новых конструкций, а также их поиски.

При ударе (динамическом нагружении) наблюдается качественное и количественное изменение упругих, прочностных и пластических свойств горных пород.

Испытания при вдавливании штампа [25] в диапазоне больших скоростей его соударения с породой (до 40—50 м/сек) показали, что с увеличением скорости коэффициент пластичности мрамора уменьшается, а твердость и предел текучести увеличиваются. При скорости деформирования порядка $0,5 \div 5$ м/сек (до 10 м/сек) изменения в механических характеристиках пород невелики. Отмечается, однако, предрасположение к хрупкому разрушению таких пород, как соль и высокопористый известняк, даже при малых скоростях приложения нагрузки.

В работе [29] указывается, что, поскольку процесс разрушения пород при бурении современными шарошечными долотами происходит при скоростях до 5 м/сек, данные о механических свойствах пород, полученные методом статического вдавливания, приемлемы для условия их разрушения при бурении.

Известно, что чистое вдавливание разрушающего инструмента энергетически выгоднее при разрушении хрупких пород. Пластичная порода для разрушения требует сдвиг.

Исследования при динамическом внедрении штампа или призматического зуба проводились во ВНИИБТ, УфНИИ и других организациях.

Установлено, что объем разрушенной породы скачкообразно увеличивается с ростом кинетической энергии удара, растет при этом число скачков разрушения при ударе (рис. 6). В работе [29] также устанавливается, что если первый скачок при разрушении мрамора, происходящий при малой величине удельной кинетической энергии, характеризуется большой величиной объемной работы, разрушения то каждый последующий скачок сопровождался уменьшением величины объемной работы разрушения, так как объем разрушенной породы становился больше.

При равной приложенной энергии с увеличением скорости деформирования (соударения) процесс разрушения мягких и средних

пород ухудшается. Иначе говоря, сила, необходимая для достижения данной глубины разрушения, растет с ростом диаметра.

Многие другие выводы, полученные в результате исследований, проведенных во ВНИИБТ, в той или иной степени использовались при конструировании долот. В. С. Владиславлев [7], применявший для исследования метод непосредственных измерений разрушения двумя основными видами разрушающих наконечников, показал, что из двух распространенных форм разрушающих наконечников — полусферы с радиусом $R_{сф}$ и клина, при разрушении пластичных пород выгоднее применять клин, так как при характерном

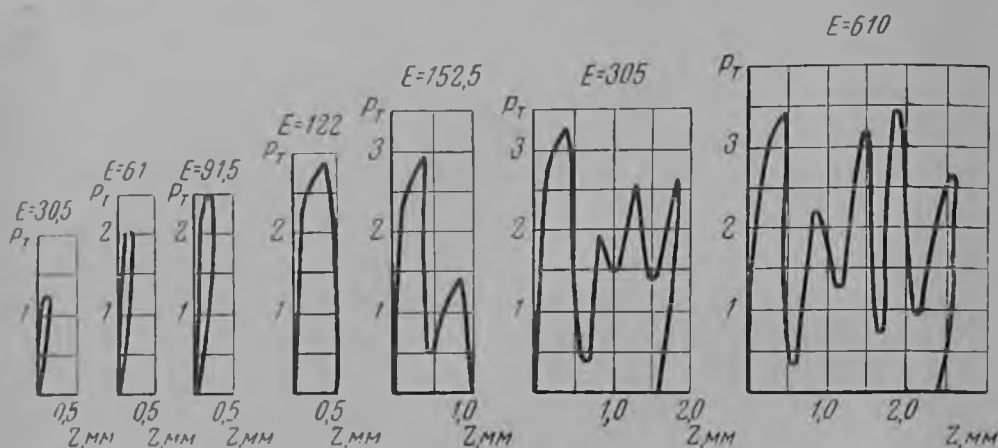


Рис. 6. Осредненные осциллограммы зависимости силы удара P_T от внедрения в гранит зуба длиной 10 мм с притуплением 1 мм при разных энергиях удара E (соответственно 30,5; 61; 91,5; 122; 152,5; 305; 610 кГ·м).

для таких пород углубления полусферы на величину, большую $0,245R_{сф}$, потребуются большее усилие, чем на клин. Это давало право считать, что наилучшей формой зуба для долот типов Т, СТ, ТК является клин, для долот типов К и ОК — рекомендованная исследованиями Л. А. Шрейнера полусфера. Цилиндрический зуб, дающий максимальный эффект при вдавливании штампа в пластично-хрупких породах, не мог быть рекомендован из-за нетехнологичности в изготовлении и подверженности износу с изменением формы на полусферическую, которая эффективна только в хрупких породах.

Установлено, что объемное разрушение породы непрерывно возрастает, при прочих равных условиях, вместе с уменьшением притупления зуба и радиуса сферы. Для каждой энергии существует своя наиболее выгодная величина притупления — она растет с ростом энергии единичного удара. Это положение используется с учетом таких факторов, как необходимые прочность и износостойкость зубьев.

При проектировании долот учитывается комплекс факторов, влияющих на эффективность разрушения конкретных пород. Для назначения шага зубьев важными являются экспериментальные дан-

ные, полученные во ВНИИБТ Е. И. Королько [14] о критическом шаге разрушения породы $S_{кр}$, а также об углах встречи зуба с породой при ударе [15]. Эти данные, в частности, показывают, что: углы скола породы при хрупком разрушении находятся в пределах от $90-100^\circ$ для глинистых сланцев, до $150-160^\circ$ — для песчаников и гранитов, хотя грани лунок разрушения прямолинейны ими не бывают;

длина осколка породы, т. е. примерно половина величины критического шага, составляет пяти-семикратную (до 10 мм) величину внедрения зуба; иначе говоря, при разрушении среднебуримой породы для данной энергии удара глубина лунки h имеет следующую связь с величиной критического шага:

$$h = k_1 \cdot 1,9 S_{кр}^{0,75}, \quad (II.3)$$

глубина внедрения h , мм, и сила удара G , кг, связаны следующей зависимостью:

$$h = 0,0135 k_2 G^{0,715}, \quad (II.4)$$

критический шаг $S_{кр}$, см, увеличивается с увеличением энергии удара E , Г·см:

$$E = k_3 80 S_{кр}^{1,8}, \quad (II.5)$$

где k_1 , k_2 и k_3 — коэффициенты.

Н. Н. Павлова также рекомендует для выбора шага зубьев аналогичные данные о размерах зоны разрушения, полученные при вдавливании штампа (в условиях, аналогичных забойным), с учетом заданного коэффициента перекрытия зонами разрушения.

Р. А. Бадалов дает полученную аналитически формулу для оптимального числа зубьев

$$Z = \pi \sqrt{\frac{R_{ш}}{\delta_z}} \sin \varphi, \quad (II.6)$$

где $R_{ш}$ — радиус рассматриваемой шарошки (венца); φ — угол между осью шарошки и осью долота; δ_z — глубина внедрения зуба в породу, зависящая от конструкции, нагрузки и свойств породы.

§ 2. МЕХАНИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ ПРОХОДКИ ПРИ БУРЕНИИ СКВАЖИН ШАРОШЕЧНЫМИ ДОЛОТАМИ

Зависимость механической скорости проходки от нагрузки

При бурении различают поверхностное, усталостное и объемное разрушение горных пород. На рис. 7 приведена зависимость механической скорости проходки от удельной контактной нагрузки. На кривой выделены три области. *I* — область поверхностного разрушения, когда разрушающий инструмент при движении по породе скользит по ней; контактное давление на породу в этой области значительно меньше твердости породы (это самый невыгодный вид разрушения). *II* — область усталостного разрушения, когда контактное давление

разрушающего пиструмента несколько меньше твердости породы, и процесс разрушения начинается с образования на забое трещин, а при повторных воздействиях происходит отделение от него частиц породы; скорость бурения в этой области увеличивается быстрее, чем растет нагрузка. *III* — область объемного разрушения, которую необходимо считать нормальной при современном состоянии техники и технологии бурения. Начиная с нагрузки, обеспечивающей равенство удельного контактного давления долота на породу твердости породы (по штампу), процесс разрушения происходит при каждом воздействии зуба на породу.



Рис. 7. Зависимость механической скорости проходки от удельной контактной нагрузки.

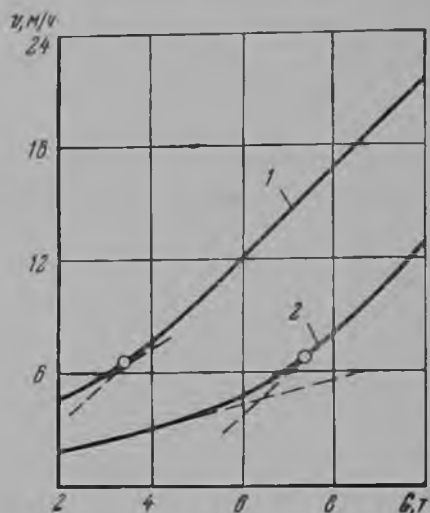


Рис. 8. Зависимость механической скорости проходки от нагрузки на долото с разными величинами контактных площадей.

1 — для долота с уменьшенной контактной поверхностью, 2 — для обычного долота.

На рис. 8 показаны зависимости механической скорости проходки в мраморе и граните от нагрузки на долото для долот диаметром 132 мм с разными величинами контактных площадей (кривая 1 для долота, контактная площадь которого уменьшена на 60%). Из рис. 8 видно, что долото с уменьшенной контактной поверхностью обеспечивает объемное разрушение пород при таких нагрузках на долото, при которых обычно эксплуатируется в скважине. Серийное долото с большой контактной поверхностью при таких нагрузках разрушает породы только в области усталостного разрушения.

Следовательно, в реальных условиях бурения имеет место сочетание всех трех видов разрушения. Задача состоит в том, чтобы обеспечить наиболее эффективный вид разрушения — объемный.

Многие исследователи утверждают, что причиной резкого уменьшения эффективности бурения глубоких скважин (3000—3500 м) является несоответствие вооружения существующих долот механическим характеристикам разбуриваемых пород. В условиях Азербайджана серийными шарошечными долотами диаметром 190—269 мм

невозможно обеспечить объемное разрушение пород с твердостью более 40—50 кГ/мм² при турбинном бурении и 50—60 кГ/см² при роторном бурении, что относится к стратиграфическим подразделениям НКГ, НКП, КС, ПК, КаС. Объясняется это тем, что при существующих турбобурах, при прокачивании 18—40 л/сек раствора, получаемый крутящий момент на валу позволяет создавать нагрузку в пределах 3,35—9,35 Т, тогда как для условий объемного разрушения указанных свит этими долотами требуется нагрузка 13—20 Т. В роторном бурении нагрузку лимитирует прочность труб.

Применение в последние годы в этом районе трехсекционного турбобура позволило увеличить осевые нагрузки и эффективность бурения.

Новые конструкции шарошечных долот с уменьшенной контактной поверхностью позволяют осуществлять объемное разрушение пород при существующих параметрах режима бурения.

Зависимость механической скорости проходки от числа оборотов долота

Обычно при бурении блоков пластично-хрупких и хрупких пород типа мрамора и гранита имеет место непрерывный рост механической скорости проходки при увеличении скорости вращения долота. При хорошо сконструированном для конкретной породы вооружении шарошечного долота характер роста механической скорости проходки при увеличении скорости вращения долота — линейный. Практически в большинстве случаев зависимость $v = f(n)$ отклоняется от линейной в сторону отставания темпа роста скорости проходки от темпа роста скорости вращения долота. При этом такое отклонение в большей степени выражено при бурении пластичных пород, а также в тех случаях, когда конструкция долот не соответствует характеру разбуриваемых пород.

На рис. 9 показаны графики зависимости механической скорости проходки от скорости вращения долота для различных пород и при различных осевых нагрузках на долото. Графики построены по данным стендовых и карьерных исследований шарошечных долот серийных и новых конструкций.

Из графиков (рис. 9) видно, что с увеличением скорости вращения долота механическая скорость проходки разных по свойствам пород и одной и той же породы разными долотами увеличивается неодинаково.

Для пластичных пород рост скорости проходки отстает от роста скорости вращения долота. Такое же явление наблюдается и при пластично-хрупких породах в забойных условиях скважины с ростом гидростатического давления на забой.

Обычно это явление объясняют тем, что для достижения разрушающей нагрузки в пластичных породах требуется больше времени, чем в хрупких, а с ростом скорости вращения время контакта с породой каждого разрушающего ее зуба уменьшается.

Известно, что если заставить внедряемый в породу зуб двигаться в направлении, перпендикулярном внедрению, т. е. скользить, то эффект разрушения пластичной породы увеличится. Поэтому отыскание оптимальных скольжений зубьев шарошек при проекти-

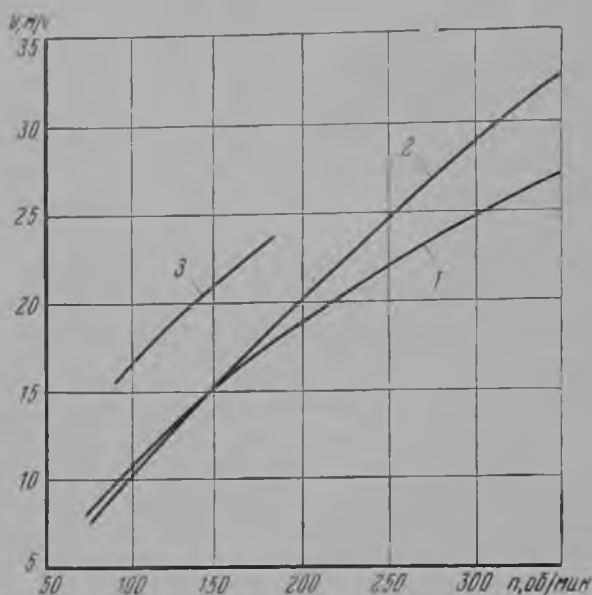


Рис. 9. Зависимость механической скорости проходки от скорости вращения долота.

1 — долото типа ТК ударного действия при бурении мрамора с осевой нагрузкой 7 Т; 2 — долото типа МС с умеренным скольжением зубьев при бурении мрамора с нагрузкой 6 Т; 3 — долото типа ТЗ ударного действия при бурении крепких известняков на карьере с нагрузкой 18 Т.

ровании долот является важной задачей конструктора. Без больших промысловых наблюдений и корректировок конструкции создать оптимальную конструкцию бурового шарошечного долота не удастся.

§ 3. АБРАЗИВНОСТЬ ГОРНЫХ ПОРОД И ИЗНОС ЗУБЬЕВ ДОЛОТА

Под абразивностью горных пород следует понимать способность изнашивать при трении о них металлы или сплавы.

Абразивный износ разрушающего элемента долота (зуба) возникает при трении его о породу, являющуюся естественным абразивом. Он происходит в результате царапающего или микрорежущего действия зерен абразива при скольжении зубьев относительно них, а также в результате прямого внедрения зерен абразива в поверхность контакта в момент удара зуба о забой.

Абразивность горных пород определяется совокупностью физико-механических свойств и не является простой физической величиной.

Основной износ зубьев, происходящий от скольжения, зависит от свойств породы и от пути скольжения.

Разрушение зубьев может явиться следствием динамических усилий, связанных с конструкцией шарошек (шагом зубьев) и податливостью забоя.

Абразивный износ деталей долота (зубьев) возможен тогда, когда режущие или царапающие частицы породы являются более твердыми, чем материал зубьев, и порода обладает шероховатостью поверхности. В таких случаях величина износа породоразрушающих элементов пропорциональна пути скольжения [32].

Для шарошечного долота были попытки подсчитать износ, пользуясь сведениями о скольжении шарошек [17]; ввиду того что путь трения рассматривался по поверхности гладкого забоя и по причине наличия в сложных аналитических формулах ряда величин, которые точно не определены, такие расчеты не стали доступными проектантам долот. Имеются теоретические и экспериментальные разработки ВНИИБТ [2], на базе которых, при проектировании долот, могут быть рассчитаны равные величины удельных скольжений зубьев на отдельных венцах шарошек, что и позволяет выдерживать их равностойкость против износа. Однако и в эти расчеты необходимо вводить поправки на основании промысловых наблюдений.

Имеется несколько способов оценки абразивности горных пород.

Абразивность горных пород можно оценивать по износу материала, взаимодействующего с породой при вполне определенных условиях. Искомая величина износа оценивается или по отношению к величине износа, при тех же условиях, какого-то эталона (например, сплава ВК8), или по скорости износа образца материала определенных размеров, или как произведение коэффициента объемного износа, или твердости горной породы (другой случай) на коэффициент внешнего трения и т. д.

А. И. Спивак и А. Н. Попов предлагают рассматривать износ стали в зависимости от удельной мощности трения [28]

$$a = f(N_{\text{уд}}), \quad (\text{II.7})$$

где a — износ металла в $\text{мг/мм}^2 \cdot \text{сек}$; $N_{\text{уд}}$ — удельная мощность трения, реализуемая единицей рабочей поверхности образца стали, в $\text{кГм/мм}^2 \cdot \text{сек}$.

Они считают, что в этом случае можно сопоставлять величину абразивной способности пород при различных режимах работы, так как упомянутая величина удельной мощности включает в себя и удельное давление и скорость скольжения. Указывается, что при бурении скважин средняя величина удельной мощности, реализуемая долотом, составляет около $0,5 \text{ кГм/мм}^2 \cdot \text{сек}$.

Оценка абразивных свойств горных пород по износу металла необходима, так как именно износ металла (сплава) определяет стойкость вооружения шарошечных буровых долот.

Большинство горных пород способны изнашивать металл, но скорость износа будет различна.

Интенсивность абразивного износа инструмента зависит прежде всего от соотношения между твердостью минералов, образующих

горную породу, и твердостью его поверхностей [29]. Например, такие породы, как ангидрит и доломит, имеющие примерно одинаковую твердость по штампу (150 и 160 кг/мм²), но разную микротвердость породообразующих минералов (соответственно 200 и 350 кг/мм²), изнашивают сталь соответственно на $6,25 \cdot 10^5$ и $11,0 \cdot 10^5$ мг/мм²·сек при удельной мощности трения

$$N_{\text{уд}} = 0,15 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{мм}^2 \cdot \text{сек}}$$

Таким образом, абразивная способность породы пропорциональна микротвердости минералов, входящих в ее состав.

Из кристаллических осадочных горных пород наименьшей абразивностью обладают сульфатные породы, такие, например, как гипс. Абразивность этих пород растет от карбонатных (известняки, доломиты) к кремнистым и кварцевым.

Обломочные горные породы того же минералогического состава, что и кристаллические, обладают большей абразивной способностью из-за более высокой степени шероховатости. По той же причине чем меньше твердость песчаников, тем больше его абразивная твердость.

То же самое относится и к алевролитам разной твердости.

На абразивную способность породы существенно влияет размер зерен. Это особенно заметно у обломочных пород типа песчаников и алевролитов. Поскольку размер зерен кварца у песчаников больше, чем у алевролитов, то при их одинаковой твердости по штампу абразивная способность песчаников больше.

Форма зерен (угловатая или окатанная) абразива влияет на износ металла лишь тогда, когда их твердость больше твердости последнего. Такие породы, как известняк, мрамор, ангидрит и доломит, независимо от зернистости, одинаково изнашивают закаленную сталь.

Следует считать, что в настоящее время еще нет данных, чтобы классифицировать горные породы по абразивности в абсолютных единицах. На основании проведенных исследований износа сталей и твердых сплавов при трении о горные породы даются указания о порядке возрастания абразивности исследуемых горных пород от наименее абразивных глин и сульфатных пород до самых абразивных обломочных кварцевых пород с твердостью по штампу менее 1000 кг/мм². В промежутке между ними находятся, в порядке возрастания абразивности, известняки, доломиты, железисто-магнезиальные породы, полевошпатовые породы, кварцевые кристаллические породы и обломочные кварцевые породы (песчаники и алевролиты).

Приведенные сведения об абразивности горных пород позволяют иметь только общее понятие о явлении износа.

Практика показывает, что, за исключением случаев, когда происходит катастрофическое разрушение долота, наиболее выгодным режимом разрушения горной породы шарошечным долотом будет такой, при котором достигается максимальная механическая скорость

проходки. При таком режиме можно ожидать наибольшую проходку на долото.

Задача конструктора состоит в том, чтобы разрабатываемое им долото обладало свойством достижения максимальной начальной механической скорости проходки данной породы при приемлемых, с точки зрения достаточной долговечности долота, параметрах режима бурения.

Обеспечив, при этих условиях, минимальную интенсивность износа породоразрушающих зубьев, можно обеспечить максимальную проходку на долото.

Интенсивность износа зубьев долота прямо связана с интенсивностью падения скорости разрушения. Поэтому интенсивность падения скорости разрушения породы в течение времени долбления долотом определенного вида может явиться также одним из признаков оценки абразивности горных пород.

Объективным законом изменения механической скорости проходки во времени многие исследователи считают уравнение вида

$$v = v_0 e^{at}, \quad (\text{II.8})$$

где v_0 — начальная механическая скорость проходки, когда долото не изношено; e — основание натуральных логарифмов; a — коэффициент, учитывающий износ разрушающих элементов долота; t — время.

В зависимости от степени абразивности породы характер падения скорости ее разрушения будет различным.

Рассмотрим некоторые из таких закономерностей.

Скорость проходки шарошечного долота со стальными зубьями при бурении сильно абразивных пород имеет следующее выражение:

$$v = \frac{v_0}{1 + mt}, \quad (\text{II.9})$$

где m — коэффициент, характеризующий износ.

Записи скоростей бурения шарошечными долотами в процессе каждого долбления, проведенные в различных геологических условиях, показывают, что во многих случаях изменение механической скорости бурения происходит по закону

$$v = v_0 - bt^2 \quad (\text{II.10})$$

или

$$v = v_0 - b_1 t, \quad (\text{II.11})$$

где b и b_1 — коэффициенты, учитывающие износ.

При $v = v_0 = \text{const}$ бурение происходит без износа долота.

Графически эти зависимости представлены кривыми на рис. 10–12.

Степень абразивности пород, относящихся к сильно абразивным, характеризуется в уравнении (II.9) коэффициентом m , величина

которого практически колеблется для пород, встречающихся при бурении, в диапазоне от 1 до $3 \div 5$.

Изменение скорости бурения в процессе долбления по закону (II.9) зафиксировано при бурении гранита долотами типа Т в стендовых условиях, а также при бурении в крепких породах ряда свит (мячковский, подольский, тульский и другие горизонты) месторождений Башкирии, Куйбышевской области и др.

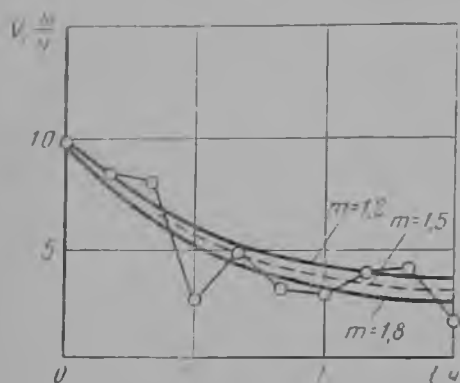


Рис. 10. График $v = f(t)$ для сильноабразивных пород.

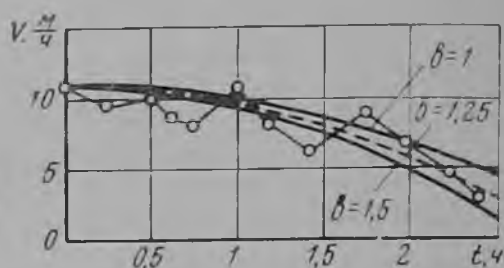


Рис. 11. График $v = f(t)$ для среднеабразивных пород.

Большой диапазон менее абразивных пород, встречающихся при бурении скважин (известняки и доломиты башкирского, окского подъярусов и т. д.) в Урало-Волжских провинциях, характеризуется уравнением (II.11).

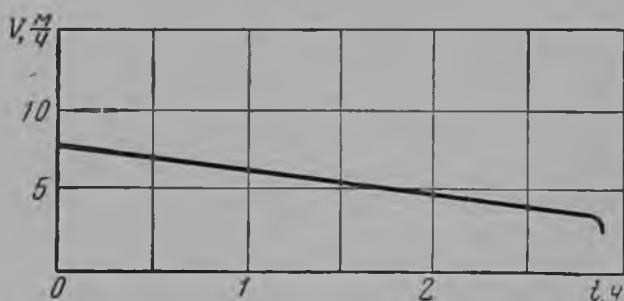


Рис. 12. График $v = f(t)$ для малоабразивных пород.

Породы средней абразивности, такие, как известняки серпуховского яруса, чаще всего соответствуют (II.10).

На рис. 13 приведены экспериментальные кривые: изменения механической скорости проходки гранита во времени при роторном бурении (100 об/мин) с нагрузкой 21 Т самоочищающимся долотом типа Т и линейный износ зубьев этого долота в течение долбления.

Как видно из этих графиков, интенсивность падения скорости бурения синхронна с износом. Кривая затупления зубьев долота имеет тот же характер, что и кривая убывания скорости бурения.

Таким образом, интенсивность уменьшения скорости бурения в процессе долбления характеризует одновременно интенсивность притупления зубьев долота, т. е. их износа. Следовательно, право-

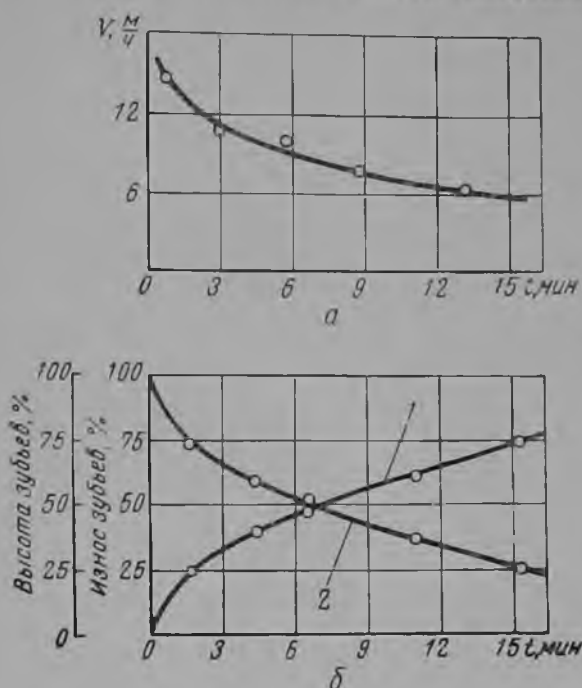


Рис. 13. Зависимость механической скорости проходки и ливейного износа зубьев от времени.

a — кривая механической скорости проходки, b ; 1 — износ зубьев, 2 — изменение высоты зубьев (затупление).

мерным будет поставить вопрос о разработке методики оценки степени абразивности горных пород нефтяных месторождений по характеристикам изменения скорости бурения определенным видом долота при определенных условиях и параметрах режима бурения.

Глава III

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО МЕХАНИКЕ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

При работе долота его шарошки совершают сложное движение. Каждая из них, вращаясь вокруг своей оси, одновременно, вместе с корпусом долота, вращается вокруг некоторой оси долота. При этом вся система — корпус долота и шарошки — движется вниз, совершая вертикальные возвратно-поступательные колебания из-за наличия зубчатой поверхности шарошек.

Разрушение породы забоя происходит последовательно наносимыми ударами зубьев при постоянно приложенной к ним статической силе (осевой нагрузке). Перекатывание шарошек по забою сопровождается углублением зубьев в породу. Отдельные зубчатые венцы многоконусных шарошек обрабатывают свои кольцевые участки забоя. Но движение отдельных венцов взаимосвязано, поэтому при отсутствии скольжения зубьев одних венцов другие могут иметь скольжение по породе. Эффективность разрушения шарошечным долотом той или иной горной породы будет зависеть от того, обеспечит ли данное долото, при внедрении зубьев в породу, ее сдвиг, необходимый для эффективного разрушения.

Поэтому знание механики работы шарошечного долота как механизма, т. е. основ взаимодействия его зубьев с породой при сложном движении, наряду со знанием свойств пород, для которых разрабатывается долото, является немаловажным оружием конструктора.

§ 1. ВЕРТИКАЛЬНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ДОЛОТА

При перекатывании прижатых к забою шарошек вращающегося долота каждым зубом каждого венца производится удар по забою, заканчивающийся обычно внедрением зуба в породу. При недостаточной силе удара внедрения может не быть.

Рассматривая перекатывание венца шарошки по недеформируемому забою, т. е. без внедрения зубьев, из рис. 14 можно видеть, что происходят периодические вертикальные перемещения как самих шарошек, так и долота в целом. При упоре шарошки (венца) на один зуб в точке B ее ось вращения (центр) находится в точке O ; при ее следующем положении, когда произошел упор на два зуба в точках B' и C' , центр O опустился в точку O' .

Обратная картина будет при переходе шарошки с упора на два зуба на упор одним зубом.

Величина вертикального перемещения центра венца, или амплитуда колебания долота δ при перекатывании одновенечной шарошки по недеформируемому забою, выразится как

$$\delta = r_z \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z} \right) = d \sin^2 \frac{\pi}{2Z}, \quad (\text{III.1})$$

где Z — число зубьев; r_z и d — соответственно радиус и диаметр венца по вершинам зубьев.

В действительности, когда шарошка (венце) перекатывается по породе, происходит деформация породы и внедрение зубьев. Величина внедрения в разных породах будет различна. При хрупких породах она может исчисляться десятими долями миллиметра. В самом благоприятном случае, при бурении в мягких породах, внедрение каждого зуба не может составить величины, большей чем (см. рис. 14)

$$h_z = r_z \left(1 - \cos \frac{2\pi}{Z} \right) = d \sin^2 \frac{\pi}{Z}, \quad (\text{III.2})$$

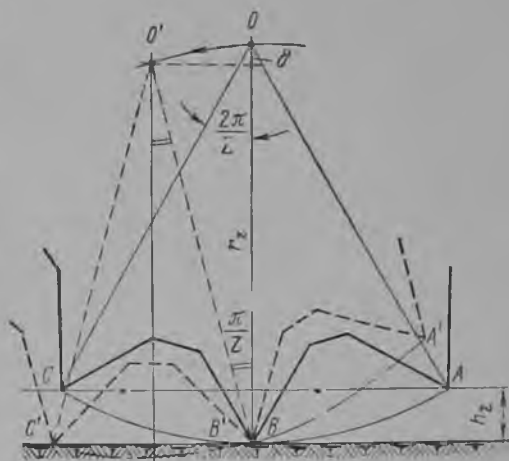


Рис. 14. Схема перекатывания зубчатого венца шарошки.

дальнейшее его углубление ограничивается двумя соседними зубьями, для внедрения которых потребовалось бы многократное увеличение нагрузки.

Если допустить, что углубление трехшарошечного долота за каждую треть оборота будет происходить на величину внедрения зуба h_z , что вполне возможно в случае однородной породы при постоянстве осевого усилия на долото, то амплитуда колебания «долота» * (см. центр венца на рис. 14) будет иметь ту же величину, что и при работе по недеформируемому забою.

Если же предположить, что при каждом последующем ударе зуба будет происходить приращение его внедрения, например, на величину δ , то может иметь место случай работы долота при отсутствии вертикальных колебаний. В самом деле, если каждый раз при переходе с двух контактирующих с забоем зубьев на один зуб последний внедрится на величину δ , будет иметь место непрерывное углубление. Очевидно, что оно может быть только в том случае, если развертка

* Для упрощения рассуждений долото здесь отождествляется с тремя одинаковыми, синхронно работающими одновенечными шарошками.

забой скважины представляет наклонную к горизонтали плоскость. Это будет соответствовать описанному В. С. Владиславлевым в работе [7] предположению о винтовом углублении скважины.

Траектория внедрения долота в этом случае имеет вид прямой, наклонной к горизонту с углом

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h_{об}}{\pi D},$$

где $h_{об}$ — углубление долота за один оборот; D — диаметр скважины.

Такая идеализированная картина, когда бурение должно происходить без колебаний инструмента, возможна только при разрушении мягких пород. В твердых породах, в связи с невозможностью достичь погружения в забой зубьев на величину h_z (рис. 14), упор венца

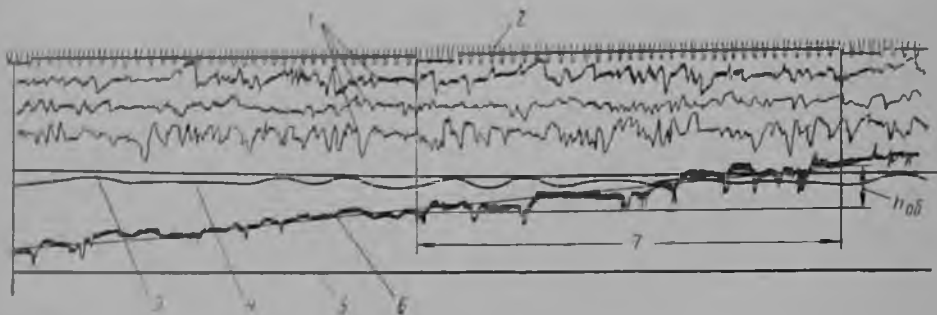


Рис. 15. Осциллограмма работы долота.

1 — вращение шарошек; 2 — отметки времени; 3 — момент; 4 — нагрузка; 5 — нулевая линия; 6 — углубление долота; 7 — один оборот долота.

на один зуб и упор венца на два зуба дадут, скорее всего, разные величины внедрения.

Следовательно, и при винтовом углублении забоя в этом случае будут вертикальные колебания долота.

Проведенное в лабораторных условиях осциллографирование работы долота подтверждает такую схему. Была зафиксирована непрерывность углубления в течение одного и каждого последующего оборота долота при бурении мрамора долотом диаметром 190 мм с нагрузкой 10 Т и продувкой забоя воздухом (рис. 15).

Пульсирующий характер кривой углубления в пределах одного оборота можно объяснить, прежде всего, некоторой разницей в величинах внедрения при контактах с породой одного и двух зубьев и наличием трех разных шарошек.

Углубление трехшарошечного долота за один оборот в случае отсутствия подъема центра долота при переходе с упора на два зуба к упору на один зуб, т. е. при величине внедрения зуба δ , запишется следующим образом:

$$h_{об} = \delta Zi, \quad (\text{III.3})$$

где i — отношение диаметра скважины к диаметру образующего скважину венца шарошки, перекатывающегося без скольжения; Z — число зубьев шарошки (одновенечной).

С учетом формулы (III.1)

$$h_{ог} = Zi d \sin^2 \frac{\pi}{2Z} = DZ \sin^2 \frac{\pi}{2Z}. \quad (\text{III.4})$$

В большинстве случаев при бурении шарошечными долотами имеют место колебания инструмента.

Из формулы (III.1) видно, что амплитуда возвратно-поступательного движения шарошки (венца) прямо пропорциональна ее диаметру и обратно пропорциональна числу зубьев на данном венце.

Число ударов в минуту m , производимых шарошкой (венцом) по породе, определяется следующим выражением:

$$m = n_{ш} Z = i n_d Z, \quad (\text{III.5})$$

где i — передаточное отношение скоростей вращения шарошки долота; $n_{ш}$, n_d — число оборотов в минуту шарошки и долота.

Приведем некоторые другие зависимости, связанные с наличием возвратно-поступательного движения (колебания) и шарошечного долота.

Динамическую составляющую G_d осевой нагрузки на долото П. В. Балицкий [3] предложил определять по следующей эмпирической формуле:

$$G_d = a F^b,$$

где

$$F = \frac{n_d Z i}{60}; \quad (\text{III.6})$$

a и b — коэффициенты, зависящие от статической нагрузки.

Скорость соударения зуба с породой U при отсутствии его проскальзывания определяется как

$$U = \frac{\pi^2 r_z n_{ш}}{30 \cdot Z} \cos \beta, \quad (\text{III.7})$$

где β — угол наклона оси шарошки.

Время контакта зуба с породой t_k при ударе без проскальзывания

$$t_k = \frac{60}{n_d Z i}. \quad (\text{III.8})$$

Вертикальное перемещение зубьев шарошек в процессе поступательного движения долота при бурении в большинстве случаев не вызывает их износа. В самом деле, при бурении упруго-хрупких пород внедрение кромки зуба на величину порядка до 1—2 мм уже дает скол породы [14]. При дальнейшем его погружении в разрушенный слой контакт боковых граней с породой отсутствует. Следовательно, отсутствует и абразивный их износ.

При бурении упруго-пластичных пород выкол породы под зубом также происходит при небольших величинах внедрения.

Можно предположить, что лишь в некоторых пластичных породах (глинах) и песках зубья долота при внедрении в породу подвергаются значительному трению о породу. В конструкциях шарошечных долот для бурения таких пород в большей степени имеют место скольжения зубьев в горизонтальной плоскости. При дальнейшем рассмотрении взаимозависимости скольжения зубьев и их износа скольжение при вертикальном перемещении рассматриваться не будет.

§ 2. СКОЛЬЖЕНИЕ ШАРОШЕК ПО ЗАБОЮ ПРИ ВРАЩЕНИИ ВОКРУГ ПЕРЕСЕКАЮЩИХСЯ ОСЕЙ

Для выявления некоторых закономерностей изменений в геометрическом расположении элементов долота в процессе его работы на забое и их количественной оценки воспользуемся известными положениями теоретической механики.

Рассмотрим схему движения бегуна в виде гладкой малоконусной шарошки (рис. 16), катящейся по некоторой поверхности, вращаясь вокруг подвижной оси с относительной угловой скоростью $\omega_{\text{ш}}$. Подвижная ось шарошки вращается вокруг вертикальной оси долота с угловой скоростью $\omega_{\text{д}}$.

Определим движение шарошки (катки) относительно забоя, идеализируя процесс. Из механики известно, что в случае сложения вращений около пересекающихся осей угловые скорости складываются по правилу параллелограмма, т. е.

$$\Omega = \sqrt{\omega_{\text{ш}}^2 + \omega_{\text{д}}^2 + 2\omega_{\text{ш}}\omega_{\text{д}} \cos(\omega_{\text{ш}}, \omega_{\text{д}})},$$

или при $i = \frac{\omega_{\text{ш}}}{\omega_{\text{д}}}$,

$$\Omega = \omega_{\text{д}} \sqrt{i^2 + 1 + 2i \cos \varphi}, \quad (\text{III.9})$$

а мгновенная ось вращения, по направлению которой пойдет вектор абсолютной угловой скорости, пройдет через точку O пересечения осей слагаемых вращений.

Линия касания шарошки не является мгновенной осью, по одна точка C среди всех на этой линии шарошки, очевидно, будет иметь скорость, равную нулю (нескользящая точка); через нее и пройдет мгновенная ось вращения.

Положение несколько скользящей точки C на образующей шарошки можно определить, предположив вращение шарошки равномерным, исходя из равенства нулю суммы моментов всех сил, действующих на

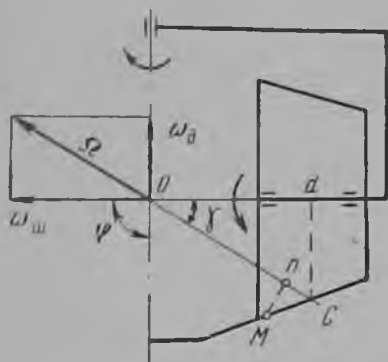


Рис. 16. Схема движения гладкой шарошки (бегуна).

шарошку относительно мгновенной оси вращения [26]. Для цилиндрических шарошек несскользящая точка C будет находиться посередине контактирующей с забоем образующей. В других случаях, например, у конических гладких шарошек с вершиной, не лежащей на оси конуса, эта точка смещается от середины образующей к основанию конуса. Если пренебречь силами трения в опорах, то и для случая, показанного на рис. 16, точка C будет делить образующую на две равные части.

Передаточное отношение скоростей вращения шарошки и долота $i = \frac{\omega_{ш}}{\omega_d}$, а также угол γ легко находятся конструктивно

$$i = \frac{Od}{dc} \quad \text{и} \quad \gamma = \arctg \frac{dc}{Od}.$$

Определив величину мгновенной угловой скорости вращения в абсолютном движении $\Omega = \omega_d \frac{1}{\sin \gamma}$, легко определить скорость скольжения $v_{ск}$ любой точки на образующей шарошки.

Скорость любой точки M на линии касания шарошки с забоем относительно забоя будет выражаться формулой

$$v_M = v_{ск} = \Omega Mn = \omega_d \frac{Mn}{\sin \gamma}, \quad (\text{III.10})$$

где Mn — кратчайшее расстояние от рассматриваемой точки до мгновенной оси вращения.

Поскольку скорость скольжения любой точки на линии касания шарошки с забоем (на образующей шарошки) направлена перпендикулярно к образующей, будем в дальнейшем называть ее поперечной скоростью скольжения. Впервые этот термин был изложен в работах ЛПИ им. М. И. Калинина, руководимых В. С. Поляковым [17].

Если рассмотреть движение по гладкому забою конусной шарошки (рис. 17) с вершиной конуса, лежащей на оси вращения долота, то будем иметь следующее. Величина относительной (окружной) скорости точки M на линии (образующей конуса), контактирующей с плоскостью забоя, равна $v_{ш} = \omega_{ш} Mn$ и направлена в сторону вращения шарошки. Величина переносной скорости этой точки вместе с вращением долота равна $v_d = \omega_d CD$ и направлена в противоположную сторону. Абсолютная скорость (скорость скольжения по

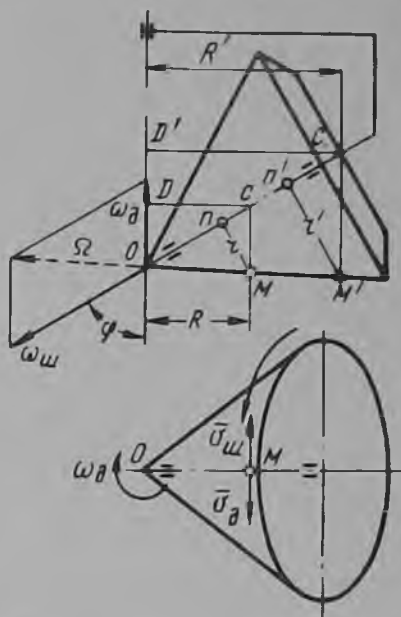


Рис. 17. Схема движения гладкой одноконусной шарошки с вершиной конуса, лежащей на оси долота.

забою точки M) будет представлять геометрическую сумму этих двух скоростей и равна

$$\begin{aligned}\bar{v}_{\text{ск}} &= \bar{v}_{\text{ш}} + \bar{v}_{\text{д}}, \\ v_{\text{ск}} &= \omega_{\text{ш}} Mn - \omega_{\text{д}} CD = \omega_{\text{ш}} r - \omega_{\text{д}} R,\end{aligned}\quad (\text{III.11})$$

где r — радиус шарошки в точке M ; R — радиус окружности вращения точки M по забою.

Из рис. 17 следует, что отношение скорости вращения шарошки к скорости вращения долота всегда равно отношению радиуса (R, R') вращения по забою любой точки M, M' к радиусу (r, r') шарошки в этой точке. Из формулы (III.11) это означает равенство нулю скорости скольжения. Таким образом, в случае движения конусной шарошки, показанной на рис. 17, скольжение по забою будет отсутствовать. Мгновенная ось вращения направлена по образующей конуса.

В дальнейшем будем называть такие шарошки шарошками «чистого качения».

В практике применяются трех-шарошечные долота с многоконусным контуром шарошек (многоконусные шарошки).

Рассмотрим движение по гладкому забою гладкой шарошки с многоконусным контуром (рис. 18).

Рис. 18. Схема движения гладкой многоконусной шарошки.

Как и в первых двух случаях, мгновенная ось вращения проходит через точку пересечения осей складываемых вращений O . Вторая точка мгновенной оси вращения шарошки находится на контактирующей с забоем образующей. Предположим, что это точка N . Зная положение этой точки на образующей шарошки, можно легко определить скорости скольжения на любом участке контура. Графически определив $i = \frac{CD}{NN'}$ и найдя по известной угловой скорости вращения долота $\omega_{\text{д}}$ угловую скорость вращения шарошки $\omega_{\text{ш}} = i\omega_{\text{д}}$, можно определить величину мгновенной угловой скорости вращения шарошки

$$\Omega = \sqrt{\omega_{\text{ш}}^2 + \omega_{\text{д}}^2 + 2\omega_{\text{ш}}\omega_{\text{д}} \cos \varphi}.$$

Имея направление мгновенной оси вращения шарошки, скорость поперечного скольжения любой точки M найдем из выражения

$$v_{\text{м}} = \Omega Mn. \quad (\text{III.12})$$

Отсюда следует, что скорость поперечного скольжения контактирующих с забоем рабочих кромок зубьев тем больше, чем на боль-

тее расстояние от мгновенной оси вращения шарошки они удалены. При этом если на участке образующей, расположенной влево от не-скользящей точки N (рис. 18), скольжение будет направлено против направления движения, то на участке, расположенном вправо от точки N , — в противоположную сторону.

§ 3. СКОЛЬЖЕНИЕ ШАРОШЕК ПРИ ВРАЩЕНИИ ВОКРУГ ПЕРЕКРЕЩИВАЮЩИХСЯ ОСЕЙ (ПРИ СМЕЩЕННЫХ ОСЯХ ШАРОШЕК В ПЛАНЕ)

Рассмотрим теперь, какова картина движения шарошек долота при перекрещивающихся осях вращения, т. е. при так называемом смещении осей шарошек в плане.

Из рис. 19 видно, что переносная скорость вместе с вращением долота $\vec{v}_d$ любой точки M на контактирующей с забоем образующей будет направлена по направлению вращения перпендикулярно радиусу вращения этой точки около центра O , т. е. оси вращения долота. С другой стороны, относительная скорость этой точки $\vec{v}_ш$ направлена по направлению вращения шарошки перпендикулярно к ее оси вращения или к искомой образующей.

При пересекающихся осях вращения долота и шарошки абсолютная скорость точки, лежащей на контактирующей с забоем образующей, составляет разность ее скоростей в относительном движении (вращении шарошки) и переносном (вращении с долотом) и направлена перпендикулярно к ней (образующей).

Если разложить переносную скорость $\vec{v}_d$ на две составляющие:

одну $\vec{v}_d$ — по направлению относительной скорости и другую $\vec{v}_d'$ — по направлению образующей и произвести сложение относительной скорости $\vec{v}_ш$ и поперечной составляющей переносной скорости $\vec{v}_d'$, то получим направление и значение так называемой поперечной составляющей скорости скольжения данной точки $\vec{v}_{ск}$. В нашем случае (рис. 19) для точки M $\vec{v}_ш$ всегда будет больше, чем $\vec{v}_d'$, так как поперечная скорость скольжения точки M , представляющая собой окружную скорость вращения вокруг мгновенной оси вращения (условно

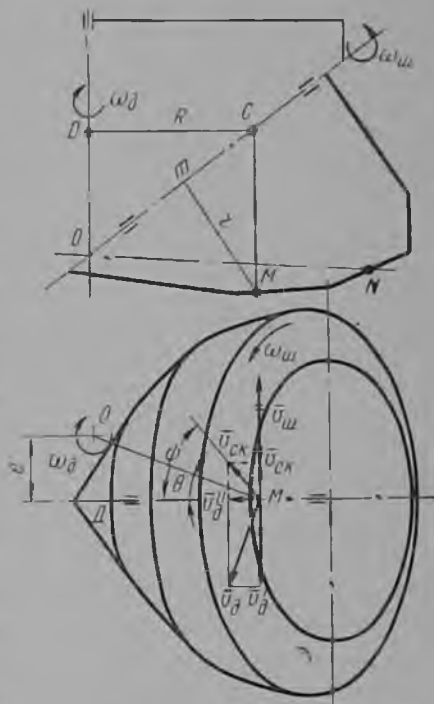


Рис. 19. Схема движения гладкой многоконусной шарошки со смещенной в плане осью.

(ON), направлена в противоположную движению сторону, т. е. происходит пробуксовывание. Все точки образующей, находящейся вправо от точки N' , наоборот, притормаживаются.

Вектор $\vec{v}_{ск}$, полученный в результате сложения поперечной $\vec{v}_{ск}$ и продольной $\vec{v}_d = \vec{v}_{ск}$ составляющих скоростей скольжения, показывает истинную скорость скольжения искомой точки.

Из рис. 19 видно, что относительная величина продольной составляющей скорости скольжения $\vec{v}_{ск}$ при данной скорости вращения долота зависит только от величины смещения осей шарошек e , постоянна для всех точек шарошки и равна

$$v_d'' = v_d \sin \theta = MO \omega_d \sin \theta = \omega_d e. \quad (\text{III.13})$$

Поперечная составляющая скорости скольжения точки M

$$\vec{v}_{ск}' = \vec{v}_d' + \vec{v}_{ш} = \omega_d R - \omega_{ш} r. \quad (\text{III.14})$$

Суммарная скорость скольжения точки M по забою будет равна

$$v_{ск} = \sqrt{(v_{ск}')^2 + (v_{ск}'')^2}. \quad (\text{III.15})$$

При смещении осей шарошек в плане в направлении вращения долота продольная составляющая скольжения направлена к вершине шарошки, а суммарная скорость скольжения отклоняется в сторону центра скважины.

Угол в плане ψ между суммарной скоростью скольжения и образующей шарошки равен

$$\psi = \text{arctg} \frac{v_{ск}'}{v_{ск}''} = \frac{R - ir}{e}. \quad (\text{III.16})$$

Передаточное отношение скоростей вращения шарошки и долота $i = \frac{\omega_{ш}}{\omega_d}$ не зависит от величины смещения. Следовательно, при изучении кинематики шарошек со смещенными в плане осями их можно рассматривать как шарошки с пересекающимися осями, накладывая дополнительно продольные скольжения как функцию смещения.

§ 4. УДЕЛЬНЫЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Для того чтобы при исследовании скольжений отвлечься от имеющих широкий диапазон скоростей вращения долота, целесообразно их оценивать в единицах пути за один оборот долота. В работе [2] введено понятие удельной величины скольжения S_x данного венца шарошки, а точнее данной окружности на венце шарошки, т. е. величины скольжения данной окружности шарошки, приходящейся на единицу длины соответствующей окружности забоя. Математически это запишется

$$S_x = \frac{S_x}{2\pi R_x} = \frac{r_x}{R_x} i - 1. \quad (\text{III.17})$$

где $S_x = 2\pi (r_x i - R_x)$ — величина пути скольжения данной точки на образующей шарошки за один оборот долота, представляющая собой разницу пути, пройденного точкой x в ее относительном и переносном движении; r_x ; R_x — радиусы соответственно относительного и переносного вращения точки x .

Если известно i , то, пользуясь (III.17), легко можно дать оценку величинам скольжений отдельных венцов шарошек долота. С точки зрения достижения равной эффективности разрушения забоя отдельными венцами шарошек долота их удельные скольжения должны быть, очевидно, одинаковыми. Необходимая величина удельного скольжения должна устанавливаться в зависимости от свойств пород, для которых разрабатывается долото.

При рассмотрении условий скольжения шарошек по забою был сделан ряд допущений, идеализирующих процесс. Принимая вращение шарошки (гладкого катка) при перекатывании ее по забою за равномерное, мы имеем постоянную мгновенную ось ее вращения. Ввиду зубчатой поверхности шарошки положение второй точки мгновенной оси вращения (или нескользящей точки) на контактирующей с забоем образующей шарошки будет меняться. Оно может также значительно меняться из-за наличия сил трения при взаимодействии тыльного конуса шарошки со стенкой скважины, перемещаясь в ее сторону. Различная совокупность параметров режима бурения и свойств разбуриваемых пород также может изменять величину передаточного отношения скоростей вращения шарошек и долота, т. е. положение мгновенной оси вращения или местонахождение нескользящей точки.

Однако то среднее положение мгновенной оси вращения шарошки конкретной конфигурации, которое возможно определить либо аналитически, либо экспериментально, путем одновременного измерения скоростей вращения долота и шарошек, вполне надежно позволяет давать оценку степени скольжения отдельных зубьев (венцов) шарошек. Это помогает правильнее решать вопросы обеспечения совершенства конструкции долота с точки зрения стойкости и производительности отдельных его элементов.

Если рассмотреть профили шарошек различных типов долот, для которых экспериментально определены скорости вращения долота и каждой из шарошек и по ним построены мгновенные оси вращения ON , то можно увидеть, что нескользящие точки на контактирующей с забоем образующей этих долот находятся на кромках периферийных зубьев или близко от них.

Глава IV

ОСНОВНЫЕ УСЛОВИЯ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

Трехшарошечные долота, получившие в свое время распространение при вращательном (турбинном) бурении твердых и крепких пород (преимущественно в восточных районах), имели в качестве рабочих

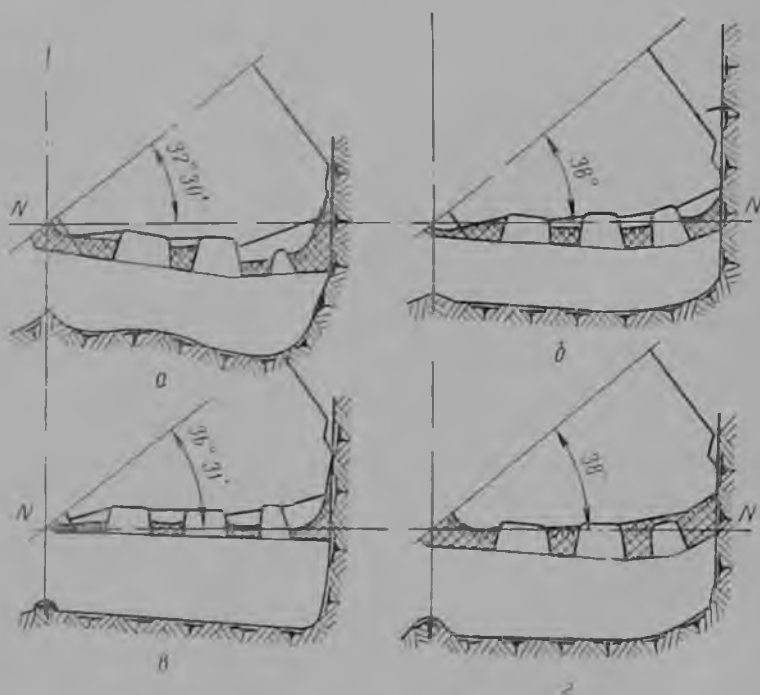


Рис. 20. Характерный износ отработанных долот.

а — в твердых породах самоочищающееся долото типа С со смещенными в плане осями шарошек; *б* — то же самоочищающееся долото без смещения осей шарошек; *в* — в крепких породах долото типа Т с одноконусными шарошками; *г* — то же самоочищающееся долото типа Т.

органов три одноконусные шарошки чистого качения. Зубья шарошек этих долот размещались на нескольких концентрических венцах на каждой шарошке с промежутком между ними, меньшим, чем сумма длин зубьев, перекрывающих этот промежуток, на двух других шарошках, т. е. коэффициент перекрытия забоя был больше

единицы. Забой, образуемый такими долотами, был горизонтальным, или малоконусным, выпуклым к центру скважины.

Трехшарошечные самоочищающиеся долота типа С, используемые при бурении скважин в южных районах, выполнялись со смещенными осями.

Длительная практика применения трехшарошечных долот с одноконусными шарошками типов Т, К и ОК показала их недостаточную эффективность из-за малой стойкости опоры.

В то же время опыты применения самоочищающихся долот типа С при разбуривании твердых пород позволили установить, что такие долота с небольшим скольжением зубьев по забою и коэффициентом перекрытия, меньшим 1, повышают начальную механическую скорость проходки. Повышение начальной механической скорости проходки объясняется тем, что благодаря уменьшению суммарной длины зубьев шарошек увеличиваются удельные давления на забой. Это равносильно увеличению осевой нагрузки на долото, которое пропорционально увеличивает скорость бурения.

Неоднократные попытки применения при турбинном бурении самоочищающихся долот типа С со смещенными осями шарошек не давали должных результатов.

Эти долота преждевременно выходили из строя по причине износа зубьев шарошек, особенно на периферийных венцах. На рис. 20, а показано долото типа С с характерным износом зубьев после отработки в скважине в твердых породах серпуховского яруса.

Были поставлены опыты по бурению твердых пород самоочищающимися долотами, специально спроектированными для этих целей.

§ 1. НЕКОТОРЫЕ ДАННЫЕ ПРОМЫСЛОВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В промышленных условиях исследовалась работа двух конструкций долот самоочищающегося типа при бурении девонских скважин.

Для испытания были изготовлены самоочищающиеся долота типов Т и СТ без смещения осей шарошек. Они были выполнены с такими соотношениями диаметров долота и шарошек и углов наклона их осей, которые обеспечили вписывание шарошек в окружность скважины с касанием в одной точке. Одна тип опытных долот отличался от другого шагом зубьев.

На основании опытного бурения с подробными записями скорости проходки, осмотром и замерами отработанных долот, устанавливающими степень их износа, было выявлено, что твердые породы восточных нефтяных месторождений (серпуховский, окский, фаменский и франский ярусы) более эффективно разбуриваются долотами самоочищающегося типа, чем серийными долотами с одноконусными шарошками. Скорость проходки этими долотами и часовая стойкость опоры оказались выше, поэтому средняя проходка за долбление возросла.

При сопоставлении работы опытных долот типа СТ без смещения осей шарошек с серийными долотами типа С, имеющими смещение

осей шарошек, установлено, что как по показателям работы, так и по характеру износа вооружения (особенно периферийных зубьев) первые имели несомненные преимущества. На рис. 20, б показан характерный износ вооружения долота типа СТ.

Одновременно было выявлено, что, несмотря на увеличение начальной скорости проходки и стойкости опоры, при бурении опытными самоочищающимися долотами крепких и очень крепких окремнелых пород (мячковский, подольский горизонты) проходка на долото из-за большого износа зубьев оказалась ниже, чем на долото с одноконусными шарошками. На рис. 20, в и г виден характерный износ шарошек указанных долот в крепких породах. В результате тщательного изучения износа зубьев при бурении крепких пород самоочищающимися долотами возможно наметить пути их усовершенствования.

Промысловые исследования показали, что для бурения скважин в восточных районах страны во многих стратиграфических подразделениях, породы которых по буримости относились к твердым (местная классификация), необходимо использовать новые самоочищающиеся долота без смещения или с минимальным смещением осей шарошек, именуемые долотами типа СТ.

Далее были проведены промысловые исследования работы выпускающихся промышленностью долот с одноконусными шарошками.

Целью этих исследований было определение по косвенным признакам необходимого типа долота для каждой пачки пород типичного на востоке нефтяного месторождения [22].

При бурении скважин долотами ОМ-183 одинакового качества (отобраны из одной партии), одним и тем же станком и одной бригадой, при контролируемых и одинаковых режимах бурения в одинаковых пачках пород, всесторонне изучался и фиксировался износ вооружения и опор этих долот. Сопоставляя износ с конструктивными особенностями долота и полученными результатами по механической скорости проходки, определялась совместимость этого типа долота с разбуриваемой породой и намечался наиболее целесообразный тип.

При бурении скважин стремились к одинаковой отработке долот, критериями которой были либо прекращение проходки (заклинка опор), либо трех-пятикратное уменьшение механической скорости бурения (износ вооружения). Особо тщательно осматривались отработанные долота с замерами и изучением износа вооружения и опоры.

Полученные для каждого долота записи его углубления позволили установить во всех стратиграфических подразделениях как начальную механическую скорость проходки, так и закономерность ее изменения во времени в процессе работы долота на забое.

Оценка начальной скорости проходки, а также изучение интенсивности и причин ее изменения во времени в различных по свой-

ствам породах позволили рекомендовать тип долота для искоемых условий.

По полученным данным промысловых исследований, изменение механической скорости проходки трехшарошечным долотом может происходить в зависимости от физико-механических и абразивных свойств пород по закономерностям, приведенным на графиках рис. 10—12, а также на рис. 21.

На рис. 21 представлена зависимость, которая соответствует нередко наблюдающимся в бурении закономерностям и, в том числе, при упомянутых выше испытаниях долот с одноконусными шарошками. Кривая может быть представлена основным участком $v = v_0$ и соответствующим к концу работы долота на забое резким падением скорости по закону $v = v_0 - bt$.

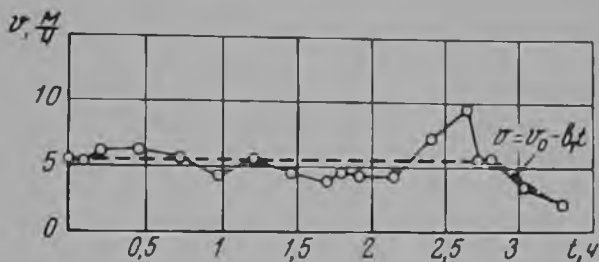


Рис. 21. График изменения скорости бурения трехшарошечным долотом в неабразивных породах средней твердости.

Таким образом, во многих породах процесс бурения происходит при постоянной (равной начальной) скорости проходки ($m = 0$ либо $b = 0$), т. е. без износа вооружения. Это обстоятельство позволяет назначать для таких условий минимально необходимую вооруженность долота, выполняя его самоочищающимся и увеличивая габариты опор.

Обобщая особенности отработки долот по отдельным интервалам опытного бурения скважин, типичных для восточных районов, можно сказать следующее.

При бурении верхнего интервала (пермь, артинский ярус и толщи верхнего карбона), представленного песчанистыми глинами, известняками средней твердости, где средняя механическая скорость проходки при работе с турбобуром составляет не менее 30 м/ч, а проходка на долото более 40 м, сработка долот характеризуется в основном износом опоры (заклинка или люфты, превосходящие 5—8 мм). Зубья изнашиваются не более 15% по высоте, тыльная часть периферийных зубьев полностью сохраняется.

Скорость проходки изменяется в соответствии с графиком рис. 21, имея скачкообразные колебания без ощутимого падения к концу долбления, но зато резко снижаясь в течение нескольких минут из-за торможения в опорах.

Естественно, что лучшим долотом для применения в этом интервале явилось бы самоочищающееся долото типа СТ с более стойкой опорой.

Породы, аналогичные рассмотренным как по буримости, так и по абразивным свойствам, залегают также и на большей глубине в каширском, верейском горизонтах, памюрском, фаменском ярусах и т. д. Поэтому в таких стратиграфических подразделениях, характерных наличием переслаивающихся с твердыми известняками глинистых рыхлых пород, применяется самоочищающееся долото типа СТ, а в некоторых случаях, если бывает износ вооружения, аналогичное по схеме самоочищающееся долото типа Т.

Установлено, что твердые и крепкие породы нижней части верхнего карбона и мячковского и подольского горизонтов, сложенные окремненными известняками и доломитами, совершенно неудовлетворительно разрушаются долотами с одноконусными шарошками.

Плохо также работают эти долота и на больших глубинах в окском, тульском горизонтах, угленосной свите, породы которых в разной степени абразивны.

Сработка долот в этих интервалах характеризуется износом вооружения со значительным износом опор. Особенно характерным явлением для этих долот является большая потеря диаметра из-за сильного износа тыльной части шарошек, являющегося следствием такого конструктивного недостатка, как плохое вписывание шарошек в скважину.

Интенсивность износа вооружения долот, в разных интервалах, различна ввиду разной степени абразивности пород.

Если в верхнем карбоне механическая скорость проходки изменяется в соответствии с зависимостью (II.10) и время работы долота за долбление составляет больше часа, то в более твердых и абразивных породах мячковского, подольского, а также окского и тульского горизонтов механическая скорость убывает более интенсивно по (II.9), а время работы составляет менее одного часа при полном износе вооружения с огромной потерей диаметра долота. Интенсивность износа вооружения по этим горизонтам неодинакова.

В перемежающихся неабразивных глинистых и абразивных окремненных породах угленосного горизонта долота имеют двоякую сработку: опоры или вооружения и опоры.

Проведенные исследования указали на серьезные конструктивные недостатки долот с одноконусными шарошками: неравноустойчивость зубьев и калибрующей (тыльной) части, а также малую стойкость опоры.

Эти исследования доказали, что целесообразно применять в крепких абразивных породах мячковского, подольского горизонтов штыревое долото типа К.

Для окского горизонта разработать новое долото с комбинированным вооружением.

Для тульского и угленосного и других горизонтов, характери-

зующихся перемежающимися по свойствам породами, нужны были поиски новых конструкций долот.

Результаты этих исследований вместе с использованием аналитических и экспериментальных данных позволили наметить основные требования к конструкциям трехшарошечных долот.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТРЕХШАРОШЕЧНЫМ ДОЛОТАМ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫМ ДЛЯ БУРЕНИЯ ТВЕРДЫХ И КРЕПКИХ ПОРОД

Излагаемые ниже требования к конструкциям трехшарошечных долот ударного действия сформулированы в основном на основании вышеупомянутых промысловых исследований работы и износа долот при турбинном бурении скважины в восточных районах страны.

Эти исследования свидетельствуют, прежде всего, об успешном разбурировании твердых хрупких и пластично-хрупких пород восточных месторождений самоочищающимися долотами с многоконусными шарошками. Геометрические размеры шарошек таких долот позволяют вписать в их габариты надежную опору, поэтому долота этой группы, предназначенные для твердых и крепких пород, должны быть самоочищающимися.

Рассмотрение механики работы долота показало, что при выполнении трехшарошечных долот самоочищающимися неизбежно бывают некоторые поперечные скольжения зубьев по забою.

Как показали промысловые исследования, при разбурировании пород первой группы, в том числе и твердых, небольшая величина такого скольжения зубьев по забою, соразмерная с его твердостью, благоприятно влияет на повышение механической скорости и проходки на долото.

Естественно, что степень скольжения для разных типов долот должна быть тщательно обоснована.

С другой стороны, опыт эксплуатации долот в восточных районах показал, что скольжение тыльной части периферийных зубьев шарошек по стенке скважины недопустимо. Такое скольжение может быть при неблагоприятном вписывании шарошек в окружность скважины, когда условный угол калибровки $\xi > 0$, а также при смещении осей шарошек в плане.

Поэтому следующим (вторым) условием конструирования долот первой группы будет такое расположение шарошек на наклонных цапфах, при котором их оси вращения пересекаются с осью долота в одной точке (без смещения). В этом случае будут отсутствовать продольные скольжения зубьев по забою, благодаря чему при одновременном выполнении следующего (третьего) требования может быть сведено к минимуму трение шарошек о стенку скважины, что уменьшает износ периферийных зубьев.

Это положение подкрепляется следующим. Экспериментальные исследования зависимости износа вооружения долот от величины

смещения осей шарошек установили прямую зависимость износа вооружения от величины смещения, что можно видеть на рис. 22.

Кроме того, у долот со смещенными осями 25—30% момента, затрачиваемого на бурение, расходуется на трение периферийных венцов о стенку скважины, что не является рациональным для долот первой группы, используемых, главным образом, в турбинном бурении.

Отсутствие скольжения тыльной части периферийных зубьев шарошек относительно стенки скважины у долот без смещения определяется характером вписывания шарошек в окружность скважины. Оно зависит, при данном угле наклона цапф, от соотношения максимального диаметра шарошки D_K и диаметра скважины $D_{скв}$.

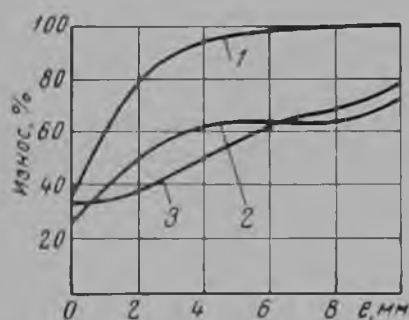


Рис. 22. График зависимости износа вооружения долот от величины смещения осей шарошек в плане.

1 — периферийные; 2 — периферийные венцы; 3 — венцы основного конуса.

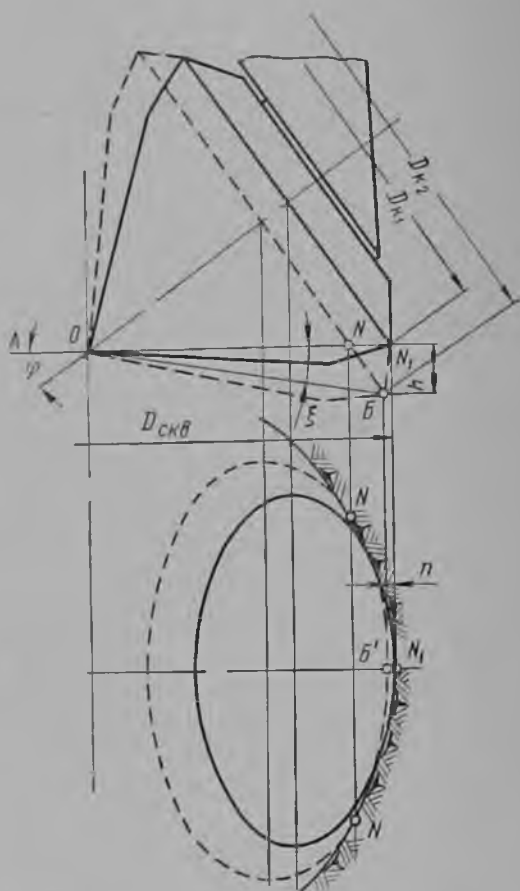


Рис. 23. Условие вписывания в скважину долота первой группы и два соотношения диаметров шарошек и долота.

Следует иметь в виду, что по условиям работы долот с большими нагрузками, передаваемыми через подшипники, расположенные внутри шарошек, целесообразно иметь возможно большие габариты шарошек. Условие правильного вписывания требует, наоборот, ограничения их размеров (диаметров).

У долот, не имеющих смещения осей шарошек, т. е. с пересекающимися осями вращения, вписывание шарошек в окружность скважины должно происходить с касанием в плане в одной точке при $\xi = 0$.

На рис. 23 показано условие вписывания в скважину долота первой группы и два соотношения диаметров шарошек и долота.

При правильно заданном соотношении D_k и $D_{скв}$ вписывание шарошек в окружность скважины (в плане) происходит с касанием в одной точке N_1 и скольжение по стенке скважины отсутствует. Калибрующая точка N_1 в этом случае совпадает с горизонтальной плоскостью AA , проходящей через точку O . В другом случае условная калибрующая точка (точка B) смещена от этой плоскости вниз; шарошки как бы не вписываются в окружность скважины и касаются ее стенок в двух точках N и выше забоя, но тоже в плоскости AA . В этом случае периферийные зубья на участке N_1B будут скользить по стенке скважины.

Конусный участок скважины высотой h и шириной n будет обрабатываться тыльной частью шарошки за счет фрезерования породы. Причем реактивные силы стенки скважины в точках N будут направлены в разные стороны, что приводит к притормаживанию шарошек, к быстрой сработке затылка шарошек при бурении твердых абразивных пород и, как следствие, к прекращению углубления.

Угол, в который заключен участок периферийных зубьев, скользящих по стенке скважины (фрезерующих ее), принято называть условным углом калибровки ξ .

На рис. 23 это будет угол между горизонтальной плоскостью AA (перпендикулярной к оси долота) и линией, соединяющей точку пересечения осей шарошек и долота с условной калибрующей точкой B на максимальной окружности шарошки.

Необходимый для долота первой группы контакт между шарошками и стенкой скважины в одной точке обеспечивается при условии $\xi \leq 0$ (при отсчете угла ξ от плоскости AA по часовой стрелке принимаем его положительным, против часовой стрелки — отрицательным).

При вогнутом к центру скважины забое $\xi < 0$ вероятность фрезерования стенки скважины еще меньше, чем в случае $\xi = 0$. Однако в современной практике конструирования долот с одноконусными или многоконусными шарошками такую форму забоя (вогнутую к центру скважины) не применяют, так как в этом случае уменьшаются геометрические размеры шарошек, что не дает возможности вписать в эти габариты надежную опору.

Особенно важно выполнять указанные выше условия при конструировании долот типа Т, бурение которыми, как правило, производится в твердых карбонатных породах, обладающих известной хрупкостью и значительной абразивностью. Долота типа Т применяются в основном в турбинном высокооборотном бурении, когда интенсивность износа при наличии трения скольжения слишком велика.

Для образования ствола скважины без наличия фрезерования, периферийным зубьям одной или двух шарошек долота типа Т следует придавать Т-образную форму, армируя их тыльную часть. Чтобы не допустить излишнего скольжения зубьев при перекачивании шарошек по забою, вылет вершины за ось долота в долотах типа Т делается минимальным, но обеспечивающим удовлетворительное

самоочищение шарошек, а также нужные оптимальные габариты опорных элементов. Профиль забоя должен быть плавный, поэтому шарошки делаются трехконусными.

Эти долота работают в упруго-хрупких породах, для разрушения которых не требуется большого углубления зубьев. Глубина внедрения зуба до момента разрушения породы обычно составляет $1/4—1/5$ глубины лунки разрушенной породы [14, 25].

В то же время такие породы при наличии абразивности имеют значительную твердость, что требует для их успешного разрушения больших осевых нагрузок на долото.

Поэтому долота типа Т делаются с наибольшим числом зубьев на шарошках; зубья обладают достаточной прочностью, для чего их угол заострения должен находиться в пределах $48—52^\circ$, притупление — $1,5—1,75$ мм. Высота зубьев может быть минимальной, но достаточной для беспрепятственной работы по образовавшейся на забое рейке породы. Длина зубьев (ширина венцов) также минимальная, а по радиусу скважины полное перекрытие забоя отсутствует и расстояние между соседними венцами шарошек может составлять, в зависимости от размера долота, $2—4$ мм.

При назначении для этих долот шага зубьев учитывается критическая его величина [14] в наиболее типичных породах. Например, при проектировании долота типа Т диаметром 190 мм (1В—190Т) параметры его вооружения назначались исходя из условия разрушения твердых пород Башкирии.

Учитывая, что долота типа СТ используются в менее твердых, но иногда в более пластичных породах, в настоящее время принято без больших погрешностей выполнять их по схеме, аналогичной долоту типа Т, но с более высокими и реже расположенными по окружности зубьями (шаг в $1,5—2$ раза больше, чем у долот типа Т) при условном угле калибровки $\xi = 1—1,5^\circ$, придающем некоторое скольжение периферийным зубьям (обычно Г-образной формы) при калибровке скважины. Для уменьшения трения шарошек о стенку скважины калибровку в одной точке следует обеспечивать небольшим смещением осей шарошек (на величину порядка $1—2$ мм).

Долота типа ТК. До последнего времени долота типа ТК в литературе характеризовали как аналогичные долотам типа Т, но с меньшим шагом зубьев на шарошках, большим углом заострения и с усиленными периферийными зубьями П-образной формы. В настоящее время в СССР такие долота не производятся и заменены долотами с комбинированным вооружением шарошек фрезерованными зубьями на основных конусах и твердосплавными полусферическими вставными штырями на периферии.

Обладая повышенной стойкостью периферийных зубьев, это долото более эффективно, чем тип Т в породах повышенной абразивности, но проходка их в крепких породах ограничивается износостойкостью зубьев на основных конусах.

Поэтому была разработана новая конструкция долот типа ТК с зубчато-штыревым вооружением на каждом венце шарошек.

Отличительной особенностью этого долота является расположение на всех вендах шарошек твердосплавных зубьев, чередующихся с фрезерованными стальными зубьями, часть которых может быть повернута перпендикулярно образующей конуса шарошки.

Для бурения крепких пород наиболее совершенной конструкцией долота типа К в настоящее время следует считать самоочищающееся долото с вооружением шарошек твердосплавными вставными зубками, имеющими сферические рабочие головки в значительный (5—7 мм) вылет зубков из тела шарошек. Условный угол калибровки этих долот должен быть $\xi \leq 0$.

Долота типа ОК разрабатывались специально для бурения особо крепких изверженных пород, сопутствующих многим полезным ископаемым. Применяются они в основном при бурении взрывных неглубоких скважин на открытых карьерах с продувкой забоя воздухом.

Они отличаются от всех других типов наиболее сильной вооруженностью шарошек твердосплавными зубками со сферической головкой, почти полным перекрытием забоя по радиусу, отсутствием скольжения тыльной части шарошек по стенке скважины $\xi \leq 0$ и одновременным укреплением тыльного конуса твердосплавными зубками, запрессованными заподлицо.

Все три шарошки в долотах ОК имеют вершины с запрессованными твердосплавными зубками со сферической головкой.

Для охлаждения опорных элементов шарошек и предупреждения их зашламления при работе с продувкой забоя воздухом эти долота имеют капалы в лапах, а продувочное отверстие в центре долота делается уменьшенного сечения.

§ 3. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТРЕХШАРОШЕЧНЫМ ДОЛОТАМ УДАРНО-СДВИГАЮЩЕГО ДЕЙСТВИЯ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫМ ДЛЯ БУРЕНИЯ ПОРОД МЯГКИХ И СРЕДНЕЙ ТВЕРДОСТИ

С точки зрения механики разрушения горных пород долота этой группы, предназначенные для разрушения пластичных и упруго-пластичных пород, должны обеспечить известную долю среза (сдвига) породы при ее разрушении зубьями шарошек.

Для этого они должны выполняться самоочищающимися с большим вылетом вершин за центр долота и со смещенными в плане осями вращения шарошек.

В результате смещения осей шарошек при вращении долота контактирующие с забоем зубья получают относительно него продольное скольжение, которое вместе с другими факторами увеличивает общую величину скольжения. Эта составляющая скорости скольжения зубьев тем больше, чем больше величина смещения. Увеличение скорости скольжения вызовет соответствующее увеличение скорости разрушения пластичной породы, если будет отсутствовать износ.

На рис. 24 приведены экспериментально полученные зависимости скорости проходки и крутящего момента на долоте от

величины смещения осей шарошек в плане при разных нагрузках на долото G_1, G_2 . Такие зависимости получены при незатупляющемся вооружении испытуемых долот.

Из графиков видно, что скорость бурения пластичных, неабразивных пород (глина, мрамор) тем больше, чем большее смещение осей имеют шарошки (интервалы исследуемых смещений 0—10 мм). С увеличением смещения увеличивается крутящий момент, потребляемый на разрушение забоя.

Если же по мере углубления долота происходит износ вооружения, скорость бурения падает тем интенсивнее, чем больше смеще-

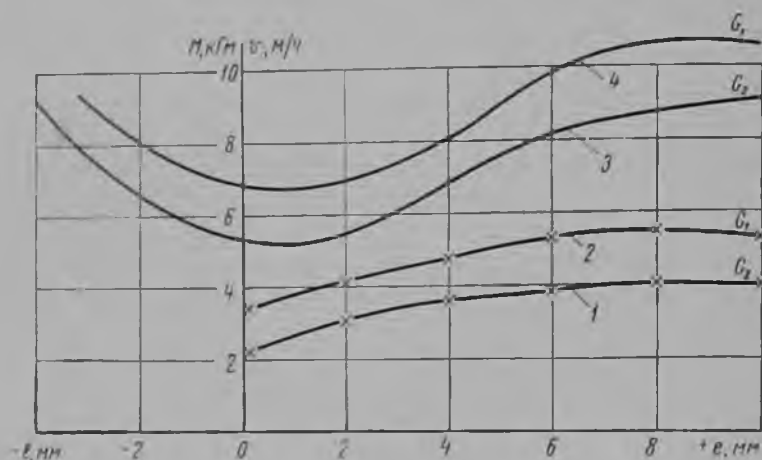


Рис. 24. График зависимости скорости проходки и момента на долоте от величины смещения осей шарошек в плане при различных нагрузках на долото.

1, 2 — скорость проходки, 3, 4 — момент.

ние. Это наглядно иллюстрируется рис. 25, где при большей начальной скорости бурения долотом со смещением 2 мм средняя скорость и проходка меньше, чем у долота без смещения.

При наличии в процессе работы долота износа и притупления зубьев выигрыша в средней скорости проходки при смещении осей шарошек может и не быть, а проходка на долото при бурении крепких и абразивных пород может даже уменьшаться, ведь наибольший эффект разрушения такой породы достигается ударом. Излишнее скольжение вызовет только износ вооружения. Поэтому максимальная величина смещения осей шарошек в плане рекомендуется только долотам типа М, предназначенным разбуривать очень мягкие и рыхлые породы, не дающие хрупкого разрушения (такие, как мягкие глины, слабоцементированные пески, ракушечники, мергели и др.).

Под максимальным смещением понимается смещение, после которого дальнейшее его увеличение не приводит к заметному росту скорости проходки (рис. 24).

Чтобы придать зубьям долота больше скольжения, направленные как вдоль, так и поперек образующих конусов, при проектировании долот типа М помимо максимального смещения осей шарошек предусматривают максимальный вылет вершин шарошек за ось вращения долота и наибольшую длину венцов, ориентировочно равную удвоенной величине смещения (2e).

Благодаря смещению улучшается перекрытие забоя зубьями шарошек за счет уменьшения зазоров между сопрягаемыми венцами, что приводит к необходимости увеличения длины зубьев, входящих в межвенцовые канавки.

Максимальный угол наклона цапф лап относительно оси долота позволяет вписать в габарит скважины шарошки больших размеров, а их многоконусный контур образует забой выпукло-вогнутой формы. Диаметр периферийных венцов шарошек, составляющий при $\varphi = 57^\circ 30'$ не менее 0,63—0,66 от диаметра скважины, обеспечивает при этом необходимый условный угол калибровки скважины $\xi = 8-10^\circ$.

При бурении мягких пород глубина образуемой каждым зубом лунки никогда не превосходит величины его внедрения. Поэтому необходимым условием успешного бурения таких пород долотом типа М должно быть не только скольжение зубьев по забою, но и их внедрение на значительную глубину. Необходимость большого углубления зубьев в породу предопределяет вполне определенное минимальное их количество на шарошках.

В долотах типа М зубья делаются высокими, а шаг назначается таким, чтобы было обеспечено беспрепятственное внедрение находящегося в контакте с породой зуба на возможно большую глубину (для долот диаметром 243—214 мм шаг зубьев не менее 40—60 мм).

Для другого долота этой группы — типа С, предназначенного для бурения пород средней твердости, перемежающихся твердыми и абразивными (песчаниками), величина смещения осей шарошек этих долот принимается минимальной, но достаточной для получения высоких скоростей бурения в глинистых породах. Для той же цели угол наклона цапфы φ и угол основного конуса шарошки 2β могут быть взяты близкими к долоту типа М; вылет вершины за ось долота и условный угол калибровки скважины должны быть несколько меньшими. С другой стороны долотами типа С должно быть обеспечено эффективное бурение пропластков пород значительной твердости и абразивности, поэтому зубья делаются более короткими, нарезаются с меньшим шагом и большим углом заострения.

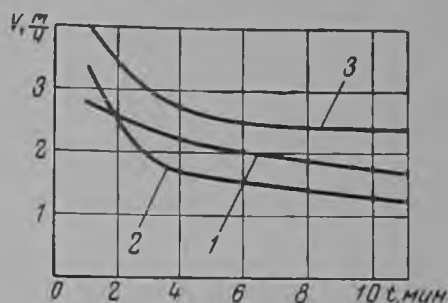


Рис. 25. График изменения механической скорости проходки долот с пересекающимися и перекрещивающимися (смещенными) осями.

1 — долото без смещения осей шарошек; 2 — долото со смещенными осями шарошек (на 2 мм); 3 — долото с отрицательным смещением осей шарошек в плане.

Промежуточные между указанными типами долота типа МС разработаны и внедряются последние несколько лет. Предназначены они для бурения пород мягких в виде плотных глин с частыми прослоями мергелей, песчаников, соли, гипса и др. Учитывая, что эти долота должны работать в пропластках пород повышенной твердости (песчаников), для них принято смещение шарошек такое, как у долот типа С. Для придания лучших скоростных свойств в мягких, пластичных породах углы наклона цапф и углы конусов шарошек, а также условный угол калибровки скважины делаются близкими либо одинаковыми с долотами типа М, а длину зубьев и их количество выбирают промежуточными между долотами типов М и С.

Соотношение длин зубьев (ширина венцов) у долот типов С, МС и М принимают как 1 : 1,3 : 1,5.

§ 4. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ДОЛОТАМ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫМ ДЛЯ БУРЕНИЯ АБРАЗИВНЫХ ПОРОД

Отличительной особенностью долот этой группы является вооружение шарошек вставными твердосплавными зубками, преимущественно с клиновидной рабочей частью.

Часто одним долотом приходится бурить интервал, сложенный из пластов абразивных (как правило, хрупких) и неабразивных (пластичных) пород. Поэтому второй отличительной особенностью этой группы долот является способность эффективно разрушать как хрупкие, так и пластичные породы. Для того чтобы буровой инструмент успешно работал в пластах, образованных хрупкими породами, и в пластах из пластичных пород, нужно, чтобы он удовлетворял противоречивым требованиям. При бурении хрупких пород необходимы удары и высокое удельное давление долота на забой и допускается неполное перекрытие забоя; в пластичных породах необходимы удар и скольжение, а самоочищающиеся шарошки должны полностью перекрывать забой по радиусу зубчатыми венцами.

Три новых типа трехшарошечных долот для абразивных пород — МЗ, МСЗ и СЗ — выполняются с уменьшенной контактной поверхностью разрушающих элементов и их ступенчатым расположением.

Известно, что для эффективного разрушения породы буровым инструментом необходимо, чтобы удельная нагрузка на забой превосходила твердость породы по штампу. С ростом глубины бурения твердость пород возрастает и, чтобы сохранить высокие скорости бурения, нужно увеличивать осевые нагрузки на долото. При повышении нагрузок быстрее выходят из строя опоры шарошек.

Увеличения удельных нагрузок на породу забоя можно добиться и не увеличивая общей осевой нагрузки. Для этого достаточно уменьшить площадь контакта долота с породой либо за счет увеличения шага зубьев, либо за счет уменьшения суммарной их длины вдоль абразивной шарошки. Увеличение шага зубьев поведет к росту динамических составляющих нагрузки на долото, а это ставит под

сомнение возможность увеличения или сохранения его долговечности. Уменьшение длины зубьев без существенного снижения их прочности положительно скажется на бурении пород, дающих хрупкое разрушение, так как под зубьями долота образуются лунки, площадь которых значительно превосходит площадь контакта их с породой. Поэтому при конструировании долот для таких пород можно не добиваться полного перекрытия радиуса скважины суммарной длиной зубьев (шириной венцов шарошек). Однако при бурении

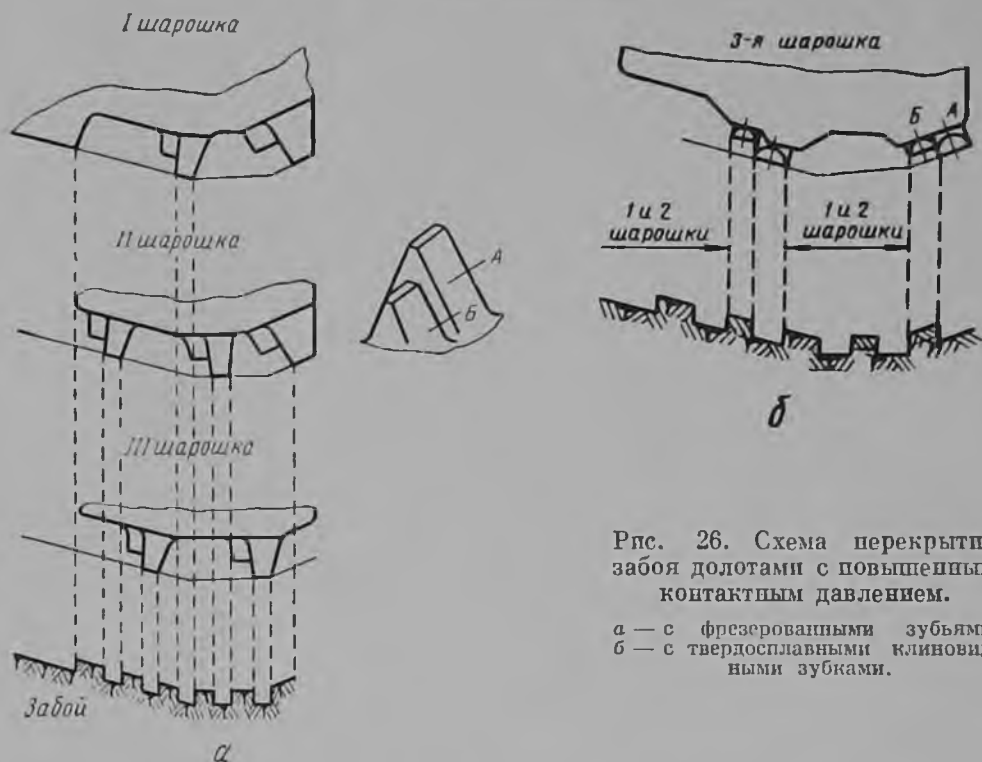


Рис. 26. Схема перекрытия забоя долотами с повышенным контактным давлением.

а — с фрезерованными зубьями;
б — с твердосплавными клиновидными зубьями.

пород пластичных в этом случае на забое будут образовываться кольцевые гребни, которые замедлят углубление долота. При бурении пластичных пород обеспечивается полное перекрытие забоя за счет такого расположения зубьев на шарошках, которое образует ступенчатую форму забоя (рис. 26, а).

При разрушении хрупкой породы укороченная часть зубьев (Б на рис. 26, а), как правило, не участвует в работе. Разрушение забоя производится выступающими зубьями А. При бурении пластичных пород между соседними рядами выступающих зубьев образуются кольцевые гребни, выделенные из массива породы: они разрушаются укороченными зубьями Б. Таким образом долото новой конструкции будет эффективно работать при бурении перемежающихся пластичных и хрупких пород.

Новые конструкции долот типов МЗ, МСЗ, СЗ и ТЗ, предназначенных разбивать перемежающиеся породы, обладающие большой

податливостью при внедрении в них разрушающих наконечников, разработаны с зубками призматической формы. Для бурения более твердых пород, но перемежающихся с пластичными предусматриваются долота типа ТКЗ с чередующимися твердосплавными зубками призматической и полусферической рабочей частью.

Для установления сравнительных характеристик на буровом стенде ЛПИ им. М. И. Калинина испытывались [27] две разновидности самоочищающихся долот типа МС диаметром 132 мм со смещением осей шарошек в плане на 6 мм по вращению долота и вылетом вершин конусов шарошек за ось скважины на 3,5 мм. У одного, нового долота шарошки выполнены со ступенчатыми зубьями. При бурении таким долотом пластичной породы на забое между рядами зубьев образуются непораженные кольцевые гребни шириной 7 мм. Долото другой разновидности имеет шарошки с обычными зубьями.

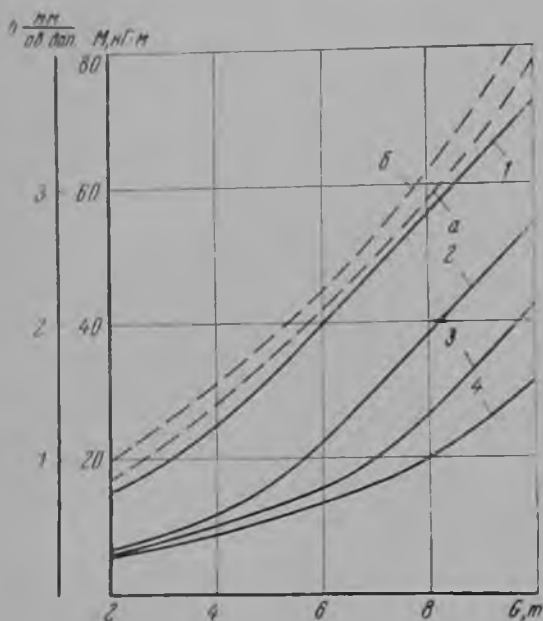


Рис. 27. Зависимость от нагрузки момента на долоте и скорости проходки долот с различной контактной поверхностью.

а — крутящий момент на долоте при бурении мрамора обычным долотом, *б* — то же долотом с увеличенным контактным давлением; *1* — долото с увеличенным контактным давлением при бурении мрамора; *2* — то же при бурении гранита; *3* — долото обычное при бурении мрамора, *4* — то же при бурении гранита

Результаты проведенных опытов приведены в виде графиков на рис. 27 [27].

Зависимости крутящего момента на долоте M от осевой нагрузки и для нового и для обычного долот имеют характер квадратичных парабол (рис. 27, кривые *а* и *б*). Как следует из рис. 27, новые долота требуют повышенного крутящего момента. Кривые *а* и *б* относятся к бурению мрамора. Аналогичные зависимости получены и при бурении гранита.

Изменение скоростей углубления скважины в зависимости от нагрузки на долото приведено на рис. 27, кривые *1—4* (скорость углубления выражена в миллиметрах проходки за один оборот долота). Опыты показали, что при бурении новым долотом скорости углубле-

ности самоочищающихся долот типа МС диаметром 132 мм со смещением осей шарошек в плане на 6 мм по вращению долота и вылетом вершин конусов шарошек за ось скважины на 3,5 мм. У одного, нового долота шарошки выполнены со ступенчатыми зубьями. При бурении таким долотом пластичной породы на забое между рядами зубьев образуются непораженные кольцевые гребни шириной 7 мм. Долото другой разновидности имеет шарошки с обычными зубьями.

Бурили этими долотами при нагрузках 2, 4, 6, 8 и 10 Т, скорость вращения блока породы поддерживалась около 80 об/мин.

Каждое долото испытывали при бурении гранита и мрамора. В каждом режиме проводили несколько опытов и при обработке их результаты осредняли.

ния скважины значительно выше, чем при бурении обычным долотом. На разрушение единицы объема породы новым долотом затрачивается значительно меньше работы (табл. 3).

Таблица 3

Долото	Порода	Осевая нагрузка на долото, Т	Работа на разрушение 1 см ³ породы, кг·м/см ³
Обычное	Мрамор	9,6	15,0
	Грапит	9,8	17,0
Новое	Мрамор	9,12	12,2
	Грапит	8,8	12,9

На рис. 27 видно, что с повышением нагрузки увеличивается крутизна кривых, что можно объяснить изменением характера разрушения породы при определенных нагрузках. Пологую часть каждой из кривых следует относить к режиму усталостного разрушения породы, более крутую часть — к режиму объемного разрушения.

Поскольку у обычных долот диаметром 132 мм объемное разрушение породы достигается при нагрузках 6,5—7,5 Т, а в промышленных условиях они эксплуатируются при нагрузках до 6 Т, следует полагать, что эти долота обычно работают в режиме усталостного разрушения породы. Долото новой конструкции переходит на режим объемного разрушения породы при нагрузках 2—5 Т. В обычных условиях оно будет работать в основном в режиме объемного разрушения породы.

Промысловые исследования долот с повышенным контактным давлением (с уменьшенной длиной основной ступени стального зуба) показали, что скорость бурения ими глинистых пород возрастала более чем в полтора раза против серийных долот.

Было замечено, что при бурении песчанистых глин (обладающих некоторой абразивностью) интенсивность падения скорости бурения новыми долотами больше, чем серийными. Это указывало на необходимость повышения абразивной стойкости долот с повышенным контактным давлением.

Долота типа МЗ, предназначенные для бурения абразивных пород, чередующихся с пластичными мягкими породами, принято выполнять с таким расположением и конфигурацией шарошек, которые обеспечивают скольжение, аналогичное долоту типа М. В отличие от долота типа М долото типа МЗ имеет вместо венцов с длинными фрезерованными зубьями венцы, состоящие из двух рядов зубков: основного и вспомогательного; этим достигается разрушение хрупких пород при увеличенных контактных давлениях, а пластичных — при более благоприятных ступенчатой форме забоя и скольжениях

зубьев. Опоры шарошек долот типа МЗ, как правило, трехрядные шариковые, зарекомендовавшие себя при турбинном бурении глубоких скважин.

Долота типа МЗ с уменьшенной контактной поверхностью (повышенным контактным давлением) при бурении глубоких скважин в Азербайджане практически обеспечили увеличение проходки на долото и механической скорости на 50 и 30% по сравнению с ранее применявшимися долотами такого типа, коэффициент перекрытия забоя которыми был одинаковым с долотом типа М.

Долота типа МСЗ, предназначенные для бурения абразивных пород, чередующихся мягкими и средней твердости, выполняются с повышенным контактным давлением по схеме расположения шарошек и зубьев, аналогичной долоту типа МС.

Вооружение долота типа МСЗ состоит из твердосплавных зубков основных венцов и стальных фрезерованных зубьев вспомогательных венцов. Вспомогательные венцы не участвуют в разрушении породы забоя, если происходит ее хрупкие выколы, так как зубья этих венцов находятся выше уровня забоя, образуемого основными зубьями.

Такое долото разрабатывалось для бурения преимущественно в хрупких породах (песчаниках), перемежающихся незначительными по мощности пластами пластичных пород (например, пашийских слоев месторождений Башкирии).

Для шарошек таких долот рекомендованы трехрядные шариковые опоры.

Долота типа СЗ, предназначенные для бурения абразивных пород, перемежающихся породами средней твердости, принято выполнять также с повышенным контактным давлением. Схема расположения шарошек и зубьев на них аналогична долоту типа С. Вооружение шарошек состоит из твердосплавных зубков.

Для обеспечения повышенного контактного давления на забой на каждой шарошке долота имеются основные и вспомогательные венцы; те и другие оснащаются вставными твердосплавными зубками с клиновидной головкой. Венцы располагаются таким образом, что на соседних шарошках с основным венцом граничит вспомогательный. Вспомогательные венцы, как правило, не участвуют в разрушении хрупкой породы.

Опоры шарошек долот рекомендуется выполнять также трехрядными шариковыми.

Долота типа ТЗ предназначены для бурения абразивных твердых пород, обладающих некоторой пластичностью. Схема расположения шарошек таких долот одинакова с долотом типа Т. Вооружение шарошек выполняется из вставных твердосплавных зубков с клиновидной рабочей частью. Схема расположения венцов на шарошках обычно аналогична долоту типа Т; в связи с некоторой спецификой проектирования вставных зубков их расположение может быть близким к долоту типа К: зубки на каждом венце могут располагаться с некоторой разбивкой в шахматном порядке.

Опоры шарошек долот такие же, как у долот типа Т. Долота типа ТЗ выполняются и для бурения с продувкой воздухом.

Долота типа ТКЗ, предназначенные для бурения абразивных твердых и крепких пород, выполняются с такими же расположениями шарошек и зубьями на них, как долота типа К. Отличительной особенностью долота типа ТКЗ является чередование (через один) на каждом венце шарошек твердосплавных зубков с клиновидной и полусферической рабочей частью.

Эксперименты показывают, что такие долота более универсальны при бурении чередующихся твердых и крепких пород. Такие породы, как гранит, при бурении долотами типа ТКЗ разрушаются с большей механической скоростью проходки, чем долотами типов ОК и ТЗ. Механическая скорость проходки долотами типа ТКЗ при бурении (на турбобуре) гранита остается постоянной на протяжении всего долбления, а проходка на долото больше, чем проходка на долото типа ТЗ.

Скорость проходки долотами ТКЗ твердых пород, обладающих некоторой пластичностью (известняки), больше, чем долотами типа ОК.

Такими долотами можно с большей уверенностью эффективно бурить крепкие абразивные породы, чередующиеся с пластичными.

§ 5. О ВЛИЯНИИ НАПРАВЛЕНИЯ СМЕЩЕНИЯ ОСЕЙ ШАРОШЕК НА РАБОТУ ТРЕХШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

При принятой технологии и заданной чертежами точности изготовления долот первой группы в результате колебаний размеров и погрешностей при сборке может быть смещение осей шарошек как в сторону вращения долота, так и в обратную сторону.

На величину и направление смещения осей шарошек может повлиять допуск на параллельное смещение осей шарошек, допуск на двухгранный угол, допуск на расположение технологических штифтов, допустимый эксцентриситет оси резьбы долота относительно шарошек, а также поводка цапфы лапы при термической обработке.

В процессе массового изготовления значительная часть долот с теоретически не смещенными осями может иметь смещение против вращения долота (отрицательное смещение).

Поэтому очень важно знать, как ведет себя долото с отрицательным смещением. Экспериментальные исследования долот с отрицательным смещением показали, что механическая скорость проходки у этих долот на 60—80% больше по сравнению с долотами, имеющими положительное смещение. Крутящий момент также больше на 30—40% (см. рис. 24). Однако в процессе проведения опытов долота со смещенными против направления вращения долота осями шарошек заклинивались в скважине. При этом крутящий момент на долоте возрастал на такую величину, что приходилось прекращать бурение.

После снятия нагрузки долото не проворачивалось в том направлении, в котором оно работало при бурении. Из скважины его

можно было поднять, провернув предварительно в обратном направлении. При этом оказывалось, что шарошки свободно вращаются на своих опорах. Причиной возрастания момента являлось заклинивание всего долота в скважине.

При опытах на графите установлено, что механическая скорость проходки у долот с отрицательным смещением падает значительно быстрее, чем у долот с положительным смещением. Это указывает на более интенсивный износ вооружения долота. При определении износа опоры на металлическом забое выяснилось, что опора у долот с отрицательным смещением находится в более тяжелых условиях. Стойкость опоры долота с положительным смещением на 40% была больше, чем у долота с отрицательным смещением. Люфты у долот с отрицательным смещением оказывались значительно больше и достигали 15 мм по сравнению с 6—8 мм у долот с положительным смещением.

Рассмотрим характер разрушения породы долотами с положительным и отрицательным смещениями осей шарошек в плане. На рис. 28 показаны работа периферийных зубьев по расширению и калибровке ствола скважины и действующие силы у долота с положительным и отрицательным смещениями осей шарошек.

Анализ работы периферийных зубьев во время расширения и калибровки скважины показывает, что при приложении нагрузки долото внедряется в породу и образовавшийся при этом щель породы (между стенкой скважины и обратным конусом шарошек) разрушается боковыми поверхностями периферийного ряда зубьев, причем зубья набегает на него.

Суммарная нормальная реакция стенки скважины N (рис. 28, а) направлена таким образом, что ее момент относительно оси вращения шарошки действует по вращению ею.

На рис. 28 показаны касательная F и нормальная N реакции стенки забоя. Касательная реакция F направлена в сторону, противоположную вращению шарошки. Разложим силу N на три взаимно перпендикулярные силы, две из них — радиальная Q и осевая P — лежат в плоскости, проходящей через точку A_1 (калибрующая точка шарошки) и ось вращения шарошки. Радиальная сила Q направлена по радиусу шарошки, а осевая P — параллельно оси шарошки. Эти силы не создают вращающих шарошку моментов. Перпендикулярная плоскости S сила T создает момент относительно оси шарошки, направленный в сторону вращения ее. Сила T действует в сторону, противоположную направлению касательной реакции F . При калибровке стенки скважины у долот с положительным смещением осей шарошек в плане сила T помогает вращению шарошек на своих опорах.

Рассмотрим теперь работу периферийных зубьев по расширению и калибровке ствола скважины и действующие силы у долота с отрицательным смещением осей шарошек (рис. 28, б).

Расширение и калибровку скважины выполняют боковые и заточные поверхности периферийного ряда зубьев, причем боковые

границы зубьев скалывают породу, а затылочные — сминают и истирают. При приложении нагрузки, так же как и в первом случае, долото внедряется в породу, а образовавшийся при этом целик породы

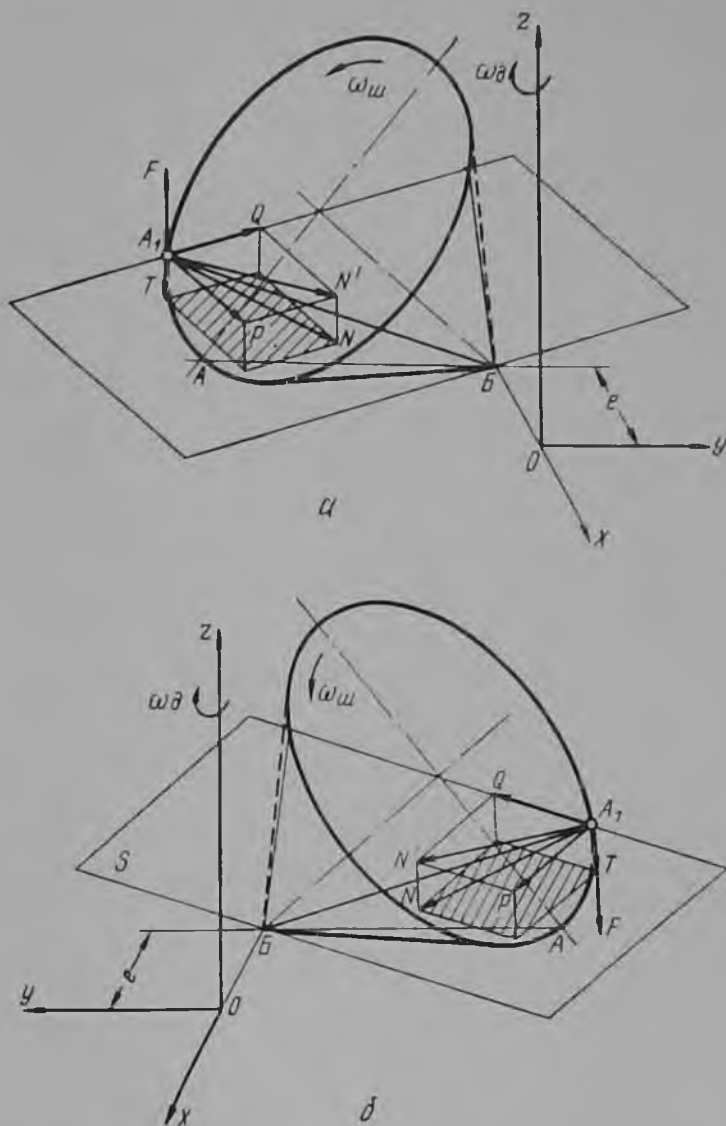


Рис. 28. Работа периферийных зубьев при положительном и отрицательном смещении осей шарошек.

a — при положительном смещении; *б* — при отрицательном смещении.

разрушается калибрующими зубьями, причем зубья двигаются снизу вверх.

Суммарная нормальная реакция стенки скважины N (рис. 28, б) направлена так, что ее момент относительно оси шарошки действует против ее вращения.

Разложим так же, как и в предыдущем случае, реакцию N на три взаимно перпендикулярные силы P , Q и T . Здесь сила T создает момент относительно оси шарошки, направленный против вращения ее, и действует в ту же сторону, что и касательная реакция стенки F , т. е. сила T препятствует вращению шарошек на своих опорах.

Допустим, что при какой-то нагрузке долото внедрилось на величину δ , при которой сила T затормозила шарошку. Тогда шарошка своим обратным конусом вклинивается в неразрушенный целлик породы, и происходит наружное заклинивание всего долота, благодаря чему резко возрастает момент на долоте.

Из сказанного следует, что отрицательное смещение осей шарошек приводит к ухудшению работы долота на забое и не может быть допустимо, так как:

а) реактивные силы, действующие на зубки со стороны забоя, а также со стороны стенок скважины, имеют противоположное направление, что при определенных величинах осевых нагрузок приводит к наружному заклиниванию шарошек;

б) увеличивается износ вооружения долота за счет притормаживания шарошек;

в) резко увеличивается износ опоры долота (особенно замкового тарикового подшипника) во время наружного заклинивания долота;

г) ухудшается работа забойного двигателя, поскольку для вращения долота требуется повышенный крутящий момент и дополнительная мощность для преодоления вредного торможения шарошек.

Для ликвидации отрицательного смещения у долот с несмещенными осями шарошек, предназначенных для бурения твердых пород, необходимо назначать допуски на обработку деталей таким образом, чтобы смещение осей шарошек в предельном случае получалось только положительное. Кроме того, при изготовлении долот необходимо производить фрезеровку или шлифовку плоскостей прилегания лап друг к другу, после термообработки базируя их на беговые дорожки цапф. Такая технологическая операция помимо точной сборки долота уничтожит поводку цапфы, полученную при термической обработке, и ликвидирует вредное для работы долота отрицательное смещение.

При конструировании долот этой группы иногда целесообразно будет задавать небольшое, порядка 1—1,5 мм, смещение осей шарошек в плане в направлении вращения долота. Все расчеты ведутся так же, как и для долот со смещенными осями.

§ 6. НОРМАЛЬНЫЙ РЯД И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

В табл. 4 и 5 приведены нормальный ряд и основные параметры серийных шарошечных долот, выпускаемых в СССР. Типы долот показаны в табл. 6.

Отраслевой нормалью ОН26—02—128—69 в собравных долотах допускаются следующие отклонения.

Таблица 4

Номинальный диаметр долота, мм	Предельное отклонение диаметра долота, мм	Высота долота, мм	Высота одношаровчатого долота, мм	Диаметр корпуса долота, мм	Тип присоединительной резьбы	Размер присоединительной резьбы	Длина резьбового шипа, мм	Суммарное сечение промывочных каналов, см ²	Допустимая осевая нагрузка на долото, Т	Вес долота, кг	
46 59 76 93	+0,75	90 120 120 150		43 56 72 90	Ншп- пель	33 ГОСТ 8482—57 41,5 ГОСТ 8467—57 3—42 ГОСТ 7918—64 3—50 ГОСТ 7918—64	40 45 50 60		1,5 2 3,5 4	1 1,5 2 3,5	
97		175	200	94		3—62 ГОСТ 5286—58	70	2,5	5	4,2	
112 118		175 205		109 115		3—63,5 ГОСТ 7918—64 3—76 ГОСТ 5286—58	70 88		6	5 6,5	
132		200		128		3—63,5 ГОСТ 7918—64	70	4	7	8	
140 145 151	+1,0	235 235 245	285	136 141 147		3—88 ГОСТ 5286—58	96	6	10 12	11,8 12,9 13,9	
161		245	305	157					15	16	
172 190 214 243		+1,25	250 275 300 320	340 360 410		168 185 208 237	3—121 ГОСТ 5286—58		102	10 13,5	18 22 26 30
269	360		450	262		3—147 ГОСТ 5286—58	127	17	32	65	
295 320 346	+1,5		380 400 445			287 310 335		3—152 ГОСТ 5286—58			81 107 128
370 394 445 490			+2,0	520 525 575 625				358 380 428 470	3—171 ГОСТ 5286—58	21	40

Таблица 5

Наименование долота	Тип долота	Угол наклона осей шарошек к оси долота, °					Смещение осей шарошек в направлении вращения долота e_0 , мм						
		Номинальный диаметр долота, мм					Номинальный диаметр долота, мм						
		16—118	132—151	161—190	214—269	295 и выше	16—118	132—151	161—190	214—269	295 и выше		
Трехшарошечное	М	55°			57° 30'		4	5	6	8	10		
	МЗ												
	МС												
	МСЗ												
	С						2	3	4	5	6		
	СЗ												
	СТ	52°					Не допускается						
	Т												
	ТЗ												
	ТК												
	ТКЗ												
	К												
	ОК												
Двухшарошечное	М	57° 30'	Не нормализуется		3	4	Не нормализуется						
	О	52°	То же		2	3	То же						
	Т	50°	»		Не допускается		»						
	К												
Одношарошечное	С1	30°		Не нормализуется		Не допускается							

Таблица 6

Номиналь- ный диаметр долота, мм	Типы долот																	
	трехшарошечных													двухшаро- шечных				одно- шаро- шеч- ных
	М	МЗ	МС	МСЗ	С	СЗ	СТ	Т	ТЗ	ТК	ТКЗ	К	ОК	М	С	Т	К	
46																		
59																		
76																		
93	×				×			×	×			×	×			×	×	
97	×				×			×	×			×	×			×	×	
112	×				×			×	×			×	×			×	×	×
118	×				×			×	×			×	×			×	×	
132	×				×	×		×	×			×	×	×	×	×	×	
140					×			×	×			×	×	×	×	×	×	×
145	×				×			×	×			×	×					×
151	×				×			×	×		×	×	×	×	×	×	×	
161	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	
172	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×					
190	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×					
214	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×					×
243	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×					×
269	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×					×
295	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×					
320	×				×			×	×			×	×					
346	×				×			×	×			×	×					
370	×				×			×	×			×	×					
394	×				×			×	×			×	×					
445	×				×							×	×					
490	×				×							×	×					

Таблица 7

Отклонения	Диаметры долот, мм		
	46—161	190—269	295—490
Разновысотность шарошек относительно упорного торца резьбы, мм	0,75	1,0	1,5
Радиальное биение шарошек относительно оси резьбы, мм	0,5	1,0	1,5
Радиальное биение шарошек относительно оси цапф (проверяется по межвещцовым проточкам)	0,5	0,5	0,5

В ближайшее время предполагается ужесточение требований к точности изготовления и сборки долот.

Глава V

КОНСТРУИРОВАНИЕ ОРУДИЯ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

§ 1. ГРАФИЧЕСКОЕ ПОСТРОЕНИЕ КАЛИБРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДОЛОТА СО СМЕЩЕННЫМИ ОСЯМИ ШАРОШЕК

При конструировании долота одним из основных исходных параметров является его диаметр, назначаемый в соответствии с диаметром скважины, для бурения которой долото предназначено.

Понятие диаметр долота имеет следующие значения. Когда речь идет о проектировании и расчете долота, полагают, что его калибрующие поверхности выполнены идеально одинаковыми и занимают в пространстве одинаковое положение относительно некоторой оси, принимаемой за теоретическую ось долота. В таком идеальном долоте достаточно определить размеры калибрующей поверхности одной шарошки и считать удвоенное расстояние от теоретической оси долота до наиболее удаленной точки этой поверхности теоретическим диаметром долота.

В реальном долоте из-за неизбежных погрешностей при изготовлении и сборке калибрующие поверхности каждой шарошки расположены по-разному относительно теоретической оси долота. За диаметр такого реального долота принимают диаметр цилиндра, который касается калибрующих поверхностей на каждой шарошке по крайней мере в одной точке. Ось этого цилиндра в общем случае может не совпадать с теоретической осью долота. По этому принципу производится контроль диаметра долота при изготовлении.

Если вращать идеальное долото вокруг его теоретической оси, то диаметр калибруемой им скважины будет равен теоретическому диаметру долота.

Реальное долото имеет присоединительную резьбу, ось которой после нарезки может не совпадать с теоретической осью долота.

Расположим шарошку (рис. 29) на некотором расстоянии от вертикальной оси OO так, чтобы на плоскости, параллельной оси OO и оси шарошки, угол между проекциями оси OO и оси шарошки был равен φ . На плоскость, перпендикулярную оси OO , наибольший диаметр шарошки проектируется эллипсом с малой полуосью, удаленной от оси OO на расстояние e_0 , называемое смещением оси шарошки. Смещение оси в сторону вращения долота принято считать положительным. Если теперь вращения долота принято считать положительным, то каждая точка эллипса (например, точка n) будет описывать окружность радиуса ρ . Окружность наибольшего радиуса R_0 будет описывать точка N , наиболее удаленная от оси OO . Точка N является точкой касания окружности радиуса R_0 и эллипса. Диаметр этой окружности D_0 ,

равный удвоенному расстоянию от теоретической оси долота OO до наиболее удаленной точки наибольшего диаметра шарошки, является теоретическим диаметром долота ($D_0 = 2R_0$).

Если на базе окружности D_0 построить цилиндр, то можно рассматривать его как теоретическую скважину, образуемую долотом в процессе бурения.

Окружность шарошки, имеющая наибольший диаметр D_{k_0} , касается стенки скважины и называется калибрующей окружностью.

Расстояние от теоретической оси долота до плоскости калибрующей окружности шарошки P , измеренное вдоль оси шарошки, будем называть базой шарошки.

Совокупность приведенных выше геометрических параметров (φ_0 , e_0 , D_{k_0} и P_0) определяет диаметр долота D_0 . Поэтому при конструировании одной из основных задач является оптимальный выбор этих параметров, согласование их между собой и с данным диаметром долота.

Приводимые в последующих разделах главы аналитические зависимости, связывающие эти параметры между собой и с диаметром долота, не в состоянии однозначно и оптимально определить удовлетворяющее поста-

вленной задаче сочетание φ_0 , e_0 , D_{k_0} и P_0 , так как имеется бесчисленное множество таких сочетаний, и большинство критериев для оценки совершенства этих сочетаний не имеют математического выражения.

На основе многолетнего опыта конструирования и большого числа стендовых и промысловых испытаний были определены оптимальные значения φ_0 и e_0 (см. табл. 5).

Но и при заданных φ_0 и e_0 величины D_{k_0} и P_0 нельзя определить однозначно аналитически.

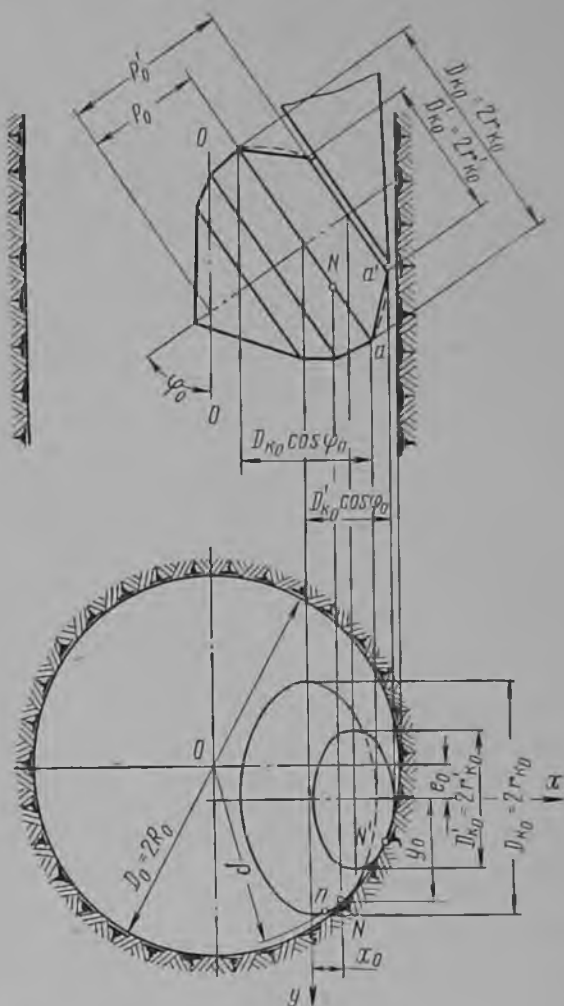


Рис. 29. Схема долота со смещенными осями шарошек.

Поэтому аналитическому расчету геометрических размеров долота всегда должен предшествовать графический поиск оптимального решения, в ходе которого, путем прочерчивания в масштабе, необходимо определить область наиболее выгодных в каждом конкретном случае сочетаний D_{k_0} и P_0 . При этом учитываются габариты опоры и требуемый профиль забоя. Облегчает работу конструктора и некоторая преемственность конструкций долот: каждое новое долото практически всегда строится на базе существующих долот и заимствует некоторые их элементы.

На рис. 29 показана схема многоконусной шарошки долота со смещенными осями шарошек. Стенки скважины при работе таким долотом калибруются тыльной частью шарошки на участке aa' , называемом калибрующей поверхностью.

Для распространения приведенного выше определения понятия теоретический диаметр долота на калибрующую поверхность такой формы необходимо, чтобы наиболее удаленные точки любой окружности на калибрующей поверхности шарошки находились на расстоянии R_0 от оси OO . В этом случае калибрующая поверхность шарошки имела бы профиль в форме кривой 4-го порядка. Однако по технологическим причинам получить поверхность такой формы трудно. Поэтому тыльную часть шарошки на участке aa' выполняют в виде усеченного конуса, окружности оснований которого с диаметрами D_{k_0} и D'_{k_0} и базами P_0 и P'_0 касаются стенки теоретической скважины в некоторых точках, соответственно N и N' . Иначе говоря, каждая шарошка имеет две калибрующие окружности с диаметрами D_{k_0} и D'_{k_0} и две соответствующие им базы P_0 и P'_0 .

Чтобы приблизить форму калибрующей поверхности к оптимальной (криволинейной), она может быть выполнена и в виде нескольких усеченных конусов.

Таким образом, при существующей в современных долотах форме калибрующих поверхностей теоретический диаметр долота есть удвоенное расстояние от его теоретической оси до наиболее удаленных точек калибрующих диаметров любой шарошки.

В результате графических построений и анализа существующих конструкций для каждой калибрующей окружности шарошки конструируемого долота одна из величин D_{k_0} (D'_{k_0}) или P_0 (P'_0) должна быть задана (вторая же величина определяется по первой).

Рассмотрим наиболее удобный способ графического построения (рис. 30) калибрующей поверхности долота со смещенными осями шарошек по выбранным предварительно значениям $D_{k_0} = 2r_{k_0}$ и $D'_{k_0} = 2r'_{k_0}$ или P_0 и P'_0 и при заданных D_0 , φ_0 и e_0 (для одноконусной формы калибрующей поверхности).

Случай первый, известны D_{k_0} и D'_{k_0} .

Вычертим в масштабе произвольное сечение $B-B$ цилиндра диаметром D_0 под углом $90^\circ - \varphi_0$ к его оси. Сечение имеет форму эллипса с полуосями $\frac{R_0}{\cos \varphi_0}$ и R_0 .

Параллельно большой полуоси эллипса на расстоянии e_0 проведем прямую AA , которая является проекцией линии пересечения плоскости $B-B$ с плоскостью, параллельной оси цилиндра, удаленной от этой оси на расстояние e_0 , перпендикулярной сечению $B-B$ и, следовательно, содержащей в себе искомую ось шарошки.

На прямой AA найдем точку O_1 , являющуюся центром окружности D_{k0} , когда она касается эллипса. Угол t_0 назовем углом выхода * и зафиксируем

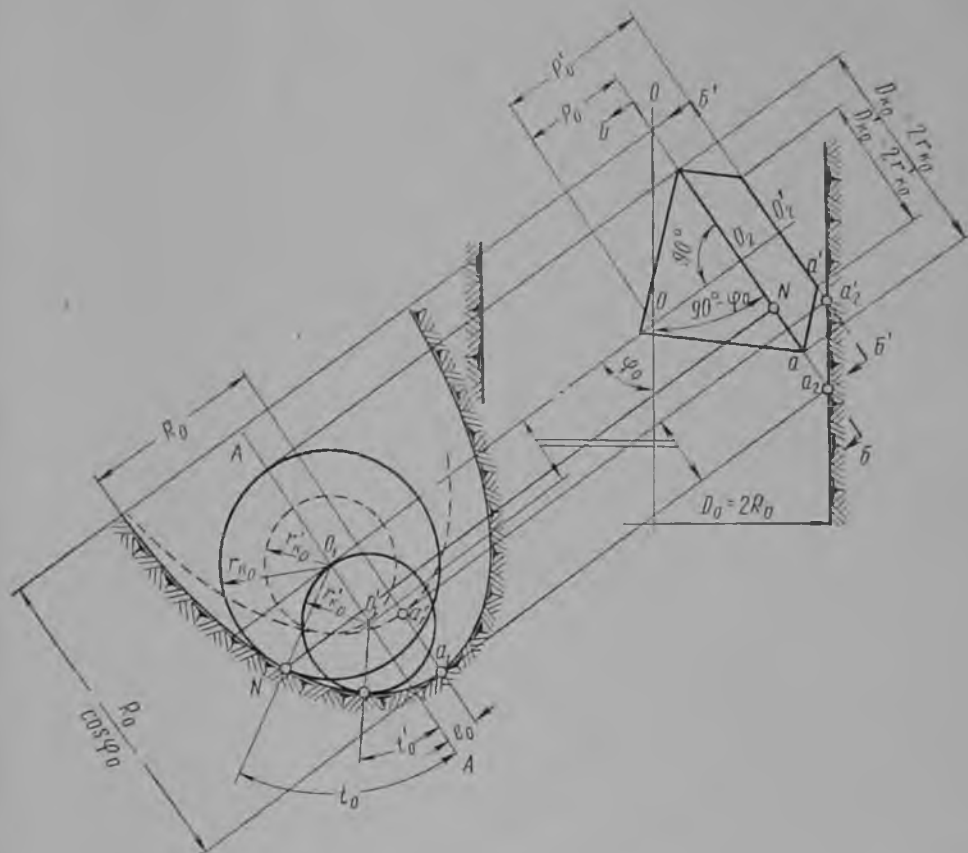


Рис. 30. Графическое построение калибрующих поверхностей долота со смещенными осями шарошек.

его приближенное значение, так как оно может понадобиться при аналитическом расчете долота.

Из точки O_1 проведем прямую, перпендикулярную плоскости сечения $B-B$, которая пересечется с этой плоскостью в точке O_2 .

Отрезок OO_2 и есть искомая величина R_0 . Линия OO_2 является также осью шарошки.

* Точки калибрующей окружности, лежащие выше точки N (в сечении $B-B$ — выше линии NN), не имеют контакта с породой. Иначе говоря, в точке N калибрующая окружность выходит из контакта с породой. Отсюда название — угол выхода.

Ниже аналитически будет показано следующее:

а) если нижняя точка калибрующей окружности шарошки расположена на горизонтали, проходящей через точку пересечения оси шарошки с осью долота или выше нее (точка a' на рис. 31), то эта окружность касается стенки калибруемой скважины только своей точкой a' , и эта точка лежит в плоскости, определяемой осью долота и осью шарошки;

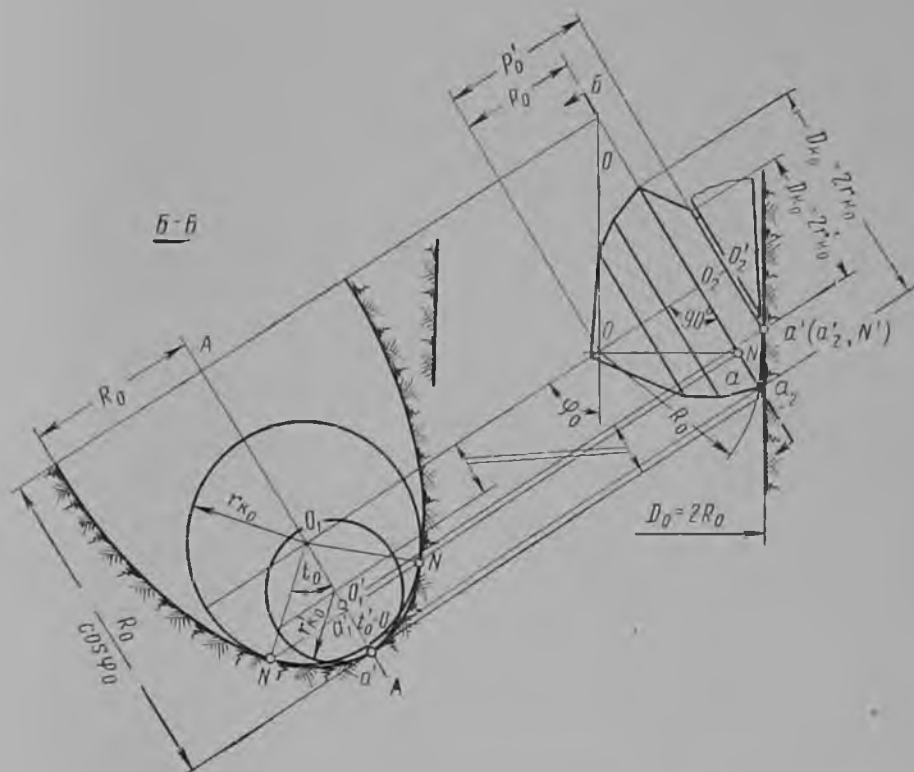


Рис. 31. Графическое построение калибрующих поверхностей долота с пересекающимися осями шарошек.

б) если нижняя точка калибрующей окружности шарошки расположена ниже горизонтали (точка a на рис. 31), то эта окружность касается стенки калибруемой скважины в двух точках, лежащих в горизонтальной плоскости, проходящей через точку O , а точка a при этом удалена от точки O на расстояние R_0 .

Практически во всех долотах нижняя точка a' малой калибрующей окружности расположена выше горизонтали, нижняя точка a большой калибрующей окружности, как правило, расположена или на горизонтали, или несколько ниже нее. В первом случае все точки калибрующей поверхности шарошки на прямолинейном

участие aa' будут калибровать стенку скважины. Во втором — часть калибрующей поверхности шарошки, расположенную ниже горизонтали, следовало бы выполнять в форме сферы с центром в точке O , чтобы все ее точки участвовали в калибровании скважины. Учитывая незначительную величину удаления точки a вниз от горизонтали, калибрующую поверхность, как и в долотах со смещенными осями шарошек, следует выполнять в виде усеченного конуса, окружности оснований которого с диаметрами D_{k_0} и D'_{k_0} и базами P_0 и P'_0 касаются стенки скважины.

Ход графического построения калибрующей поверхности долота с пересекающимися осями шарошек ясен из рис. 31. После построения в масштабе цилиндра заданного диаметра D_0 через произвольную точку O на его оси под углом φ_0 проведем ось шарошки. Нижние точки a и a' калибрующих окружностей отыскиваются выше горизонтали — на образующей цилиндра D_0 , а ниже горизонтали — на окружности с радиусом R_0 и центром в точке O^* .

Пересечение плоскости калибрующей окружности D_{k_0} с горизонталью определяет положение точек касания N' этой окружности со стенкой скважины.

Точка касания N' калибрующей окружности D'_{k_0} со стенкой скважины в случае, когда точка a' лежит выше горизонтали или на горизонтальной, совпадает с точкой a' .

Изготовить долото с пересекающимися осями шарошек практически невозможно. Из-за погрешностей при изготовлении деталей и их сборке оси шарошек всегда имеют некоторое смещение относительно оси долота. Если при графическом построении величиной этого смещения можно пренебречь, то при аналитическом расчете необходимо его учитывать.

§ 3. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КАЛИБРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДОЛОТА СО СМЕЩЕННЫМИ ОСЯМИ ШАРОШЕК

При конструировании долота аналитическое определение размеров калибрующих поверхностей шарошек в большинстве случаев выполняется в последовательности проектного расчета, в ходе которого параметры D_{k_0} (D'_{k_0}) или P_0 (P'_0) необходимо найти как

$$D_{k_0} = f_1(D_0, \varphi_0, e_0, P_0); \quad D'_{k_0} = f_1(D_0, \varphi_0, e_0, P'_0)$$

или

$$P_0 = f_2(D_0, \varphi_0, e_0, D_{k_0}); \quad P'_0 = f_2(D_0, \varphi_0, e_0, D'_{k_0}).$$

* Последнее полезно помнить и при построении калибрующих поверхностей долота со смещенными осями шарошек: очевидно, что точка калибрующей окружности D_{k_0} в таких долотах может находиться только левее окружности с радиусом R_0 и центром в точке O , так как при равных величинах D_{k_0} калибрующая окружность у долота со смещенными осями шарошек должна располагаться ближе к точке O чем у долот с пересекающимися осями шарошек.

Случаи, когда необходимо определить

$$\varphi_0 = f_3(D_0, e_0, D_{k_0}, P_0)$$

или

$$e_0 = f_4(D_0, \varphi_0, D_{k_0}, P_0),$$

практически не встречаются и здесь не рассматриваются.

Реже приходится иметь дело с проверочным расчетом теоретического диаметра долота по известным значениям параметров φ_0 , e_0 , D_{k_0} (D'_{k_0}) и P_0 (P'_0), в ходе которого определяются

$$D_0 = f_5(\varphi_0, e_0, D_{k_0}, P_0) \quad \text{и} \quad D'_0 = f_5(\varphi_0, e_0, D'_{k_0}, P'_0),$$

а затем сопоставляются с требуемыми значениями. При необходимости производится корректировка параметров D_{k_0} (D'_{k_0}) или P_0 (P'_0).

При выполнении расчетов значения параметров φ_0 , e_0 , D_{k_0} (D'_{k_0}) и P_0 (P'_0), приближенно найденные графическим построением, следует записывать без индекса ноль.

Проверочный расчет теоретического диаметра долота со смещенными осями шарошек

Наиболее известен проверочный расчет теоретического диаметра долота со смещенными осями шарошек по формулам, приведенным в [13] и полученным из условия, что на плоскости, перпендикулярной теоретической оси долота (см. рис. 29), проекция калибрующей окружности шарошки D_{k_0} в форме эллипса и окружность сечения цилиндра D_0 имеют общую касательную в точке касания N .

Радиус долота $R_0 = \frac{D_0}{2}$ проверяется по формуле *

$$R_0 = \sqrt{P_0^2 + r_{k_0}^2 + (y_0 + e_0)^2 - y_0^2 - \left(\frac{P_0}{\sin \varphi_0} - x_0 - P_0 \sin \varphi_0 \right)^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_0}, \quad (\text{V.1})$$

где x_0 и y_0 — координаты точки касания N в системе координат с началом в точке O_3 .

Значение x_0 определяется из уравнения

$$x_0^4 - \frac{2P_0 \sin \varphi_0}{\operatorname{tg}^2 \varphi_0} x_0^3 + \left(\frac{P_0^2 \cos^2 \varphi_0}{\operatorname{tg}^2 \varphi_0} - r_{k_0}^2 \cos^2 \varphi_0 + \frac{e_0^2}{\sin^2 \varphi_0 \operatorname{tg}^2 \varphi_0} \right) x_0^2 + \frac{2P_0 r_{k_0}^2 \sin \varphi_0 \cos^2 \varphi_0}{\operatorname{tg}^2 \varphi_0} x_0 - \frac{P_0^2 r_{k_0}^2 \cos^4 \varphi_0}{\operatorname{tg}^2 \varphi_0} = 0. \quad (\text{V.2})$$

Решение уравнения (V.2) в общем виде весьма трудоемко. Поэтому при известных φ_0 , e_0 , r_{k_0} и P_0 значение x_0 определяется методом подбора.

* Здесь и далее при записи формул, заимствованных из разных источников, используется единая система обозначений.

Значение y_0 находится из уравнения

$$y_0^2 = r_{k_0}^2 - \frac{x_0^2}{\cos^2 \varphi_0}. \quad (V.3)$$

Приведенный расчет очень неудобен, так как для получения требуемой точности необходимо многократно подставлять в уравнение (V.2) пробные значения x .

Попытки разработать более удобный метод проверочного расчета имеют место в работах ряда авторов.

Инженерами Юзефовичем и Полухиным были получены формулы для расчета диаметра долота в результате исследования на максимум в проекции на плоскость, перпендикулярную теоретической оси долота, радиуса, описываемого точками калибрующей окружности шарошки, вращающейся вокруг теоретической оси долота.

Этим же методом пользуются И. А. Бегагоен и М. А. Духовный [4], однако практическая ценность их работы значительно снижается тем, что математический анализ проводится ими в отрыве от современных приемов конструирования долот, в результате чего в выводах допущены неточности, а математический аппарат перегружен.

Некоторых дополнений требует и работа Юзефовича и Полухина.

Тем не менее указанный метод позволяет получить аналитические зависимости, достаточно удобные для выполнения проверочного расчета теоретического диаметра долота.

Исходными данными для расчета являются параметры φ_0 , e_0 , r_{k_0} (r'_{k_0}) и P_0 (P'_0) (рис. 32).

Если в плоскости сечения $B-B$, проведенного через калибрующую окружность D_{k_0} , угловую координату произвольной точки n этой окружности обозначить t_n , то проекция точки n на плоскость, перпендикулярную теоретической оси долота, в системе координат x , y с началом на теоретической оси долота (в точке O) определяется координатами

$$\begin{aligned} x_n &= P_0 \sin \varphi_0 + r_{k_0} \cos t_n \cos \varphi_0 \\ y_n &= e_0 + r_{k_0} \sin t_n. \end{aligned} \quad (V.4)$$

Вращаясь вокруг центра O , точка n будет описывать окружность радиуса ρ

$$\rho^2 = x_n^2 + y_n^2 = (P_0 \sin \varphi_0 + r_{k_0} \cos t_n \cos \varphi_0)^2 + (e_0 + r_{k_0} \sin t_n)^2.$$

Теоретический номинальный радиус долота R_0 есть максимально возможная величина ρ

$$R_0 = \rho_{\max} = \sqrt{x_0^2 + y_0^2},$$

где x_0 , y_0 — координаты точки N касания калибрующей окружности D_{k_0} со стенкой цилиндра (скважины).

Значение угла t_0 , соответствующее $\rho_{\max}$, определим из условия равенства нулю первой производной ρ по t_n

$$\frac{d(\rho)^2}{dt_n} = 0.$$

Взяв производную, получим

$$\frac{d(p^2)}{dt_n} = 2r_{k_0} \cos t_0 \left(r_{k_0} \sin^2 \varphi_0 \sin t_0 + e_0 - P_0 \frac{\sin 2\varphi_0}{2} \operatorname{tg} t_0 \right) = 0. \quad (\text{V.5})$$

Обозначим

$$M_0 = r_{k_0} \sin^2 \varphi_0; \quad (\text{V.6})$$

$$T_0 = P_0 \frac{\sin 2\varphi_0}{2}. \quad (\text{V.7})$$

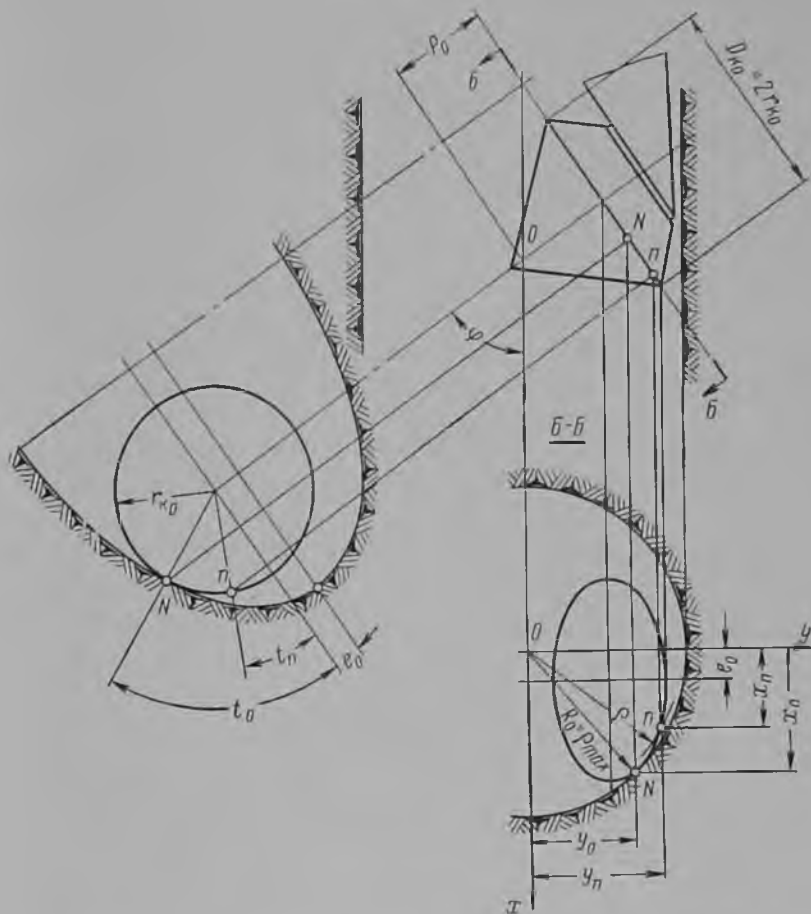


Рис. 32. Схема к проверочному расчету диаметра долота со смещенными осями шарошек по методам [4, 13].

Тогда из (V.5) следует, что

$$M_0 \sin t_0 + e_0 - T_0 \operatorname{tg} t_0 = 0. \quad (\text{V.8})$$

Основываясь на очевидных особенностях геометрии шарошечного долота, можно утверждать (рис. 32):

а) значения корня t_0 уравнения (V.8) лежат в интервале от $t_0 = 90^\circ$ (при $e_0 = R_0 - r_{k_0}$) до $t_0 = 0$ (при $e_0 = 0$);

б) уравнение (V.8) в интервале $90^\circ > t_0 > 0$ при $e_0 \neq 0$ имеет только один действительный корень.

Формула (V.5), а следовательно, и (V.8) для реального шарошечного долота являются достаточным условием максимума ρ^* .

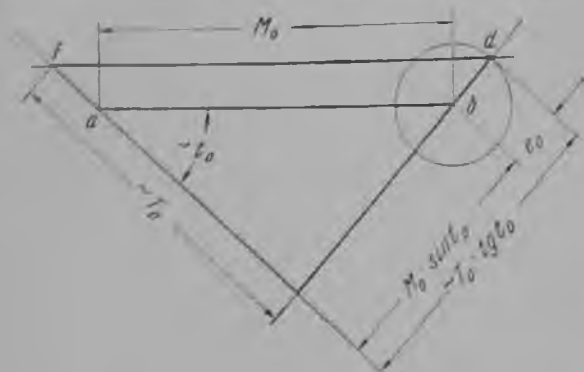


Рис. 33. Геометрическая интерпретация уравнения (VI.8).

Решение уравнения (V.8) относительно t_0 в общем виде затруднительно.

С точностью до 1° приближенное значение угла t_0 можно определить построением (рис. 33), интерпретирующим геометрический смысл уравнения (V.8).

Отложим в масштабе отрезок $ab \approx M_0$. С центром в точке b проведем окружность, радиус которой равен e_0 . Через точки a и b проведем взаимно

перпендикулярные прямые ac и bc . Продолжим прямую bc до пересечения с окружностью в точке d . Затем из точки d проведем прямую, параллельную ab , до пересечения в точке f с продолжением прямой ac . Меняя угол bac при $fc \approx T_0$, получим приближенное значение угла t_0 .

В работе [4] приведена номограмма для определения t_0 , однако при пользовании ею точность определения $\rho_{\max}$ недостаточна.

Более точно значение t_0 можно найти пробными подстановками.

Очевидно, что если

$$M_0 \sin t_1 + e_0 - T_0 \operatorname{tg} t_1 = u_1 > 0$$

и

$$M_0 \sin t_2 + e_0 - T_0 \operatorname{tg} t_2 = u_2 < 0,$$

то

$$t_1 < t_0 < t_2.$$

Если, учитывая точность графического определения t_0 , соблюдать при пробных подстановках условие $t_2 - t_1 \leq 1^\circ$, то значение

* Если в достаточной близости от точки $x = a$ производная $f'(x)$ положительна слева от a и отрицательна справа от a , то в самой точке $x = a$ функция $f(x)$ имеет максимум при условии, что функция $f(x)$ здесь непрерывна [9]. Так как

$$\operatorname{tg}(t + \Delta t) - \operatorname{tg} t > \sin(t + \Delta t) - \sin t,$$

то очевидно, что

$$M_0 \sin(t_0 + \Delta t) + e_0 - T_0 \operatorname{tg}(t_0 + \Delta t) < 0;$$

$$M_0 \sin(t_0 - \Delta t) + e_0 - T_0 \operatorname{tg}(t_0 - \Delta t) > 0.$$

В интервале $0 < t_n < 90^\circ \sin t_n > 0$ и, следовательно, $\frac{d(\rho^2)}{dt_n} > 0$ слева от t_0 и $\frac{d(\rho^2)}{dt_n} < 0$ справа от t_0 , что удовлетворяет вышеприведенному условию максимума.

t_0 с точностью до $1'$ можно определить линейной интерполяцией по формуле

$$t_0 \approx t_1 + \frac{u_1(t_2 - t_1)}{u_1 - u_2}. \quad (\text{V.9})$$

Разность $t_2 - t_1$ удобнее выражать в минутах. Подставлять в (V.9) следует алгебраические значения u_1 и u_2 . Тогда эта формула действительна также для случаев

$$t_1 < t_2 < t_0 \quad (u_1 > u_2 > 0)$$

$$t_0 < t_1 < t_2 \quad (0 > u_1 > u_2).$$

В практических расчетах можно принимать $t_1 \approx t_0$, если

$$|M_0 \sin t_1 + e_0 - T_0 \operatorname{tg} t_1| \leq 0,01 \text{ мм.}$$

Такое допущение при определении радиуса долота дает ошибку, не превышающую 0,01 мм.

Найденному значению t_0 соответствуют координаты

$$x_0 = P_0 \sin \varphi_0 + r_{k_0} \cos t_0 \cos \varphi_0$$

$$y_0 = e_0 + r_{k_0} \sin t_0$$

и, следовательно,

$$R_0 = \sqrt{(P_0 \sin \varphi_0 + r_{k_0} \cos t_0 \cos \varphi_0)^2 + (e_0 + r_{k_0} \sin t_0)^2}. \quad (\text{V.10})$$

Аналогично (V.4) и (V.10) могут быть записаны формулы для второй калибрующей окружности шарошки D'_{h_0} .

Вернемся теперь к формулам (V.4). Они представляют собой параметрическое уравнение калибрующей окружности D_{h_0} (D'_{h_0}) в проекции на плоскость, перпендикулярную теоретической оси долота. При $t_n = t_0$ формулы (V.4) определяют координаты точки калибрования.

Геометрический смысл параметра t_0 позволит в дальнейшем получить ряд интересных аналитических зависимостей.

В работе [1] методом, аналогичным изложенному выше, получена формула для расчета теоретического диаметра долота, несколько отличающаяся от (V.10):

$$R_0 = \sqrt{(e_0 + r_{k_0} \cos \theta)^2 + (P_0 \sin \varphi_0 + r_{k_0} \cos \varphi_0 \sin \theta)^2}, \quad (\text{V.11})$$

где θ — параметр, приближенно определяемый по формуле

$$\theta \approx \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{P_0 \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}{e_0 + r_{k_0} \sin^2 \varphi_0}. \quad (\text{V.12})$$

Из сопоставления (V.10) с (V.11) следует, что $\theta = 90^\circ - t_0$ и, следовательно, пользуясь работой [1], приближенное значение угла выхода можно определить из выражения

$$t_0 \approx 90^\circ \left(1 - 0,32 \frac{P_0 \sin 2\varphi_0}{e_0 + r_{k_0} \sin^2 \varphi_0} \right), \quad (\text{V.12,a})$$

что не избавляет, однако, от необходимости определять более точное значение t_0 методом пробных подстановок, так как значение t_0 , вычисляемое по формуле (V.12), существенно отличается от точного значения.

В табл. 8 приведены часто встречающиеся значения тригонометрических функций угла φ_0 .

Т а б л и ц а 8

φ_0	$\sin \varphi_0$	$\cos \varphi_0$	$\operatorname{ctg} \varphi_0$	$\sin 2 \varphi_0$	$\frac{\sin 2 \varphi_0}{2}$	$\sin^2 \varphi_0$
50°	0,76604	0,64279	0,83910	0,98480	0,49240	0,58682
51°	0,77715	0,62932	0,80978	0,97816	0,48908	0,60396
52°	0,78801	0,61566	0,78129	0,97028	0,48514	0,62096
55°	0,81915	0,57358	0,70021	0,93968	0,46984	0,67101
57° 30'	0,84339	0,53730	0,63707	0,90632	0,45316	0,71131

Пример.

Определить диаметр долота, для которого известны: $r_{h_0} = 78,001$ мм, $r'_{h_0} = 49,507$ мм, $P_0 = 89,951$ мм, $P'_0 = 112,037$ мм, $\varphi_0 = 57^\circ 30'$, $e_0 = 5$ мм.

Для большой калибрующей окружности.

Определим M_0 и T_0 по формулам (V.6) и (V.7):

$$M_0 = 78,001 \sin^2 57^\circ 30' = 55,483;$$

$$T_0 = 89,951 \frac{\sin 2 (57^\circ 30')}{2} = 40,762.$$

Графическим построением (рис. 33) находим приближенно $t = 48^\circ$. Делаем пробные подстановки в (V.8):

$$u_1 = 55,483 \sin 48^\circ + 5 - 40,762 \operatorname{tg} 48^\circ = 0,961 > 0;$$

$$u_2 = 55,483 \sin 49^\circ + 5 - 40,762 \operatorname{tg} 49^\circ = -0,019 < 0.$$

По формуле (V.9)

$$t_0 \approx 48^\circ + \frac{0,961 (49^\circ - 48^\circ) 60'}{0,961 - (-0,019)} = 48^\circ 59'.$$

Проверим t_0 подстановкой в (V.8):

$$|55,483 \sin 48^\circ 59' + 5 - 40,762 \operatorname{tg} 48^\circ 59'| = 0,009 < 0,01.$$

По формуле (V.10) определим радиус долота:

$$R_0 = \sqrt{89,951 \sin 57^\circ 30' + 78,001 \cos 48^\circ 59' \cos 57^\circ 30'} + \dots + \dots + (5 + 78,001 \sin 48^\circ 59')^2 = 121,499 \text{ мм.}$$

Для малой калибрующей окружности.

Определим M'_0 и T'_0 по формулам (V.6) и (V.7):

$$M'_0 = 49,507 \sin^2 57^\circ 30' = 35,215;$$

$$T'_0 = 112,037 \frac{\sin 2(57^\circ 30')}{2} = 50,771.$$

Графическим построением (рис. 33) находим приближенно $i^* = 16^\circ$. Делаем пробные подстановки в (V.8):

$$u'_1 = 35,215 \sin 16^\circ + 5 - 50,771 \operatorname{tg} 16^\circ = 0,148 > 0;$$

$$u'_2 = 35,215 \sin 17^\circ + 5 - 50,771 \operatorname{tg} 17^\circ = -0,226 < 0.$$

По формуле (V.9)

$$t'_0 \approx 16^\circ + \frac{0,148 (17^\circ - 16^\circ) 60'}{0,148 - (-0,226)} = 16^\circ 24'.$$

Проверим t'_0 подставкой в (V.8):

$$|35,215 \sin 16^\circ 24' + 5 - 50,771 \operatorname{tg} 16^\circ 24'| = 0,0003 < 0,01.$$

По формуле (V.10) определим радиус долота

$$R'_0 = \sqrt{(112,037 \sin 57^\circ 30' + 49,507 \cos 16^\circ 24' \cos 57^\circ 30')^2 + \dots \rightarrow} \\ \rightarrow \dots + (5 + 49,507 \sin 16^\circ 24')^2 = \\ = 121,499 \text{ мм.}$$

Если же подсчитывать t_0 и t'_0 по формуле (V.12), то получим:

$$t_0 \approx 90^\circ \left[1 - 0,32 \frac{89,951 \sin 2(57^\circ 30')}{5 + 78,001 \sin^2 57^\circ 30'} \right] = 51^\circ 25';$$

$$t'_0 \approx 90^\circ \left[1 - 0,32 \frac{112,037 \sin 2(57^\circ 30')}{5 + 78,001 \sin^2 57^\circ 30'} \right] = 17^\circ 16'.$$

Очевидно, что пользование формулой (V.12) также требует последующего уточнения результата пробными подстановками.

Проектный расчет размеров калибрующих поверхностей долота со смещенными осями шарошек

Проектный расчет размеров калибрующих поверхностей может быть выполнен методом, изложенным в работах [18] и [19], позволяющим по заданным значениям R_0 , φ_0 , e_0 и P_0 (P'_0) определить r_{h_0} (r'_{h_0}).

На рис. 34 показано сечение, имеющее форму эллипса, цилиндрической скважины радиуса R_0 плоскостью $B-B$, проходящей через калибрующую окружность шарошки D_{h_0} .

В системе координат x, y с началом в точке O точка касания окружности D_{h_0} со стенкой скважины N имеет координаты x_0, y_0 .

Уравнение эллипса сечения $B-B$ в проекции на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра, имеет вид

$$(x \cos \varphi_0)^2 + y^2 = R_0^2. \quad (V.13)$$

Расстояние r от точки O_1 до точки с координатами x, y , лежащей на окружности с центром в точке O_1 , определяется выражением

$$r = \sqrt{(y - e_0)^2 + (x - P_0 \operatorname{tg} \varphi_0)^2}. \quad (V.14)$$

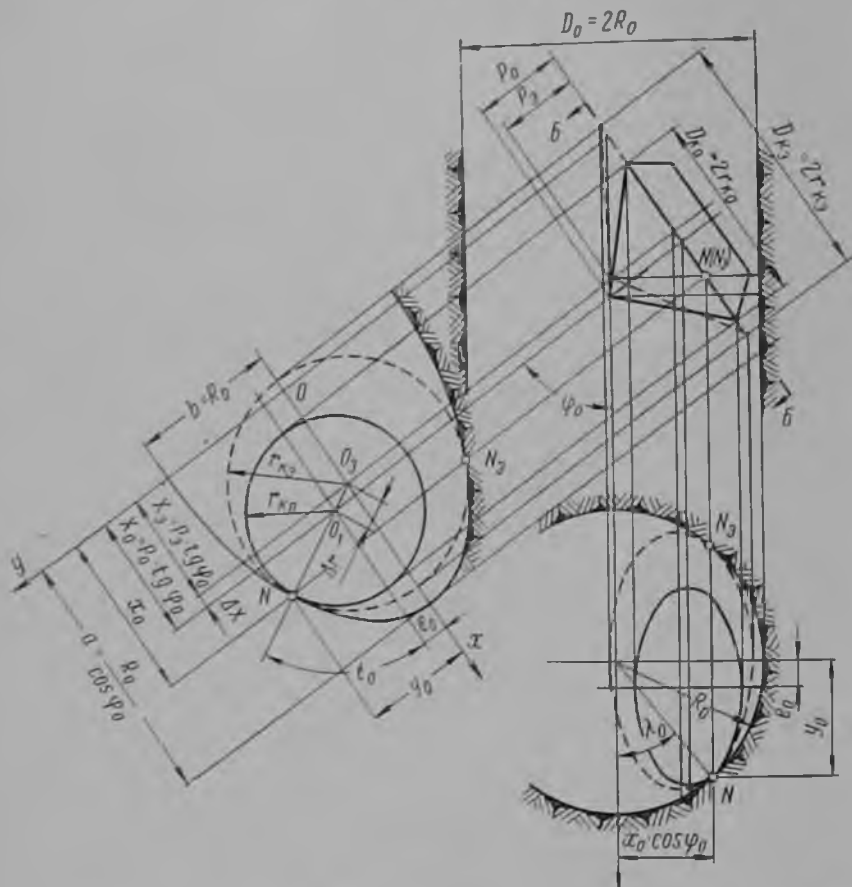


Рис. 34. Схема к проектному расчету размеров калибрующих поверхностей долота со смещенными осями шарошек.

Искомой величине r_{k_0} соответствует минимум функции (V.14) двух переменных x и y , связанных между собой уравнением (V.13).

Определение минимума функции (V.14) по условному минимуму (метод Лагранжа) приводит к системе уравнений

$$\sin^2 \varphi_0 + \frac{e_0}{y} \cos^2 \varphi_0 = \frac{P_0 \operatorname{tg} \varphi_0}{x} \quad (V.15)$$

$$(x \cos \varphi_0)^2 + y^2 = R_0^2,$$

корнями которой являются искомые координаты x_0, y_0 точки N касания калибрующей окружности со стенкой скважины.

Уравнение (V.13) можно привести к параметрическому виду

$$x = \frac{P_0 \sin \lambda}{\cos \varphi_0} \quad (\text{V.16})$$

$$y = R_0 \cos \lambda,$$

где λ — параметр, являющийся угловой координатой точки эллипса в проекции на плоскость, перпендикулярную оси скважины (рис. 35).

С учетом (V.16), первое уравнение системы (V.15) и формула (V.14) принимают вид

$$\frac{P_0}{R_0 \sin \varphi_0} \cdot \frac{1}{\sin \lambda_0} - \frac{e_0}{R_0 \lg^2 \varphi_0} \cdot \frac{1}{\cos \lambda_0} = 1; \quad (\text{V.17})$$

$$r_{k_0} = \left(R_0 - \frac{e_0}{\cos \lambda_0} \right) \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_0 \sin^2 \lambda_0}, \quad (\text{V.18})$$

где λ_0 — значение параметра λ , удовлетворяющее равенству (V.17).

Решение (V.17) относительно λ_0 затруднительно. Для определения приближенного значения λ , достаточно близкого к λ_0 , в работе [19] приводится номограмма (рис. 35). Предварительно необходимо вычислить вспомогательные величины $\frac{P_0}{R_0 \sin \varphi_0}$ и $\frac{e_0}{R_0 \lg^2 \varphi_0}$ и определить такое целое число n , при котором удовлетворяется условие

$$0 \leq \frac{P_0}{R_0 \sin \varphi_0} - \frac{n+8}{10} \leq 0,1$$

(пример расчета см. на рис. 35).

На основе данного метода разработан руководящий технический материал РТМ 26—02—8—70 по определению размеров калибрующего конуса шарошек, в котором приведены таблицы, позволяющие с достаточно высокой точностью по заданным относительным величинам $\frac{e_0}{D_0}, \frac{P_0}{D_0}$ (или $\frac{r_{k_0}}{D_0}$) определить $\frac{r_{k_0}}{D_0}$ (или $\frac{P_0}{D_0}$) для наиболее часто встречающихся углов φ_0 .

Переписав (V.17) и (V.18) в виде

$$P_0 = R_0 \sin \varphi_0 \sin \lambda_0 \left(1 + \frac{e_0}{R_0 \lg^2 \varphi_0} \cdot \frac{1}{\lambda_0} \right)$$

$$r_{k_0} = \left(R_0 - \frac{e_0}{\cos \lambda_0} \right) \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_0 \sin^2 \lambda_0}, \quad (\text{V.19})$$

получим параметрическое уравнение калибрующей поверхности шарошки долота со смещенными осями шарошек, которое может быть использовано для построения профиля калибрующей поверхности, все точки которой при вращении долота будут касаться стенки скважины, т. е. участвовать в ее калибровании.

Если бы оптимальная величина λ_0 была задана или могла быть определена в ходе конструкторской проработки долота, то величины P_0 и r_{h_0} однозначно определялись бы в зависимости от R_0 , φ_0 и e_0 .

Неудобство пользования параметром λ_0 заключается в том, что его отыскание в процессе графического определения оптимальной формы калибрующей поверхности затруднительно, а табличное

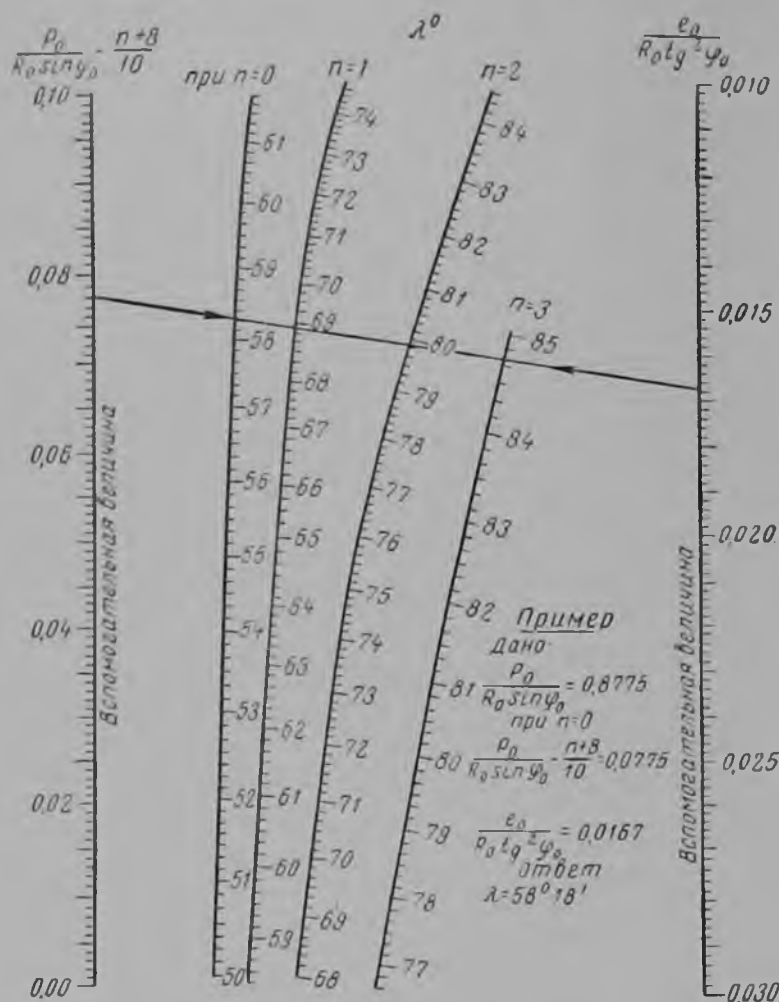


Рис. 35. Номограмма для определения параметра λ .

или номографическое определение λ_0 предполагает, что r_{h_0} или P_0 заданы или найдены в результате графического поиска.

При конструировании долот, особенно долот новых, не имеющих близких по конструкции прототипов, удобно наряду с вышеизложенным методом иметь метод аналитического расчета, непосредственно связанный с графической проработкой конструкции и основанный на особенностях геометрии долота.

Рассмотрим геометрические соотношения, имеющие место в долоте со смещенными осями шарошек (см. рис. 34).

Эллипс, получаемый в сечении $B-B$, имеет полуоси $b = R_0$ и $a = \frac{b}{\cos \varphi_0} = \frac{R_0}{\cos \varphi_0}$ [9], в системе координат x, y описывается уравнением

$$\frac{x^2 \cos^2 \varphi_0}{R_0^2} + \frac{y^2}{R_0^2} = 1,$$

откуда

$$y = \sqrt{R_0^2 - x^2 \cos^2 \varphi_0}. \quad (V.20)$$

Уравнение нормали, проходящей через точку эллипса с координатами x, y , имеет вид

$$\frac{(X-x)y}{b^2} = \frac{(Y-y)x}{a^2}$$

или в нашем случае

$$(X-x)y = (Y-y)x \cos^2 \varphi_0, \quad (V.21)$$

где X, Y — текущие координаты точек нормали.

Координата y_c центра кривизны для любой точки эллипса, заданного в виде $x = f(y)$, определяется по формуле

$$y_c = y - \frac{x'(1+x'^2)}{x''}, \quad (V.22)$$

где

$$x' = f'(y) \text{ и } x'' = f''(y).$$

Решая каноническое уравнение эллипса относительно x и взяв производные, получим

$$x = \frac{a}{b} \sqrt{b^2 - y^2}; \quad (V.23)$$

$$x' = -\frac{ay}{b \sqrt{b^2 - y^2}}; \quad (V.24)$$

$$x'' = -\frac{ab}{(b^2 - y^2)^{3/2}}. \quad (V.25)$$

Подставляя (V.24) и (V.25) в (V.22), найдем, что

$$y_c = -y^3 \frac{a^2 - b^2}{b^4}. \quad (V.26)$$

Так как $\frac{a^2 - b^2}{b^4} > 0$, то центр кривизны эллипса для любой его точки лежит на оси x ($y_c = 0$, когда $y = 0$) или по другую сторону оси x ($y_c < 0$, если $y > 0$ и наоборот). Следовательно, для любой точки эллипса, в которой $y \neq 0$, справедливо утверждение, что отрезок нормали эллипса в этой точке, заключенный между эллипсом и осью x , меньше радиуса кривизны эллипса. Это означает, что для любой точки эллипса, где $y \neq 0$, можно задать касательную окружность, центр которой находится в точке пересечения нормали с осью x , так как радиус этой окружности меньше радиуса кривизны эллипса.

Калибрующая окружность шарошки рассчитываемого долота с центром в точке O_1 имеет радиус r_{k_0} и калибрует стенку скважины в точке $N(x_0, y_0)$.

Построим теперь окружность с центром в точке O_3 на оси x , касательную к эллипсу в точках N и N_3 , и будем рассматривать ее как проекцию калибрующей окружности шарошки некоторого долота, эквивалентного рассчитываемому, т. е. калибрующего ту же скважину и в той же точке N , но не имеющего смещения осей шарошек.

Заметим, что угол выхода рассчитываемого долота t_0 равен углу выхода эквивалентного долота t_3 .

Координату X_3 точки O_3 найдем из (V.21), выразив y_0 через x_0 по формуле (V.20) и имея в виду, что $Y_3 = 0$

$$(X_3 - x_0) \sqrt{R_0^2 - x_0^2 \cos^2 \varphi_0} = -\sqrt{R_0^2 - x_0^2 \cos^2 \varphi_0} x_0 \cos^2 \varphi_0,$$

откуда

$$X_3 = x_0 \sin^2 \varphi_0. \quad (\text{V.27})$$

Если P_0 и P_3 базы шарошек соответственно рассчитываемого и эквивалентного долот, то координаты X_0 и X_3 точек O_1 и O_3 связаны с базами соотношениями

$$X_0 = P_0 \operatorname{tg} \varphi_0; \quad (\text{V.28})$$

$$X_3 = P_3 \operatorname{tg} \varphi_0. \quad (\text{V.29})$$

Из сопоставления (V.27) и (V.29) следует, что

$$x_0 = \frac{P_3 \operatorname{tg} \varphi_0}{\sin^2 \varphi_0}, \quad (\text{V.30})$$

и, следовательно, из (V.20) имеем

$$y_0 = \sqrt{R_0^2 - \frac{P_3^2}{\sin^2 \varphi_0}}. \quad (\text{V.31})$$

Теперь нетрудно найти взаимосвязь между r_{k_3} , P_3 и R_0

$$r_{k_3} = \sqrt{y_0^2 + (x_0 - X_3)^2} = \sqrt{R_0^2 - \frac{P_3^2}{\sin^2 \varphi_0} + \left(\frac{P_3 \operatorname{tg} \varphi_0}{\sin^2 \varphi_0} - P_3 \operatorname{tg} \varphi_0 \right)^2}.$$

После упрощения получим

$$r_{k_3} = \sqrt{R_0^2 - P_3^2} \quad (\text{V.32})$$

или

$$P_3 = \sqrt{R_0^2 - r_{k_3}^2}. \quad (\text{V.33})$$

Угол выхода эквивалентного долота найдем как

$$t_3 = \arccos \frac{x_0 - X_3}{r_{k_3}} = \arccos \frac{\frac{P_3 \operatorname{tg} \varphi_0}{\sin^2 \varphi_0} - P_3 \operatorname{tg} \varphi_0}{r_{k_3}},$$

откуда после некоторых преобразований получим

$$t_3 = \arccos \left(\frac{P_3}{r_{k_3}} \operatorname{ctg} \varphi_0 \right), \quad (\text{V.34})$$

или

$$t_3 = \arccos \sqrt{\left(\frac{R_0}{r_{k_3}} \right)^2 - 1}, \quad (\text{V.35})$$

или

$$t_3 = \arccos \frac{\operatorname{ctg} \varphi_0}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{P_3} \right)^2 - 1}}. \quad (\text{V.36})$$

Базы шарошек и радиусы калибрующих окружностей рассчитываемого и эквивалентного долота можно связать между собой с помощью смещения e_0 и угла выхода $t_0 = t_3$.

$$r_{k_3} = r_{k_0} + \Delta r;$$

$$P_0 = \frac{P_3 \operatorname{tg} \varphi_0 + \Delta X}{\operatorname{tg} \varphi_0} = P_3 + \Delta X \operatorname{ctg} \varphi_0.$$

Так как

$$\Delta r = \frac{e_0}{\sin t_0} = \frac{e_0}{\sin t_3} \text{ и } \Delta X = \frac{e_0}{\operatorname{tg} t_0} = \frac{e_0}{\operatorname{tg} t_3},$$

то

$$r_{k_3} = r_{k_0} + \frac{e_0}{\sin t_3}; \quad (\text{V.37})$$

$$P_3 = P_0 - \frac{e_0 \operatorname{ctg} \varphi_0}{\operatorname{tg} t_3}; \quad (\text{V.38})$$

$$r_{k_0} = r_{k_3} - \frac{e_0}{\sin t_0}; \quad (\text{V.39})$$

$$P_0 = P_3 + \frac{e_0 \operatorname{ctg} \varphi_0}{\operatorname{tg} t_0}. \quad (\text{V.40})$$

Решая (V.35) и (V.36) относительно r_{k_3} и P_3

$$r_{k_3} = \frac{R_0}{\sqrt{\left(\frac{\cos t_3}{\operatorname{ctg} \varphi_0} \right)^2 + 1}}; \quad (\text{V.41})$$

$$P_3 = \frac{R_0}{\sqrt{\left(\frac{\operatorname{ctg} \varphi_0}{\cos t_3} \right)^2 + 1}} \quad (\text{V.42})$$

и сделав подстановку из (V.41) и (V.42) в (V.39) и (V.40), получим формулы (при $t_3 = t_0$)

$$r_{k_0} = \frac{R_0}{\sqrt{\left(\frac{\cos t_0}{\operatorname{ctg} \varphi_0} \right)^2 + 1}} - \frac{e_0}{\sin t_0}; \quad (\text{V.43})$$

$$P_0 = \frac{R_0}{\sqrt{\left(\frac{\operatorname{ctg} \varphi_0}{\cos t_0} \right)^2 + 1}} + \frac{e_0 \operatorname{ctg} \varphi_0}{\operatorname{tg} t_0}. \quad (\text{V.44})$$

Очевидно, что для однозначного определения величин r_{k_0} и P_0 достаточно знать величину угла выхода t_0 .

Для сокращения объема вычислений формулу (V.44), имея в виду (V.33) и (V.42), удобно использовать в виде

$$P_0 = \sqrt{R_0^2 - r_{k_0}^2} + \frac{e_0 \operatorname{ctg} \varphi_0}{\operatorname{tg} t_0}, \quad (\text{V.45})$$

для чего подсчет r_{k_0} следует производить отдельно по формулам (V.41) и (V.39) вместо (V.43).

Выражения (V.43), (V.44) и (V.17), (V.18) по форме аналогичны, однако использование угла выхода t_0 в качестве параметра создает дополнительные удобства при выполнении аналитического расчета и повышает его точность.

Анализ существующих конструкций долот со смещенными осями шарошек показывает, что значения углов выхода у них падают в пределах

$$t_0 \approx 40 - 50^\circ; \quad t'_0 \approx 15 - 30^\circ,$$

причем при довольно значительных изменениях параметров долота углы t_0 и t'_0 изменяются незначительно.

Поэтому точность определения приближенного значения t в ходе графической проработки конструкции позволяет в подавляющем большинстве случаев принять $t_0 = t$ и вычислить точные значения r_{k_0} и P_0 по приведенным выше формулам.

В практике встречаются случаи, когда для унификации стремятся сохранить величину r_{k_0} у долот одного диаметра с различным смещением осей шарошек. При этом удобнее пользоваться табличным методом определения t_0 .

Приводя выражение (V.43) к безразмерному виду делением левой и правой частей на R_0 , получим

$$\frac{r_{k_0}}{R_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\cos t_0}{\operatorname{ctg} \varphi_0}\right)^2 + 1}} - \frac{e_0}{R_0} \cdot \frac{1}{\sin t_0}. \quad (\text{V.46})$$

Численное приближенное решение этого уравнения относительно t_0 , выполненное на электронно-счетной машине с точностью до 1' для наиболее часто встречающихся значений φ_0 , $\frac{r_{k_0}}{R_0}$ и $\frac{e_0}{R_0}$, приведено в приложении 1 (t_0 дано в град-мин).

Из этого приложения по заданным отношениям $\frac{r_{k_0}}{R_0}$ и $\frac{e_0}{R_0}$ можно определить величину t_0 .

При необходимости найти t_0 в промежутке между приведенными в приложении 1 значениями $\frac{r_{k_0}}{R_0}$ и $\frac{e_0}{R_0}$ следует применять линейную интерполяцию.

Приняв в первом приближении t_0 , по формуле (V.43) или, что то же самое, по формулам (V.41) и (V.39) можно определить величину

r_{h_0} . Если окажется, что величина r_{h_0} достаточно близка к заданной, то по формуле (V.44) или (V.45) при том же значении t_0 вычисляется P_0 . Если же вычисленная величина r_{h_0} значительно отличается от заданной (например, за счет неточности линейной интерполяции), то необходимо уточнить значение t_0 методом пробных подстановок в сторону увеличения, если вычисленная величина r_{h_0} меньше заданной, и в сторону уменьшения, если вычисленная величина r_{h_0} больше заданной.

Практически уже при первом подсчете разница между вычисленной и заданной величинами r_{h_0} незначительна, и можно без ущерба для решаемой конструкторской задачи не производить корректировку угла t_0 .

Корректировка t_0 пробными подстановками может быть выполнена не более чем за три попытки и не представляет особого труда, так как формула (V.43) достаточно проста.

Определение радиуса и базы второй калибрующей окружности шарошки не требует особых пояснений. Достаточно в соответствующих формулах, а также в приложении 1 вместо r_{h_0} , P_0 , t_0 полагать r'_{h_0} , P'_0 и т. д.

Необходимо отметить важную особенность изложенного метода: после того как найдена величина t_0 , все параметры рассчитываемого долота с помощью элементарного подсчета определяются и согласуются друг с другом без каких-либо допущений или приближений с точностью, обусловленной используемыми таблицами тригонометрических функций и вычислительными устройствами. Определить точное значение t_0 можно и без помощи вспомогательных таблиц — подбором. В этом случае минимальное число пробных подстановок, их малая трудоемкость в сочетании с максимальной точностью расчета дают этому методу определенные преимущества.

В редко встречающихся случаях, когда заданной величиной является база шарошки P_0 , подбор значений t_0 следует производить по формуле (V.43) или, что то же самое, по формулам (V.42) и (V.40), а выражение (V.43) использовать в виде

$$r_{h_0} = \sqrt{R_0^2 - P_0^2} - \frac{e_0}{\sin t_0}. \quad (\text{V.47})$$

Очевидно, что метод пригоден и для использования в качестве проверочного, путем сопоставления найденных значений r_{h_0} и P_0 с заданными в предположении, что долото имеет требуемый номинальный диаметр D_0 . Этот метод не позволяет по заданным φ_0 , e_0 , r_{h_0} и P_0 определить фактический диаметр долота, по это не является недостатком, так как такого рода задачи возникают в практике проектирования долот крайне редко, и причина их возникновения кроется, прежде всего, в ошибках, допущенных при проектном расчете или изготовлении долота. Для решения таких задач можно рекомендовать формулы (V.8) — (V.10).

Приведем примеры расчета.

Пример 1.

При графической проработке конструкции долота диаметром $D_0 = 243$ мм с углом наклона цапфы $\varphi_0 = 57^\circ 30'$ и смещением

$e_0 = 5$ мм при ориентировочных значениях $r_k \approx 78$ мм и $r'_k \approx 49,5$ мм найдены приближенные значения углов выхода:

$$t \approx 48^\circ 20';$$

$$t' \approx 17^\circ 30'.$$

По формулам (V.41) и (V.39), принимая $t_0 = t$ и $t'_0 = t'$, определим

$$r_{k_0} = \frac{121,5}{\sqrt{\left(\frac{\cos 48^\circ 20'}{\operatorname{ctg} 57^\circ 30'}\right)^2 + 1}} = 84,064 \text{ мм};$$

$$r_{k_0} = 84,064 - \frac{5}{\sin 48^\circ 20'} = 77,371 \text{ мм};$$

$$r'_{k_0} = \frac{121,5}{\sqrt{\left(\frac{\cos 17^\circ 30'}{\operatorname{ctg} 57^\circ 30'}\right)^2 + 1}} = 67,488 \text{ мм};$$

$$r'_{k_0} = 67,488 - \frac{5}{\sin 17^\circ 30'} = 50,861 \text{ мм}.$$

Полученные значения r_{k_0} и r'_{k_0} достаточно близки к ориентировочным значениям r_k и r'_k . Поэтому по формуле (V.45) при тех же значениях t_0 и t'_0 определим

$$P_0 = \sqrt{121,5^2 - 84,064^2} + \frac{5 \operatorname{ctg} 57^\circ 30'}{\operatorname{tg} 48^\circ 20'} = 90,559 \text{ мм};$$

$$P'_0 = \sqrt{121,5^2 - 67,488^2} + \frac{5 \operatorname{ctg} 57^\circ 30'}{\operatorname{tg} 17^\circ 30'} = 111,135 \text{ мм}.$$

Пример 2.

Определим базы шарошки долота, для которого заданы

$$D_0 = 243 \text{ мм}, \quad \varphi_0 = 57^\circ 30', \quad e_0 = 5 \text{ мм}, \quad r_{k_0} = 78 \text{ мм} \text{ и } r'_{k_0} = 49,5 \text{ мм}.$$

Вычисляем относительные величины

$$\frac{r_{k_0}}{R_0} = \frac{78 \cdot 2}{243} = 0,642; \quad \frac{r'_{k_0}}{R_0} = \frac{49,5 \cdot 2}{243} = 0,407; \quad \frac{e_0}{R_0} = \frac{5 \cdot 2}{243} = 0,041.$$

Из приложения 1, применяя линейную интерполяцию по двум направлениям таблицы, найдем

$$t_0 \approx 48^\circ 32' + \frac{50^\circ 09' - 48^\circ 32'}{0,01} (0,041 - 0,04) + \\ + \frac{51^\circ - 48^\circ 32'}{0,02} (0,642 - 0,64) = 48^\circ 57';$$

$$t'_0 \approx 15^\circ 20' + \frac{18^\circ 29' - 15^\circ 20'}{0,01} (0,041 - 0,04) + \\ + \frac{17^\circ 14' - 15^\circ 20'}{0,02} (0,407 - 0,4) = 16^\circ 19'.$$

По формулам (V.41) и (V.39), принимая $t_0 = 48^\circ 57'$ и $t'_0 = 16^\circ 19'$, определим

$$r_{k_3} = \frac{121,5}{\sqrt{\left(\frac{\cos 48^\circ 57'}{\operatorname{ctg} 57^\circ 30'}\right)^2 + 1}} = 84,599 \text{ мм};$$

$$r_{k_0} = 84,599 - \frac{5}{\sin 48^\circ 57'} = 77,969 \text{ мм};$$

$$r'_{k_3} = \frac{121,5}{\sqrt{\left(\frac{\cos 16^\circ 19'}{\cos 57^\circ 30'}\right)^2 + 1}} = 67,196 \text{ мм};$$

$$r'_{k_0} = 67,196 - \frac{5}{\sin 16^\circ 19'} = 49,399 \text{ мм}.$$

Полученные значения r_{k_0} и r'_{k_0} достаточно близки к заданным значениям.

Если почему-либо требуется большая степень приближения, то корректируем значения угла выхода пробными подстановками с шагом $\sim 2'$ для t_0 и $\sim 5'$ — для t' .

Так, в нашем случае при $t_0 = 48^\circ 59'$ и $t'_0 = 16^\circ 24'$

$$r_{k_0} = \frac{121,5}{\sqrt{\left(\frac{\cos 48^\circ 59'}{\operatorname{ctg} 57^\circ 30'}\right)^2 + 1}} = 84,628 \text{ мм};$$

$$r_{k_0} = 84,628 - \frac{5}{\sin 48^\circ 59'} = 78,001 \text{ мм};$$

$$r'_{k_3} = \frac{121,5}{\sqrt{\left(\frac{\cos 16^\circ 24'}{\operatorname{ctg} 57^\circ 30'}\right)^2 + 1}} = 67,216 \text{ мм};$$

$$r'_{k_0} = 67,216 - \frac{5}{\sin 16^\circ 24'} = 49,507 \text{ мм}.$$

Теперь по формуле (V.45) можно определить, что

$$P_0 = \sqrt{121,5^2 - 84,628^2} + \frac{5 \operatorname{ctg} 57^\circ 30'}{\operatorname{tg} 48^\circ 59'} = 89,951 \text{ мм};$$

$$P'_0 = \sqrt{121,5^2 - 67,216^2} + \frac{5 \operatorname{ctg} 57^\circ 30'}{\operatorname{tg} 16^\circ 24'} = 112,037 \text{ мм}.$$

В заключение укажем некоторые теоретические предпосылки для унификации геометрии шарошечных долот.

Положение точки N относительно оси долота и оси шарошки определяет характер взаимодействия долота со стенкой скважины. С изменением ее положения будут меняться нагрузка на опору шарошки, скорость вращения шарошки и скорость скольжения периферийного зуба шарошки по породе. Очевидно, что при этом стойкость долота в конечном счете также будет зависеть (при прочих равных условиях) от положения точки N .

Выше указывалось, что пределы колебаний угла t_0 , а следовательно, и положения точки N невелики. Это дает основание полагать, что для каждого типа долота (для каждой группы буримых пород) можно установить оптимальное положение точки N .

Это означает, что если экспериментально определить величину $x_0 \cos \varphi_0$ и выразить ее через R_0 соотношением $x_0 \cos \varphi_0 = \eta R_0$, где η — коэффициент, постоянный для данного типа долота (для данной группы буримых пород), то координата x_0 точки N в системе x, y однозначно определится по формуле

$$x_0 = \frac{\eta R_0}{\cos \varphi_0}. \quad (V.48)$$

На рис. 35 видно, что координаты точки $O_1 (X_0, e_0)$ могут быть вычислены как

$$X_0 = P_0 \operatorname{tg} \varphi_0 = x_0 - r_{k_0} \cos t_0 \quad (V.49)$$

$$e_0 = y_0 - r_{k_0} \sin t_0,$$

где

$$\sin t_0 = \frac{y_0}{r_{k_0}} = \frac{y_0}{\sqrt{R_0^2 - P_0^2}};$$

$$\cos t_0 = \frac{x_0 - x_0 \sin^2 \varphi_0}{r_{k_0}} = \frac{x_0 \cos^2 \varphi_0}{\sqrt{R_0^2 - P_0^2}}.$$

Выражая y_0 и P_0 через x_0 с помощью формул (V.20) и (V.30), получим, что

$$\sin t_0 = \frac{\sqrt{R_0^2 - x_0^2 \cos^2 \varphi_0}}{\sqrt{R_0^2 - x_0^2 \sin^2 \varphi_0 \cos^2 \varphi_0}} \quad \text{и} \quad \cos t_0 = \frac{x_0 \cos^2 \varphi_0}{\sqrt{R_0^2 - x_0^2 \sin^2 \varphi_0 \cos^2 \varphi_0}},$$

откуда с учетом (V.48)

$$\sin t_0 = \frac{\sqrt{1 - \eta^2}}{\sqrt{1 - \eta^2 \sin^2 \varphi_0}}; \quad (V.50)$$

$$\cos t_0 = \frac{\eta \cos \varphi_0}{\sqrt{1 - \eta^2 \sin^2 \varphi_0}}. \quad (V.51)$$

Подставляя (V.50) и (V.51) в (V.49), получим

$$r_{k_0} = \left(R_0 - \frac{e_0}{\sqrt{1 - \eta^2}} \right) \sqrt{1 - \eta^2 \sin^2 \varphi_0}; \quad (V.52)$$

$$P_0 = \frac{\eta}{\sin \varphi_0} \left(R_0 - r_{k_0} \frac{\cos^2 \varphi_0}{\sqrt{1 - \eta^2 \sin^2 \varphi_0}} \right). \quad (V.53)$$

Аналогичный вид будут иметь формулы для определения r_{k_0}' и P_0' с помощью коэффициента η' .

Таким образом, для заданных R_0 , φ_0 и e_0 при известных оптимальных значениях коэффициентов η и η' , которые будем называть коэффициентами подобия, размеры и положение калибрующих поверхностей определяются однозначно.

Постановка исследований с целью определения коэффициентов η и η' создаст важные предпосылки для оптимального проектирования долот со смещенными осями шарошек.

§ 4. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КАЛИБРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДОЛОТА С ПЕРЕСЕКАЮЩИМИСЯ ОСЯМИ ШАРОШЕК

Если рассматривать долото с пересекающимися осями шарошек как частный случай долота со смещенными осями, то при $e_0 = 0$ формула (V.10) принимает вид

$$R_0 = \sqrt{(P_0 \sin \varphi_0 + r_{k_0} \cos t_0 \cos \varphi_0)^2 + r_{k_0}^2 \sin^2 t_0}, \quad (\text{V.54})$$

а из (V.8) следует

$$t_0 = \arccos \left(\frac{P_0}{r_{k_0}} \operatorname{ctg} \varphi_0 \right)^* \quad (\text{V.55})$$

Анализируя (V.55), найдем, что при $P_0 \geq 0$ значения угла t_0 лежат в интервале $0 \leq t_0 \leq 90^\circ$. Значение $t_0 = 90^\circ$, если $\varphi_0 < 90^\circ$, бывает при $P_0 = 0$, т. е. в том случае, когда плоскость, содержащая калибрующую окружность, проходит через точку O пересечения оси шарошки с осью долота (например, у одношарошечного долота), а касание калибрующей окружности шарошки со стенкой скважины в сечении $B-B$ (рис. 36) происходит в точках $N(O, \pm R_0)$ и, следовательно, $r_{k_0} = R_0$.

Значение $t_0 = 0$ имеет место при $r_{k_0} = P_0 \operatorname{tg} \varphi_0$. Поскольку прямые $OO_2 = P_0$ и $O_2a = r_{k_0}$ (рис. 37) являются катетами прямоугольного треугольника OO_2a , это соотношение возможно только при условии, что $\angle O_2aO = \varphi_0$, т. е. когда прямая Oa — горизонталь, и точка касания N совпадает с точкой a .

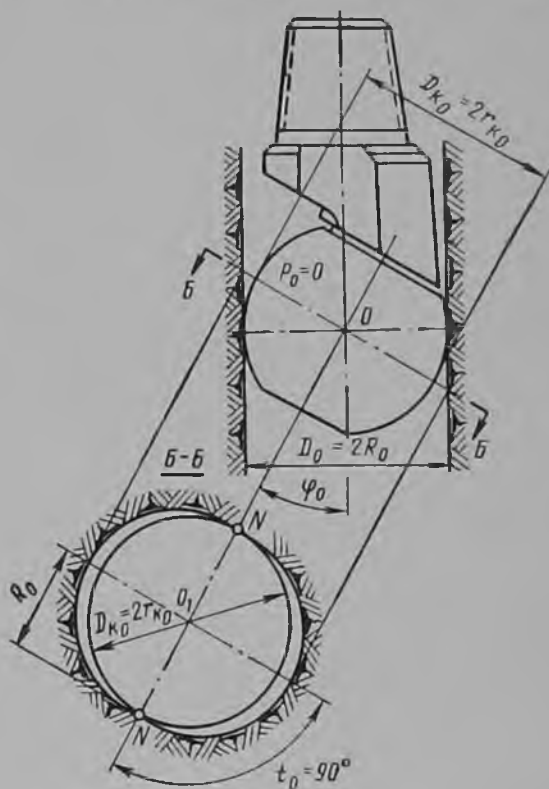


Рис. 36. Схема калибрования скважины одношарошечным долотом.

* Аналогичная формула (V.34) была получена в § 3 для «эквивалентного долота».

Таким образом формула (V.55) справедлива в интервале

$$P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0 \leq r_{k_0} \leq R_0.$$

Сделав подстановку (V.55) в (V.54), для этого интервала получим при проверочном расчете

$$R_0 = \sqrt{P_0^2 + r_{k_0}^2} \quad (\text{V.56})$$

при проектном расчете

$$P_0 = \sqrt{R_0^2 - r_{k_0}^2} \quad (\text{V.57})$$

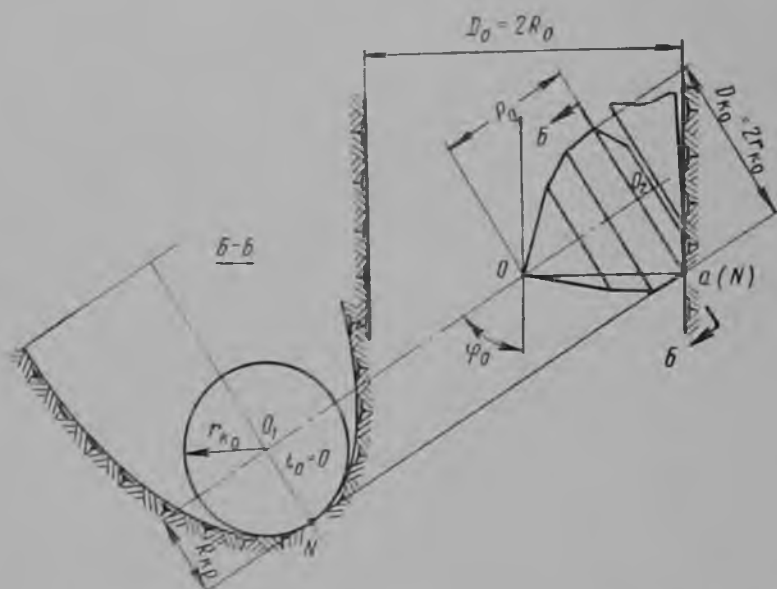


Рис. 37. Схема калибровки скважины долотом с пересекающимися осями шарошек (касание в одной точке).

или

$$r_{k_0} = \sqrt{R_0^2 - P_0^2}. \quad (\text{V.58})$$

Если $\varphi_0 = 90^\circ$ (например, у дисковых долот, рис. 38), то $t_0 = 90^\circ$ при любых значениях P_0 и r_{k_0} . В этом случае также применимы формулы (V.56) — (V.58).

Согласно [9] радиус кривизны эллипса (сечение Б—Б) в точке N в рассматриваемом на рис. 37 случае имеет величину

$$R_{кр} = R_0 \cos \varphi_0 = P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0 = r_{k_0}. \quad (\text{V.59})$$

При $R_{кр} \leq r_{k_0} \leq R_0$ угол выхода имеет значение в пределах $0 \leq t_0 \leq 90^\circ$. Поэтому формулой (V.56) следует пользоваться, если при проверочном расчете

$$r_{k_0} \geq P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0, \quad (\text{V.60})$$

а формулой (V.57) или (V.58), если при проектном расчете

$$r_{k_0} \geq R_0 \cos \varphi_0 \quad (r_{k_0} \geq R_{кр}) \quad (\text{V.61})$$

или

$$P_0 \leq R_0 \sin \varphi_0. \quad (\text{V.62})$$

При величине $r_{k_0} < P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0$ выражение (V.55) теряет смысл, но угол выхода $t_0 = 0$, так как окружность с центром на большой полуоси эллипса и радиусом $r_{k_0} < R_{кр}$ может касаться эллипса только в вершине, в точке N .

При $t_0 = 0$ (из V.54) лучшим для проверочного расчета

$$R_0 = P_0 \sin \varphi_0 + r_{k_0} \cos^2 \varphi_0; \quad (\text{V.63})$$

для проектного расчета

$$P_0 = \frac{R_0 - r_{k_0} \cos \varphi_0}{\sin \varphi_0} \quad (\text{V.64})$$

или

$$r_{k_0} = \frac{R_0 - P_0 \sin \varphi_0}{\cos \varphi_0}^* \quad (\text{V.65})$$

Формулой (V.63) следует пользоваться, если при проверочном расчете

$$r_{k_0} \leq P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0, \quad (\text{V.66})$$

и формулами (V.64) и (V.65), если при проектном расчете

$$r_{k_0} \leq R_0 \cos \varphi_0' (r_{k_0} \leq R_{кр}) \quad (\text{V.66}, a)$$

или

$$P_0 \geq R_0 \sin \varphi_0. \quad (\text{V.67})$$

Заметим, что при $r_{k_0} = P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0 = R_{кр}$ применимы формулы (V.56) — (V.58) и (V.63) — (V.65).

Так как эллипс — фигура симметричная относительно своих полуосей, то при $t_0 > 0$ (рис. 39) калибрующая окружность будет касаться эллипса в двух точках N , симметричных относительно большой полуоси. Линия NN перпендикулярна большой полуоси и удалена от точки O_1 на расстояние

$$O_1 M = r_{k_0} \cos t_0 = r_{k_0} \cos \left[\arccos \left(\frac{P_0}{r_{k_0}} \operatorname{ctg} \varphi_0 \right) \right] = P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0.$$

Расстояние от точки пересечения горизонтали, проходящей через точку O , с плоскостью $B-B$ линии OO_2 также равно $P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0$. Так как линия NN лежит в плоскости $B-B$, то, очевидно, обе точки N лежат в горизонтальной плоскости, проходящей через точку O .

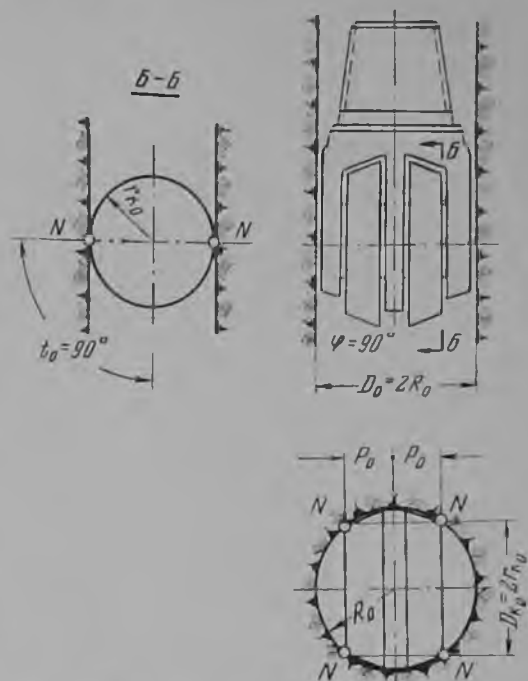


Рис. 38. Схема калибрования скважины дисковым долотом с горизонтальными осями шарошек.

* Формулы (V.56) и (V.65) приведены в работе [13]

Из (V.56) следует, что при $r_{h_0} \geq P_0 \operatorname{ctg} \varphi_0$ точка a всегда удалена от точки O на расстояние R_0 .

Пример. Необходимо определить базы шарошки долота диаметром 190 мм с углом наклона цапфы $\varphi_0 = 52^\circ$ по заданным значениям $r_{h_0} = 59$ мм и $r_{h_a}^* = 37,5$ мм.

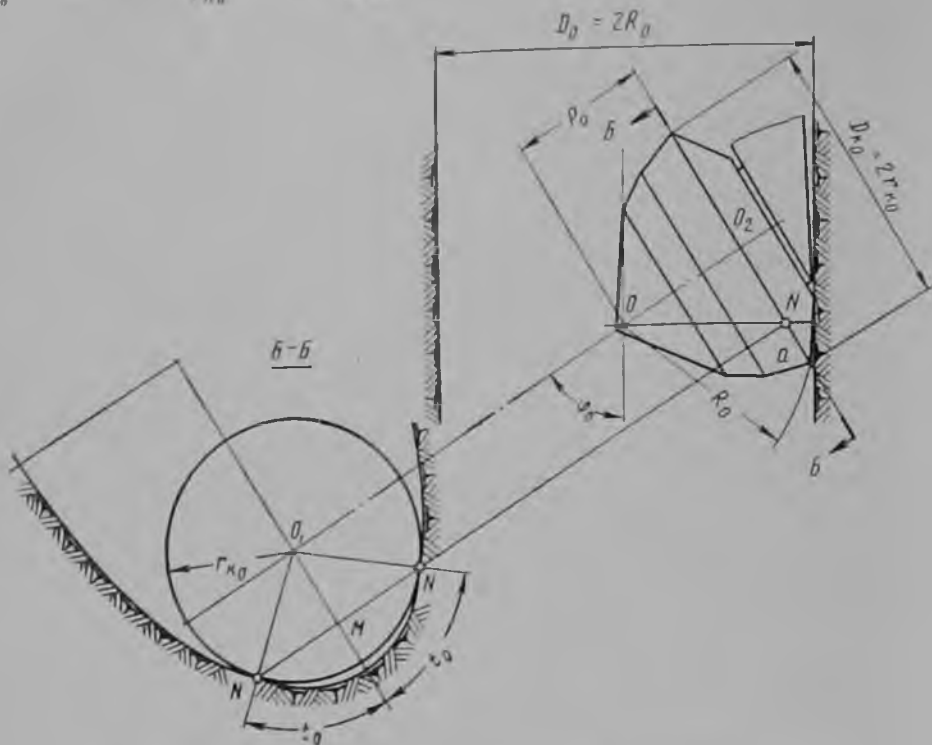


Рис. 39. Схема калибрования скважинным долотом с пересекающимися осями шарошек (касание в двух точках).

Определим радиус кривизны эллипса на вершине по формуле (V.57)

$$R_{кр} = \frac{190}{2} \cos 52^\circ = 58,488 \text{ мм.}$$

Так как

$$r_{h_0} > R_{кр} > r_{h_a}^*$$

то по формуле (V.57)

$$P_0 = \sqrt{\left(\frac{190}{2}\right)^2 - 59^2} = 74,458 \text{ мм}$$

и по формуле (V.64)

$$P_0 = \frac{\frac{190}{2} - 37,5 \cos 52^\circ}{\sin 52^\circ} = 91,259 \text{ мм.}$$

В заключение отметим, что при изготовлении долот с пересекающимися осями шарошек по технологическим причинам всегда имеет место некоторое смещение осей шарошек относительно оси долота в сторону направления вращения долота (положительное смещение)

или в сторону, противоположную направлению вращения долота (отрицательное смещение). Для исключения возможности возникновения отрицательного смещения осей шарошек номинальными размерами лап долота необходимо предусматривать некоторое положительное смещение осей, равное абсолютной величине максимально возможного отрицательного смещения осей шарошек за счет погрешностей изготовления и сборки.

§ 5. ПОСТРОЕНИЕ РАЗВЕРТКИ ШАРОШЕК С ПЕРЕСЕКАЮЩИМИСЯ ОСЯМИ

Для построения развертки шарошек трехшарошечного долота, на которой изображается их рабочая поверхность, необходимо через оси шарошек I, II и III (рис. 40), пересекающиеся в одной точке O

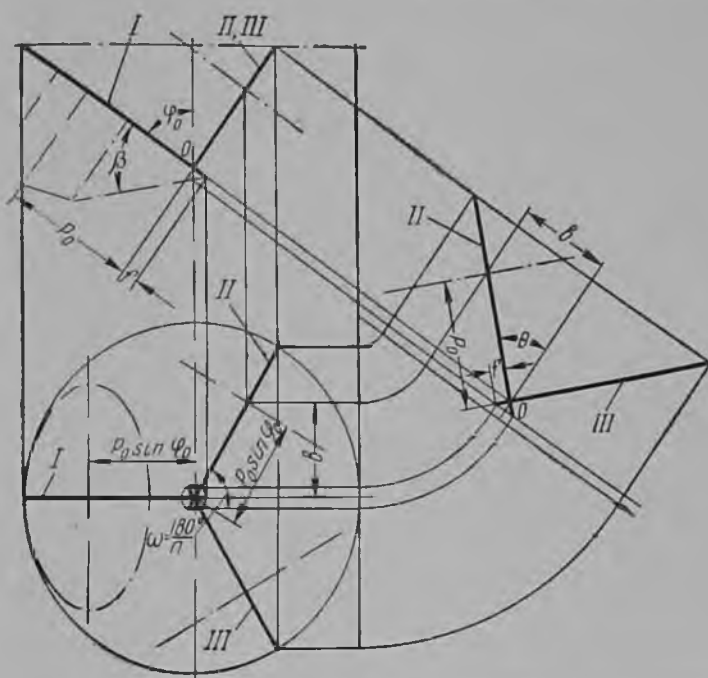


Рис. 40. Построение развертки шарошек самоочищающегося долота с пересекающимися осями.

провести три плоскости, образующие грани трехгранной пирамиды. Одну из этих граней разрезают посередине, а поверхность пирамиды, содержащую сечения шарошек, разворачивают на плоскость. В результате получается наглядный чертеж, характеризующий элементы сопряжения зубьев.

Из рис. 40 видно

$$2\omega = \frac{360^\circ}{n}; \quad \omega = \frac{180^\circ}{n},$$

где n — количество шарошек в долоте; 2ω — угол между проекциями осей шарошек в плане.

Обозначив: P_n — база шарошки; f — расстояние (вылет) вершины шарошек от оси долота; 2θ — угол между осями двух соседних шарошек в развертке; φ_0 — угол наклона осей шарошек к оси долота. Будем иметь

$$b = P_n \sin \varphi_0 \sin \frac{180^\circ}{n},$$

с другой стороны,

$$b = P_n \sin \theta.$$

Тогда

$$\sin \theta = \sin \frac{180^\circ}{n} \sin \varphi_0. \quad (V.68)$$

Выведенная формула в общем виде справедлива для любого количества шарошек n и любого угла наклона осей шарошек φ_0 .

В частных случаях для различного количества шарошек она имеет вид:

а) для трехшарошечного долота

$$\sin \theta = \sin 60^\circ \sin \varphi_0 = 0,866 \sin \varphi_0; \quad (V.69)$$

б) для четырехшарошечного долота

$$\sin \theta = \sin 45^\circ \sin \varphi_0 = 0,707 \sin \varphi_0; \quad (V.70)$$

в) для шестишарошечного долота

$$\sin \theta = \sin 30^\circ \sin \varphi_0 = 0,5 \sin \varphi_0. \quad (V.71)$$

При построении развертки песамоочищающегося трехшарошечного долота, а также и самоочищающегося трехшарошечного долота без смещения осей шарошек порядок расположения шарошек у долот с пересекающимися осями шарошек безразличен.

§ 6. ПОСТРОЕНИЕ РАЗВЕРТКИ ШАРОШЕК СО СМЕЩЕННЫМИ ОСЯМИ

Выполнить такое же построение, как и для долот, без смещения осей шарошек невозможно, так как в данном случае оси шарошек смещены и не пересекаются друг с другом (через две перекрещивающиеся в пространстве прямые нельзя провести плоскость).

В этом случае можно применить следующий метод (рис. 44).

Здесь величины φ_0 , ω , f и P_n те же, что и при построении развертки для долот без смещения осей шарошек; e_0 — величина смещения, измеряемая как расстояние в плане между осью шарошки и параллельной ей линией, пересекающейся с осью долота.

Долота, выпускаемые промышленностью, изготавливаются с параллельным смещением осей шарошек в плане по направлению вращения долота. Такие долота в дальнейшем будем называть долотами с положительным смещением осей шарошек.

Параллельное смещение осей шарошек в плане эквивалентно повороту осей вокруг точек их пересечения со стенкой скважины.

Между параллельным смещением горизонтальной проекции оси шарошки и углом ее поворота существует зависимость

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{e}{R},$$

где ψ — угол поворота оси шарошки в плане; R — радиус скважины.

Угол ψ является относительной характеристикой смещения горизонтальной проекции оси шарошки.

Проведем через одну из двух перекрещивающихся осей плоскость, параллельную другой оси (рис. 42). Если на эту плоскость спроекти-

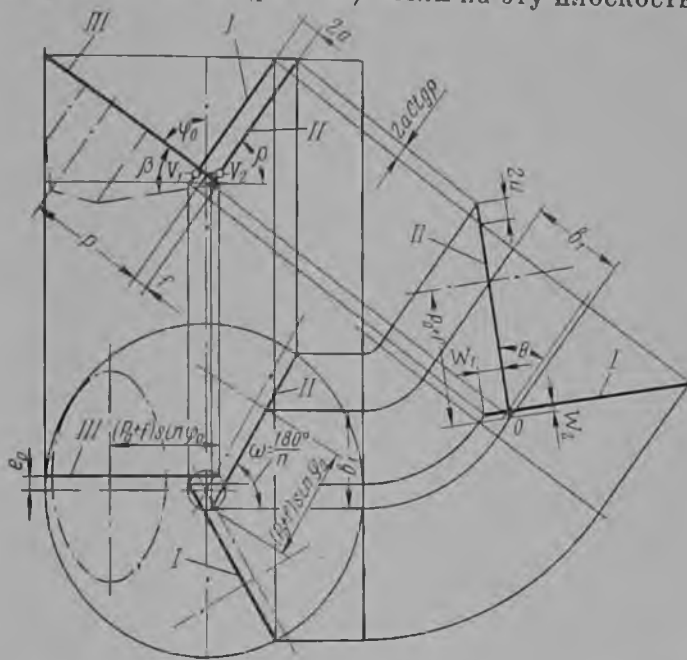


Рис. 41. Построение развертки шарошек самоочищающихся долот со смещенными осями.

ровать ось, не лежащую в ней, то две пересекающиеся прямые — ось и проекция другой оси — образуют некоторый угол.

Опустим перпендикуляр из вершины этого угла на ось, не лежащую в плоскости, и из середины этого перпендикуляра проведем прямую, параллельную биссектрисе угла, лежащего в плоскости.

Затем последовательно восстановим перпендикуляры к этой прямой так, чтобы они пересекали оси. Предположим, что эти оси служат геометрическими осями шарошек, представляющих собой сочетание поверхностей вращения. Каждый из перпендикуляров пересекает эти поверхности в определенных точках, расстояние которых от прямой может быть определено. Если затем множество таких перпендикуляров, образующих некоторую поверхность, развернуть на плоскость вращением вокруг нашей прямой, то получится чертеж, соответствующий упомянутой схеме расположения шарошек.

Разумеется, развертывание на плоскость поверхности, прямолинейными образующими которой являются перпендикуляры к прямой, связано с некоторой ее деформацией, но появляющиеся в результате этого искажения не будут происходить в направлении перпендикуляров, т. е. в тех направлениях, где производится измерение, и, таким образом, не будут отражаться на их точности.

Принимаем за ось Ox прямую, параллельную биссектрисе угла 2θ (рис. 42), проходящую посередине линии кратчайшего расстояния между перекрывающимися осями $2a$. Ее начало принимаем от

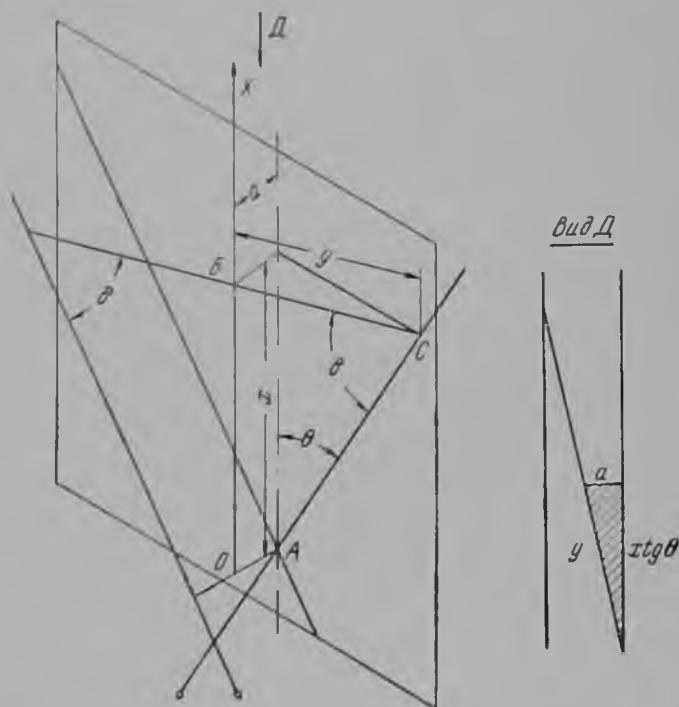


Рис. 42. К построению развертки шаров с пересекающимися осями.

линии кратчайшего расстояния. Длину перпендикуляра к этой прямой до точки пересечения с осью шаровки обозначим y .

Находим зависимость

$$y = f(x).$$

Из заштрихованного прямоугольного треугольника по D (рис. 42)

$$y = \sqrt{x^2 \operatorname{tg}^2 \theta + a^2}.$$

Уравнение гиперболы, которое после приведения его к каноническому виду запишется как

$$\frac{y^2}{a^2} - \frac{x^2}{a^2 \operatorname{ctg}^2 \theta} = 1.$$

Уравнение асимптот гиперболы

$$x = \pm \frac{a \operatorname{ctg} \theta}{a} y = \pm y \operatorname{ctg} \theta.$$

Полученные результаты позволяют построить гиперболу по следующим данным: 1) по асимптотам, образующим угол θ с осью Ox ; 2) по полуоси a .

Перпендикуляры к оси Ox пересекают боковую поверхность конусов шарошек. Точки пересечения будут найдены, если известен угол δ , образуемый перпендикуляром к оси ax с осью шарошки.

Угол δ является одним из углов косоугольного треугольника ABC со сторонами

$$BC = y = \sqrt{x^2 \operatorname{tg}^2 \theta + a^2};$$

$$AB = \sqrt{x^2 + a^2};$$

$$AC = \frac{x}{\cos \theta}.$$

Из решения косоугольного треугольника, когда заданы три стороны, имеем

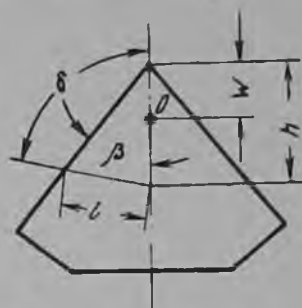


Рис. 43. К построению развертки шарошек.

$$\cos \delta = \frac{BC^2 + AC^2 - AB^2}{2BCAC} = \frac{x \operatorname{tg} \theta \sin \theta}{\sqrt{x^2 \operatorname{tg}^2 \theta + a^2}}.$$

Этот угол не равен углу, образуемому ординатой y с гиперболой, вследствие искажения фигуры при разворачивании ее на плоскость.

Зная угол δ , можно найти расстояние от оси шарошки до пересечения с боковой поверхностью конуса l .

Высота конуса шарошки, очевидно, равна:

$$h = \frac{x}{\cos \theta} + W,$$

где W — расстояние вершины конусов от вершины угла между осями 2θ .

Расстояние l равно (рис. 43)

$$l = h \frac{\sin \beta}{\sin (\beta + \delta)},$$

где β — половина угла конуса основного шарошки.

Расстояние l откладывается параллельно оси ординат от гиперболы. Задаваясь последовательно значениями x , можно построить линию сопряжения. Для построения зубьев необходимо найти ряд значений δ и h , соответствующих принятым значениям x , и, проведя из соответствующих точек прямые l , найти их точки пересечения с поверхностью шарошки.

Такой метод построения шарошек требует сложных вычислений и поэтому неудобен, но на основе его можно найти простое и удобное построение, дающее вполне достаточную для практики точность и обладающее большей наглядностью.

Упрощенный метод построения развертки шарошек со смещенными осями

При практически применяемых величинах смещений осей шарошек величина полуоси a весьма невелика и ветви гиперболы очень быстро приближаются к своим асимптотам.

Пределом угла δ , так же как и угла наклона гиперболы к оси абсцисс, служит угол, который асимптота образует с осью ординат

$$\lim_{x \rightarrow \infty} (\cos \delta) = \sin \theta = \cos (90^\circ - \theta),$$

откуда

$$\lim_{x \rightarrow \infty} \delta = 90^\circ - \theta.$$

Зададимся отклонением угла наклона гиперболы от асимптоты всего на 1° при смещении осей шарошек на 10 мм (максимальное смещение, применяемое в серийных долотах) и определим соответствующую абсциссу:

$$y' = \frac{d}{dx} (\sqrt{x^2 \operatorname{tg}^2 \theta + a^2}) = - \frac{x \operatorname{tg}^2 \theta}{\sqrt{x^2 \operatorname{tg}^2 \theta + a^2}};$$

$$\frac{x \operatorname{tg}^2 \theta}{\sqrt{x^2 \operatorname{tg}^2 \theta + a^2}} = \operatorname{tg} (\theta - 1^\circ).$$

Принимаем данные, соответствующие долоту 295М:

$$e = 10 \text{ мм}; \quad \varphi_0 = 57^\circ 30'.$$

$$\sin \theta = \sin \frac{180^\circ}{n} \sin \varphi_0 = \sin 60^\circ \sin 57^\circ 30' = 0,7304$$

$$(\theta \approx 46^\circ 58').$$

Угол между параллельными плоскостями и плоскостью, перпендикулярной к оси долота (ρ), определится из выражения

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{\operatorname{ctg} \varphi_0}{\cos \frac{180^\circ}{n}} = \frac{\operatorname{ctg} 57^\circ 30'}{\cos 60^\circ} = 1,272 \quad (\rho = 51^\circ 50');$$

$$a = e \sin \frac{180^\circ}{n} \sin \rho = 10 \sin 60^\circ \sin 51^\circ 50' = 6,8 \text{ мм}$$

$$\frac{x \operatorname{tg}^2 46^\circ 58'}{\sqrt{x^2 \operatorname{tg}^2 46^\circ 58' + 6,8^2}} = \operatorname{tg} (46^\circ 58' - 1^\circ),$$

откуда

$$1,31x^2 = 1,07 \cdot 1,145x^2 + 1,07 \cdot 46,24$$

и

$$x = 23,7 \text{ мм.}$$

Разность ординат гиперболы и ее асимптоты

$$\Delta = \sqrt{x^2 + a^2} - x = \sqrt{23,7^2 + 6,8^2} - 23,7 = 0,9 \text{ мм.}$$

Таким образом, уже через 24 мм гипербола практически сливается со своими асимптотами, т. е. на том участке, где еще не начинаются зубья следующей шарошки, и, следовательно, исследование сопряжения на этом участке вообще не нужно.

На этом свойстве гиперболы с малой величиной полуоси a и основан упрощенный метод.

С учетом изложенного шарошки на чертеже можно расположить не на действительных осях, а на проекциях осей на плоскость, перпендикулярную этим осям.

Определим угол между перекрещивающимися осями у долот со смещенными осями шарошек (угол развертки).

Из рис. 41 определяем расстояние b_1 :

$$b_1 = (P_0 + f) \sin \varphi_0 \sin \frac{180^\circ}{n}, \quad \text{с другой стороны, } b_1 = (P_0 + f) \sin \theta, \\ \text{тогда } \sin \theta = \sin \frac{180^\circ}{n} \sin \varphi_0.$$

Таким образом, угол между осями двух соседних шарошек в развертке для долот со смещенными осями и без смещения осей шарошек определяется по формуле (V.68).

Определим угол между параллельными плоскостями и плоскостью, перпендикулярной к оси долота ρ .

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{\operatorname{ctg} \varphi_0}{\cos \frac{180^\circ}{n}}. \quad (\text{V.73})$$

Расстояние между параллельными плоскостями $2a$ (кратчайшее расстояние между перекрещивающимися осями) равно

$$2a = 2e_0 \sin \frac{180^\circ}{n} \sin \rho. \quad (\text{V.74})$$

Определяем расстояние V_1V_2 (см. рис. 41).

$$V_1V_2 = 2a \operatorname{ctg} \rho = 2e_0 \sin \frac{180^\circ}{n} \cos \rho,$$

где V_1 и V_2 являются точками пересечения оси шарошки с проекциями оси симметрии (долота).

Определяем необходимый для построения развертки относительный сдвиг сечения (контура) шарошки (рис. 44, см. рис. 41).

$$V_1O = V_2O = u = \frac{a \operatorname{ctg} \rho}{\cos \theta} = \frac{e \sin \frac{180^\circ}{n} \cos \rho}{\cos \theta}. \quad (\text{V.75})$$

Расстояние W вершины конусов от вершины угла 2θ между осями, или относительный выход одного сечения, равен

$$W_1 = f + u, \quad (V.76)$$

относительный выход другого сечения

$$W_2 = f - u. \quad (V.77)$$

Из рисунка видно, что точка V_2 второй шарошки лежит до вершины угла 2θ , а точка V_1 первой шарошки — после вершины. Положение той или другой точки зависит от направления смещения (в сторону вращения долота или против).

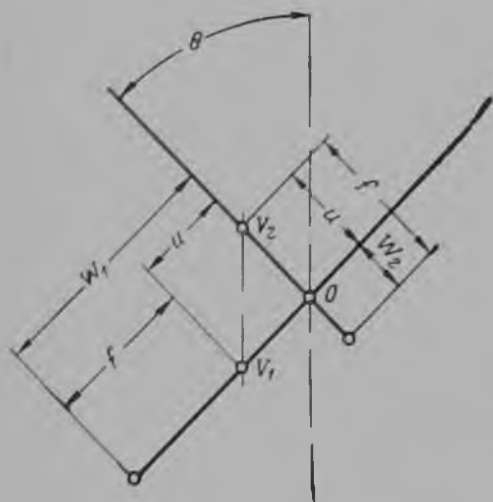


Рис. 44. К построению развертки шарошек.

Поэтому, рассматривая шарошку в сопряжении с соседней по одну сторону ее, мы должны расположить ее вершину в одном положении, а при рассмотрении сопряжения с другой соседней шарошкой — в другом положении, т. е. на рисунке половины шарошек будут расположены не симметрично относительно осей, а с некоторым сдвигом относительно друг друга, величина которого будет равна

$$W_1 - W_2 = f + u - f + u = 2u = \frac{2e_0 \sin \frac{180^\circ}{n} \cos \rho}{\cos \theta}, \quad (V.78)$$

Для ориентации вершин шарошек (какую из половин шарошки нужно выдвинуть за точку O на величину W_2 и какую на величину W_1) нужно руководствоваться следующим правилом. При смещении осей шарошек по ходу вращения долота (по часовой стрелке, если смотреть на долото сверху) вершина передней половины первой шарошки располагается на коротком $W_2 = f - u$ расстоянии, и входит в сопряжение с половиной вершины третьей шарошки, расположенной на большом расстоянии $W_1 = f + u$, а вершина задней половины первой шарошки располагается на большом расстоянии W_1 и входит в сопряжение с вершиной второй половины шарошки, расположенной на коротком расстоянии W_2 и т. д.

При графическом построении после вычисления величин W_1 и W_2 из центра O проводят две окружности с радиусами, равными этим величинам. Точки пересечения таких окружностей с продолже-

нием осей будут вершинами соответствующих половин шарошек. На рис. 45 показана развертка шарошек со смещенными в плане осями.

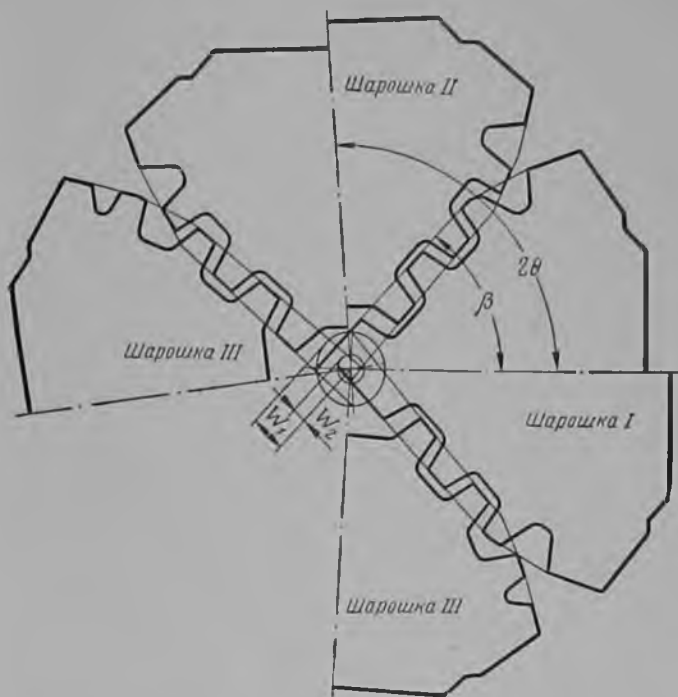


Рис. 45. Развертка самоочищающегося трехшарошечного долота со смещенными осями.

Графическое определение зазоров между венцами зубьев сопряженных шарошек в долотах со смещенными осями

Если истинные зазоры между сопряженными венцами в долотах самоочищающегося типа без смещения осей шарошек определяются прямо по развертке, то в долотах со смещенными слоями шарошек зазоры в развертке нельзя определить из данного построения и их находят графически по законам начертательной геометрии.

Во ВНИИБТ инженером Н. М. Казанским был предложен графический метод определения зазоров между сопряженными венцами в долотах со смещенными осями шарошек, который заключается в следующем.

Допустим после построения развертки нужно определить истинные зазоры между сопряженными венцами первой и второй шарошек — с расстоянием S от вершины первой шарошки — 95 мм и с расстоянием $S = 96$ мм у второй шарошки (рис. 46). Сначала определяем расстояние выхода сопряженных венцов x_1 и x_2 из самоочищения. Для этого перпендикулярно биссектрисе угла развертки 2θ проводим оси первой и второй шарошек на расстоянии $2a$ между

собой и строим эллипсы венцов с расстоянием $S = 95$ мм и 96 мм; определяем расстояния x_1 и x_2 . Далее параллельно биссектрисе угла развертки 2θ проводим оси первой и второй шарошек на расстоянии

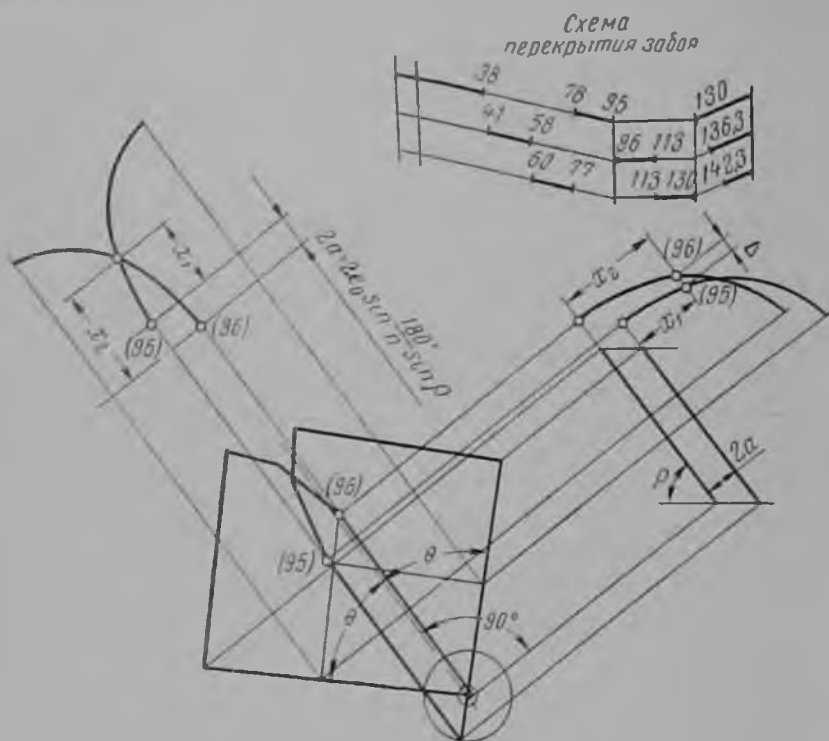


Рис. 46. Схема геометрического определения зазора между сопряженными венцами у долот со смещенными осями.

$2a$ друг от друга и строим эти же эллипсы на новых осях; откладывая расстояния x_1 и x_2 от соответствующих осей, определяют истинную величину зазора между сопряженными венцами Δ .

§ 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА НАКЛОНА ОСИ ЦАПФЫ К ОСИ ДОЛОТА φ_0 И СООТВЕТСТВУЮЩЕГО ЕМУ УГЛА ОСНОВНОГО КОНУСА ШАРОШКИ 2θ

Долговечность шарошечных долот при одинаковых условиях эксплуатации определяется в основном прочностью и стойкостью опор и вооружения шарошек.

Поэтому, казалось бы, что задача получения при проектировании долот оптимальных опор и вооружения должна свестись к геометрической задаче определения наибольшей рабочей поверхности шарошек и наибольшего их объема в заданных габаритах скважины. Однако практика показывает, что найденные таким образом размеры опор

и вооружения шарошек не приводят к положительным результатам. Причины такого явления заключаются в следующем.

Определенные геометрическим путем максимальные габариты шарошек и их расположение в долоте обуславливают собой определенную форму забоя скважины, которая часто не является оптимальной в породах, для которых предназначается данное долото. Форма забоя и характер проходных пород влияют на величину и направление действующих усилий на элементы опоры и вооружение, а в конечном счете на работоспособность долота в целом.

Поэтому задача получения оптимальной конструкции долота для тех или иных условий его работы должна решаться комплексно с учетом характера и свойств пород, для которых предназначается долото, путем образования соответствующей формы забоя и осуществления наилучшей калибровки скважины. Размеры шарошек зависят от их количества в долоте и от угла наклона оси цапфы к оси долота.

Увеличение угла φ_0 ведет к увеличению диаметра шарошек, а следовательно, и ее поверхности. Однако значительное увеличение угла наклона оси цапфы к оси долота приводит к образованию большой выпуклости забоя скважины и к удалению калибрующих торцов периферийных зубьев от стенок скважины. Уменьшение угла φ_0 помимо уменьшения диаметра и увеличения высоты шарошек приводит к удалению подшипников опоры от оси долота.

Допустим, что нужно спроектировать долото, предназначенное для бурения крепких пород. Условный угол калибровки для такого долота $\xi = 0$.

Получить угол калибровки $\xi = 0$ мы можем при любом угле наклона оси цапфы к оси долота (рис. 47). Однако необходимо еще учитывать и величину угла в развертке 2θ .

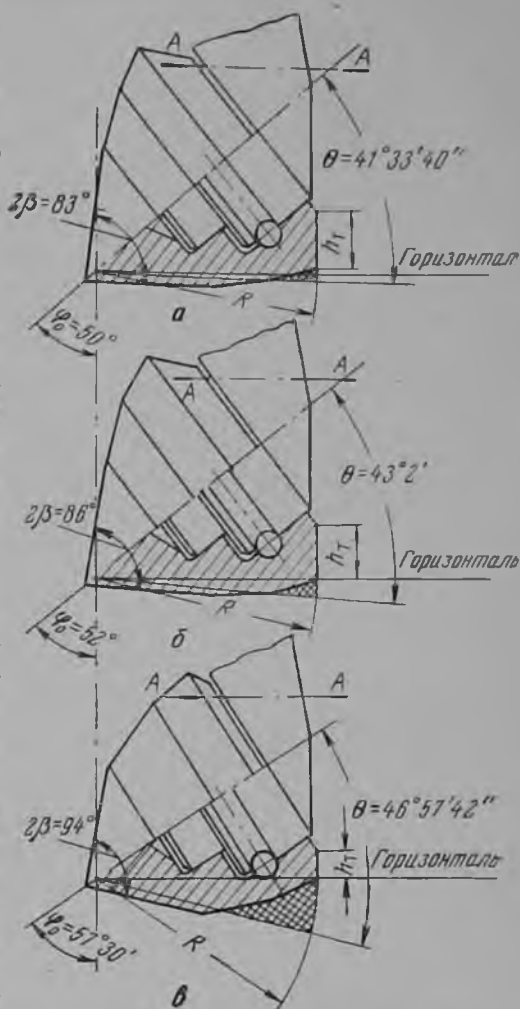


Рис. 47. Схема определения оптимального угла наклона оси цапфы к оси долота.

Если угол $\theta > 90^\circ - \varphi_0$ на $1-3^\circ$, то трудно, а при $\theta < 90^\circ - \varphi_0$ невозможно, получить нормальную длину периферийных зубьев при достаточных зазорах в развертке между ними. Например, при угле наклона $\varphi_0 = 50^\circ$ получить $\xi = 0$ нельзя, так как нам нужно поднимать калибрующую точку выше горизонтали для обеспечения образования периферийных зубьев на всех шарошках долота (рис. 47, а).

При угле $\varphi_0 = 57^\circ 30'$ (рис. 47, в) должен быть резко уменьшен диаметр шарошек, сокращен их контур, что приведет к уменьшению опоры долота. Кроме того, при угле $\varphi_0 = 57^\circ 30'$ уменьшается тело лопы в сечении А—А.

Наиболее оптимальным углом для такого долота является $\varphi_0 = 52^\circ$ (рис. 47, б). В табл. 9 приведены рекомендуемые углы наклона оси цапфы к оси долота для разных типоразмеров долот.

После определения рациональной формы забоя находится угол при вершине шарошек 2β , который зависит от угла между осями двух соседних шарошек в развертке 2θ и угла наклона оси цапфы к оси долота φ_0 .

Для обеспечения вписываемости максимально возможной опоры угол при вершине шарошки 2β принимается приблизительно равным углу между осями двух соседних шарошек в развертке 2θ .

В табл. 9 приведены применяемые и проектируемые в настоящее время в трехшарошечных долотах углы наклона осей цапф к оси долота φ_0 , соответствующие им 2θ и рекомендуемые величины углов при вершинах шарошек 2β .

Таблица 9

φ_0	$\sin \theta$	2θ	2β
50°	0,66341	$83^\circ 7' 20''$	83
52°	0,68244	$86^\circ 4'$	86
54°	0,70064	$88^\circ 57' 26''$	89
55°	0,70941	$90^\circ 22' 30''$	90
57°	0,72631	$93^\circ 9' 24''$	93
$57^\circ 30'$	0,73040	$93^\circ 55' 24''$	94

§ 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВЕРШИНЫ ОСНОВНОГО КОНУСА ШАРОШКИ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ ДОЛОТА

При конструировании ранее применявшихся самоочищающихся долот построение шарошек производилось исходя из условия «чистого качения» их по забою. В этом случае вершины шарошек теоретически располагались на оси долота. Однако для обеспечения необходимого зазора между шарошками вершины их не доводили до оси долота на величину $1-2,5$ мм в зависимости от диаметра долота.

При определении положения вершины основных конусов шарошек самоочищающегося долота, у которого венцы зубьев каждой шарошки входят во впадины двух соседних шарошек, исходят из допустимой глубины впадины между соседними венцами на одной шарошке.

Глубина впадины задается конструктивно: она должна возрастать от долота типа Т к долоту типа М, при этом с увеличением диаметра долота глубина впадины также возрастает. При выборе глубины впадины между венцами на шарошке конструктор должен руководствоваться, с одной стороны, сведениями из механики горных пород, например, в части глубины внедрения зуба в породу, для которой предназначается долото, а с другой стороны — обеспечить равностойкость вооружения и опоры, так как правильно сконструированным долотом надо считать такое, у которого вооружение и опора выходят из строя одновременно.

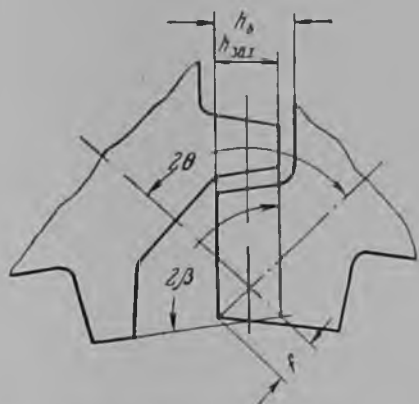


Рис. 48. Схема определения выхода вершины за ось долота у долот без смещения осей.

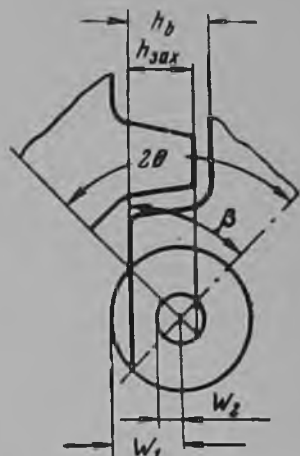


Рис. 49. Схема определения выхода вершины за ось долота у долот со смещенными осями.

При выборе выхода вершин шарошки за ось долота f исходят из типа долота (от чего зависит высота зуба) и размера долота.

На рис. 48 показана схема самоочищения шарошек долота без смещения осей шарошек, а на рис. 49 со смещенными осями шарошек.

Из рис. 48 находим

$$f = \frac{h_{\text{зат}}}{2 \sin \beta},$$

где $h_{\text{зат}}$ — величина захода одной шарошки в тело другой.

$$h_b = h_{\text{зат}} + (1,5 \div 3,0) \text{ мм},$$

где h_b — глубина первой межвенцовой проточки, которая выбирается примерно равной высоте зуба; 1,5—2,5 мм — гарантируемый зазор для сборки долота между вершиной зуба одной шарошки и впадиной сопряженной шарошки.

Таким образом,

$$f = \frac{h_b - (1,5 \div 3,0)}{2 \sin \beta} \text{ мм.} \quad (\text{V.79})$$

Для долот со смещенными осями шарошек (рис. 49) будем иметь

$$h_{\text{ззх}} = W_1 \sin \beta - W_2 \sin \beta = (f + u + f - u) \sin \beta = 2f \sin \beta$$

где $f = \frac{h_{\text{ззх}}}{2 \sin \beta}$, т. е. аналогично долотам с пересекающимися осями шарошек.

Для долот со смещенными осями

$$h_0 = h_{\text{ззх}} + (1 \div 2) \text{ мм}$$

и

$$f = \frac{h_0 - (1 \div 2)}{2 \sin \beta} \text{ мм.} \quad (\text{V.80})$$

§ 9. РАСЧЕТ ГАБАРИТОВ ШАРОШЕК

После выбора угла наклона оси цапфы к оси долота φ_0 и соответствующего ему угла при вершине шарошек 2β (см. табл. 9), а также расположение вершины шарошки на оси цапфы, определим габариты шарошек.

Расчет габаритов одноконусных шарошек с выпуклым к центру скважины забоем

Для этого случая справедливо равенство, приведенное в § 4 этой главы:

$$R_0 = \sqrt{r_{k_0}^2 + P_0^2} \quad \text{или} \quad \frac{D_0}{2} = \sqrt{\left(\frac{D_{k_0}}{2}\right)^2 + P_0^2},$$

где $D_0 = 2R_0$ — диаметр долота (скважины); $D_{k_0} = 2r_{k_0}$ — диаметр калибрующей окружности шарошки; $P_0 = f + h$ — база шарошки (здесь f — расстояние от оси долота до вершины шарошки и h — расстояние от вершины шарошки до плоскости калибрующей поверхности).

Для определения D_{k_0} и P_0 воспользуемся рис. 50.

$$\sin \rho = \frac{f}{R_0} \sin (180^\circ - \beta) = \frac{f}{R_0} \sin \beta;$$

$$l = R_0 \frac{\sin \psi}{\sin (180^\circ - \beta)} = R_0 \frac{\sin (\beta - \rho)}{\sin \beta},$$

так как

$$\psi = 180^\circ - (180^\circ - \beta + \rho) = \beta - \rho$$

$$r_{k_0} = l \sin \beta = R_0 \sin (\beta - \rho) \quad \text{или} \quad D_{k_0} = D_0 \sin (\beta - \rho).$$

Из выражения $P_0 = \sqrt{R_0^2 - r_{k_0}^2}$ находим

$$P_0 = \sqrt{R_0^2 - R_0^2 \sin^2 (\beta - \rho)} = R_0 \cos (\beta - \rho). \quad (\text{V.81})$$

Расстояние от вершины до наибольшего диаметра (плоскости калибрующей окружности) шарошки равно

$$h = P_0 - f = R_0 \cos(\beta - \rho) - f.$$

Полная высота шарошки H зависит от размеров конструктивно выбранной опоры (периферийного наибольшего подшипника). Увеличение диаметра указанного подшипника вызывает уменьшение

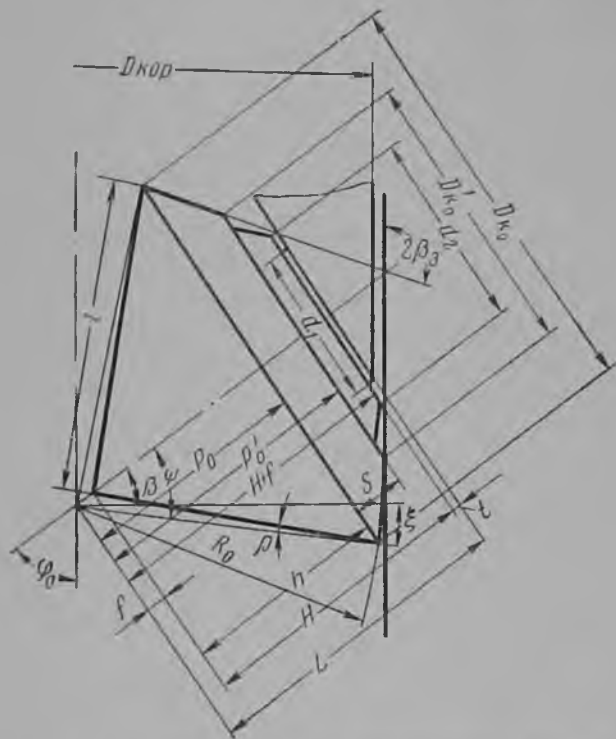


Рис. 50. К расчету габаритов одноконусных шарошек.

высоты шарошки и уменьшение расстояния между крайними подшипниками и наоборот.

Вписав конструктивно необходимую опору в данный габарит шарошки и определив размер d_1 — диаметр козырька лапы, располагаемого внутри шарошки, приступаем к нахождению полной высоты шарошки H , для чего необходимо вычислить размер L , который равен

$$L = \frac{D_{\text{кор}} - d_1 \cos \varphi_0}{2 \sin \varphi_0}, \quad (\text{V.82})$$

где L — расстояние от точки пересечения оси долота с осью цапфы до базовой плоскости на лапе долота; $D_{\text{кор}}$ — диаметр корпуса долота.

Высота шарошки H будет равна

$$H = L - f - t, \quad (\text{V.83})$$

где l — зазор между торцом шарошки и торцом козырька лапы, который обычно принимают равным от 0,5 до 2 мм в зависимости от диаметра долота.

Затем определяем диаметр основания конуса (калибрующей окружности) с тыльной стороны шарошки D'_{k_0} , на котором располагаются торцы периферийных зубьев. Точки окружности этого основания должны калибровать стенки скважины. Поэтому эта окружность своей нижней точкой должна лежать на стенке скважины. Исходя из этого имеем (V.63), откуда

$$D'_{k_0} = \frac{D_0 - 2P'_0 \sin \varphi_0}{\cos \varphi_0},$$

где

$$P'_0 = P_0 + S.$$

Здесь S — высота усеченного конуса, на котором располагаются торцы периферийных зубьев, принимаемая равной высоте периферийных зубьев плюс 3 ÷ 5 мм в зависимости от диаметра долота.

Далее определяем угол $2\beta_3$ при вершине конуса тыльной части шарошки, на котором расположены калибрующие торцы периферийных зубьев. Имеем

$$\operatorname{tg} \beta_3 = \frac{D_{k_0} - D'_{k_0}}{2S}. \quad (\text{V.84})$$

Затем определяем диаметр торца шарошки d_2 . Диаметр d_2 не должен касаться стенок скважины и определяется по формуле

$$d_2 = \frac{D_0 - 2(H + f) \sin \varphi_0}{\cos \varphi_0} - (1 \div 3) \text{ мм},$$

где

$$H + f = L - l.$$

Расчет габаритов самоочищающихся шарошек без смещения осей шарошек

Конфигурация шарошек самоочищающихся долот отличается от шарошек долот чистого качения. Основное отличие их заключается в том, что они имеют самоочищающиеся зубья: венцы зубьев каждой шарошки входят во впадины двух соседних шарошек, а наружная конфигурация шарошек имеет двух- или трехконусную форму. Вследствие этого вершины шарошек заходят за ось долота, высота шарошек увеличивается, а диаметры их наибольших калибрующих окружностей для обеспечения образования периферийных зубьев на всех шарошках долота уменьшаются.

При определении габаритов самоочищающихся шарошек при тех же обозначениях будем руководствоваться рис. 51.

Угол наклона оси цапфы φ_0 и связанный с ним угол при вершине шарошки 2β принимаются в соответствии с рекомендуемым для данного типа долота условным углом калибровки ξ и по табл. 9.

Диаметр калибрующей окружности D_{k0} определяется прочерчиванием, исходя из условного угла калибровки ξ . Определив по соответствующим формулам базу P_0 , мы тем самым связываем конструктивно выбранный диаметр шарошки с диаметром долота.

Величину выхода вершины шарошки за ось долота определяем в зависимости от типа долота по формулам (V.79) или (V.80).

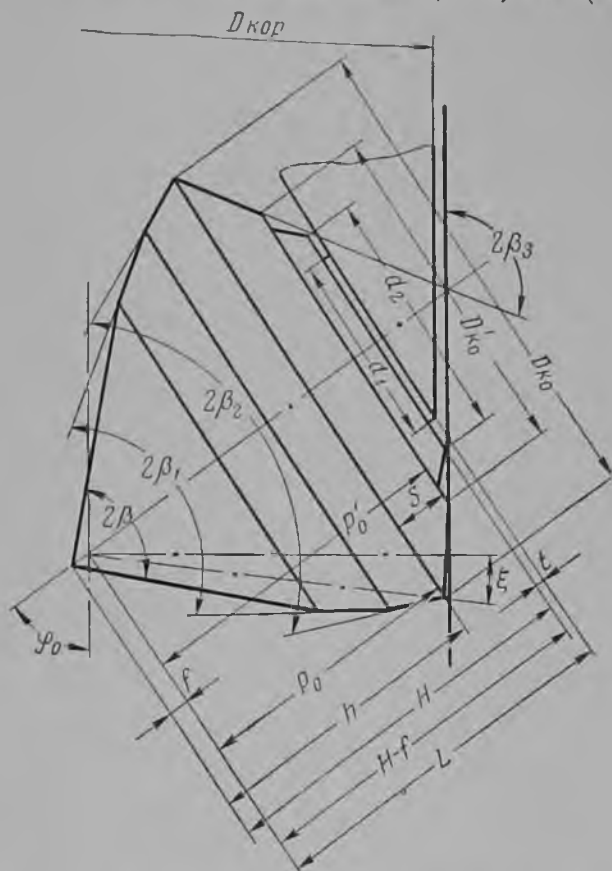


Рис. 51. К расчету самоочищающихся шарошек.

Все остальные размеры шарошки (L , D'_{k0} , d_2 , P'_0 , S и др.) рассчитываются так же, как и для долот чистого качения.

Полная высота шарошки для самоочищающихся долот определяется также с учетом размеров периферийного подшипника опоры и выражается формулой

$$H = L + f - t.$$

Затем определяют углы остальных конусов шарошек ($2\beta_1$ и $2\beta_2$) и их длину по образующим шарошек.

Угол $2\beta_1$ задается конструктивно, исходя из плавного перехода от угла 2β к углу $2\beta_3$, а угол $2\beta_2$ рассчитывается, исходя из расчетного диаметра шарошки D_{k0} и базы P_0 .

Длины основного конуса шарошки ($2\beta_1$) и промежуточного конуса ($2\beta_2$) задаются конструктивно. Обычно в зависимости от типа долота (ширина венца увеличивается от типа Т к типу М), а также размера долота длина основного конуса шарошек вмещает от четырех до шести венцов, длина промежуточного конуса два-три венца. На длину дополнительного конуса, на котором расположен периферийный ряд зубьев, обычно оставляют длину, приблизительно равную двум длинам зубьев основного конуса.

§ 10. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ФОРМА ЗУБЬЕВ ШАРОШЕК

Обычно зубья шарошечных долот имеют форму клина. На рис. 52 показаны основные конструктивные элементы, характеризующие форму зуба.

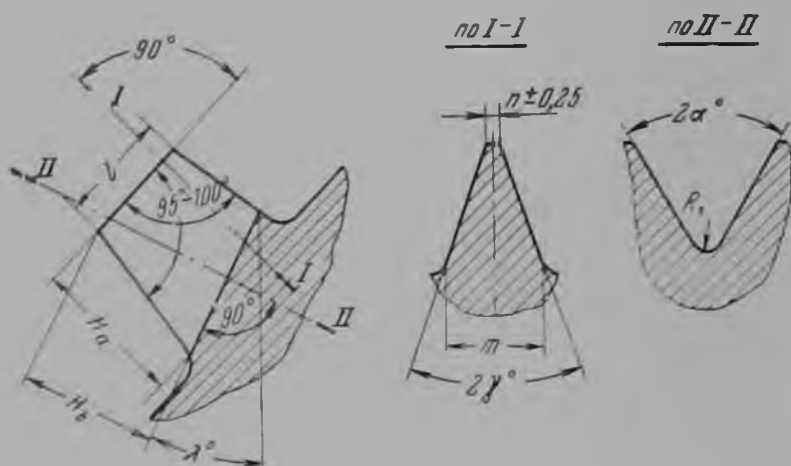


Рис. 52. Элементы зуба.

H_a — высота зуба по нормали к наружному конусу; H_b — высота зуба по нормали к внутреннему конусу; l — длина зуба; n — притупление зуба; m — ширина зуба у основания; t — шаг зубьев; 2γ — угол заострения зуба; 2α — угол заострения фрезы; λ — угол установки на станке; R_1 — радиус профиля фрезы.

В табл. 10 приведены основные параметры зубьев, применяемых в современных шарошечных долотах различных типов.

Высотой зуба H в точке, заданной на поверхности конуса, описанного вокруг зубьев (наружный конус шарошки), считают расстояние до поверхности конуса, вписанного по впадинам зубьев. Измерение высоты зуба можно производить по нормали к поверхностям как наружного конуса H_a , так и внутреннего H_b .

Обычно в рабочих чертежах задают высоту зуба H_n , которая является перпендикуляром, опущенным от наибольшего диаметра венца (наиболее удаленная точка венца от вершины конуса шарошки)

Таблица 10

Конструктивные параметры зубьев	Типы долот				
	М	МС	С	СТ	Т
Высота зубьев на основных венцах в долотах диаметром, мм					
93—151	—	—	5—10,5	—	4,5—8
161—190	9—15	9—13	8—12	7—12	6—11
214—269	12—19	11—18	10—15	9,5—14	9—12
295—346	16—24	14—20	12—18	11—16	10—16
370—490	18—25	—	14—20	—	12—18
Высота зубьев на периферийных венцах в долотах диаметром, мм					
93—151	—	—	7—12	—	8—11
161—190	13—17	12—16	11—14	10—13	10—13
214—269	16—22	15—21	14—20	11—17	10,5—15
295—346	23—25	21—23	20—22	18—22	18—22
370—490	25—27	—	25—27	22—25	20—24
Длина вершины в долотах диаметром, мм					
93—151	—	—	12—22	—	10—16
161—190	22—25	22—25	17—23	17—22	16—20
214—269	—	23—25	22—23	21—23	21—23
295—346	30—40	25—38	25—38	25—35	25—34
370—490	40—48	—	39—48	32—40	32—40
Ширина венцов шарошек (длина зуба l) на основных конусах в долотах диаметром, мм					
93—151	—	—	5—7	—	5—6
161—190	10—12	8—10	7—8	7—8	7—8
214—269	13—15	11—12	8—10	8—10	8—10
295—346	17—19	13	11	10	10
370—490	17—19	—	11—13	11—13	11—13
Шаг зубьев на основных венцах в долотах диаметром, мм					
93—151	—	—	11—15	—	10—13
161—190	30—35	23—28	17—21	16—20	13—16
214—269	35—45	30—28	22—27	20—25	17—20
295—346	40—50	34—43	25—30	23—28	18—23
370—490	50—60	—	27—32	25—30	22—25
Шаг зубьев на периферийных венцах в долотах диаметром, мм					
93—151	—	—	14—19	—	12—15
161—190	38—45	27—35	20—28	18—25	17—21
214—269	40—60	40—50	23—30	21—28	20—24
295—346	55—70	38—48	28—35	25—30	21—26
370—490	65—80	—	30—40	28—35	24—30

на ширину впадины зуба. На отдельных венцах высота зуба различная — увеличивается к основанию конуса шарошки. Высота зубьев, назначаемая конструктором, в основном зависит от типа долота и его диаметра.

Длина зуба l зависит от количества венцов на шарошке. Венцы, располагаемые на основных конусах, выполняются одинаковой ширины. Периферийные венцы делаются шире основных от нескольких миллиметров до двукратной величины. Наименьшая длина зубьев для долот малых размеров составляет 5 мм, что связано с прочностью зуба. В долотах со смещенными осями шарошек длина зуба выбирается исходя из условия

$$l \geq 2e_0,$$

где e_0 — смещение осей шарошек в плаве в мм.

Выполняя это условие, можно почти полностью перекрыть забой скважины, что является одним из преимуществ этих долот. В табл. 10 даны длины зубьев, применяемые в настоящее время в серийных долотах.

Притупление зуба n в современных долотах колеблется от 1 до 2 мм в зависимости от размера долота и не связано с типом долота.

Для предохранения периферийного ряда зубьев от сработки и для лучшей наплавки тыльной части зуба притупление зуба (а следовательно, и его форма) в зависимости от типа долот может быть различной: а) с равномерным притуплением; б) с седлообразным притуплением; в) с неравномерным притуплением, увеличивающимся к основанию шарошки; г) с Г-образным притуплением; д) с Т-образным притуплением; е) с Ш-образным притуплением; ж) с П-образным притуплением; з) с подрезным зубом (повернутым на 90° перпендикулярно к образующей шарошки).

Ширина зуба у основания m зависит от высоты и угла заострения зуба и определяется по формуле

$$m = 2H_a \operatorname{tg} \gamma + n. \quad (\text{V.85})$$

Шаг зубьев t — кратчайшее расстояние между вершинами соседних зубьев на одном венце равен

$$t = 2R_n \sin \frac{180^\circ}{Z}, \quad (\text{V.86})$$

где R_n — максимальный радиус венца в плоскости, перпендикулярной оси шарошки; Z — число зубьев на венце.

Величина шага зубьев на основных венцах не зависит от расположения венца на шарошке и задается для всех венцов примерно одинаковой. Шаг периферийных венцов делается несколько большим. У долот, предназначенных для бурения твердых пород, шаг меньше, чем у долот, предназначенных для бурения более слабых пород.

Угол заострения зуба 2γ — двугранный угол, образованный боковыми плоскостями зуба. Истинная величина этого угла изме-

ряется в плоскости, перпендикулярной образующей конуса шарошки, на которой расположена вершина зуба (см. рис. 52).

Угол заострения зуба зависит только от типа долота. В табл. 11 приведены рекомендуемые значения 2γ в градусах для нормального (1—2 мм) притупления.

Таблица 11

Тип долота	М и МС	С	СТ	Т	ТК
2γ	36—42	42—44	44—46	48—52	52—56

При конструировании вооружения шарошек, у которых форма зуба отличается от чисто призматической (с рабочей кромкой постоянной ширины), угол заострения зуба соответственно изменяется (уменьшается) но так, что ширина зуба основания m была бы не меньше, чем у обычного зуба.

Угол заострения зуба $2\gamma_1$ с увеличенным притуплением определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{m - n_1}{2H_a} = \frac{2H_a \operatorname{tg} \gamma + n - n_1}{2H_a}, \quad (\text{V.87})$$

где n_1 — увеличенное притупление.

Угол заострения фрезы 2α — двугранный угол впадины между зубьями. Истинная величина его измеряется в плоскости, перпендикулярной ребру впадины (см. рис. 52). Угол заострения фрезы выбирается в зависимости от количества зубьев на венце и получения необходимого угла заострения зубьев. Увеличение количества зубьев на венце и угла заострения фрезы приводит к увеличению угла заострения зуба и уменьшению его высоты и наоборот. Это необходимо помнить при расчете зубьев, что значительно облегчит подбор их параметров.

Радиус профиля фрезы R_1 — зависит от количества и шага зубьев и обычно задается от 2 до 10 мм.

§ 11. РАСПОЛОЖЕНИЕ ВЕНЦОВ НА ПОВЕРХНОСТИ ШАРОШЕК (ПЕРЕКРЫТИЕ ЗАБОЯ)

В зависимости от диаметра и типа долота, длины зуба и величины смещения осей шарошек число венцов на шарошках различное.

Если самоочищающиеся долота имели полное перекрытие забоя скважины венцами шарошек, причем перекрытие одного венца составляло 1—2 мм, то у самоочищающихся долот без смещения осей шарошек венцы не перекрывают полностью забой скважины, так как для сборки и нормальной работы долота необходимо между сопряженными венцами иметь зазоры. Эти зазоры в зависимости от диаметра долота составляют 2—4 мм.

У самоочищающихся долот со смещенными в плане осями шарошек, как говорилось выше, венцы почти полностью перекрывают забой скважины, за исключением двух воротников (неперекрываемые участки забоя) у центра долота. Такая конструкция долота дает возможность увеличить длину зубьев с сохранением зазоров в сопряженных венцах и, следовательно, увеличить перекрытие забоя, что особенно важно при бурении абразивных пород.

Величина перекрытия забоя для самоочищающихся долот характеризуется отношением суммы длин зубьев основных и промежуточных венцов всех шарошек долота к наиболее длинному зубу периферийного венца за вычетом длины участка зуба вершины, переходящего за центр долота (как правило равного длине лопатки вершины), к величине радиуса скважины R_0 . Коэффициент перекрытия забоя

$$\sigma = \frac{\sum l_i^I + \sum l_i^{II} + \sum l_i^{III} + l_n - \frac{f \cdot \sin \varphi_0}{\sin (\beta + \varphi_0)}}{R_0}, \quad (V.88)$$

где l_i^I — длина зубьев на первой шарошке без периферийного венца; l_i^{II} — то же на второй шарошке; l_i^{III} — то же на третьей шарошке; l_n — длина наиболее длинного зуба периферийного венца; f — вылет вершины шарошки на ось долота; φ_0 — угол наклона оси шарошки к оси долота; β — половина угла основного конуса шарошки.

§ 12. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ШАРОШЕК

Расчет зубчатого венца подразделяется на два этапа:

- а) определение угла заострения фрезы по предварительно заданному углу заострения зуба;
- б) определение всех геометрических элементов по округленному взятому углу заострения фрезы.

Такое подразделение обусловлено тем, что по нормальному ряду фрезы отличаются по углу заострения одна от другой на 5° .

Для расчета геометрических элементов зубьев с равномерным притуплением по венцу воспользуемся методикой, разработанной В. М. Славским. Эта методика является единственной, которой пользуются конструкторы долот.

Задаваемые величины:

2β — угол вершины конуса шарошки; S — образующая конуса или расстояние от точки, в которой определяют геометрические элементы, до вершины конуса; γ_p — предварительный угол заострения зуба; n — притупление зуба; R_1 — радиус профиля фрезы; 2α — округленный угол заострения фрезы.

Определяемые величины:

$2\alpha_p$ — предварительный угол заострения фрезы; 2γ — угол заострения зуба; λ — угол установки на станке; φ_ϕ — угол направления фрезерования; H_z — высота зуба по нормали к наружному конусу; H_n — высота зуба по нормали к внутреннему конусу.

Определение угла заострения фрезы по предварительно заданному углу заострения зуба

Оптимальный угол заострения зуба устанавливается в соответствии с физико-механическими свойствами горных пород, для бурения которых предназначено конструируемое долото.

Сведения по рекомендуемым углам заострения зубьев приведены в табл. 10.

Истинные величины углов заострения зуба и фрезы определяются углами, лежащими в разных плоскостях. Поэтому для нахождения зависимости между ними рассмотрим вначале сечение их плоскостью I—I, перпендикулярной оси шарошки (рис. 53).

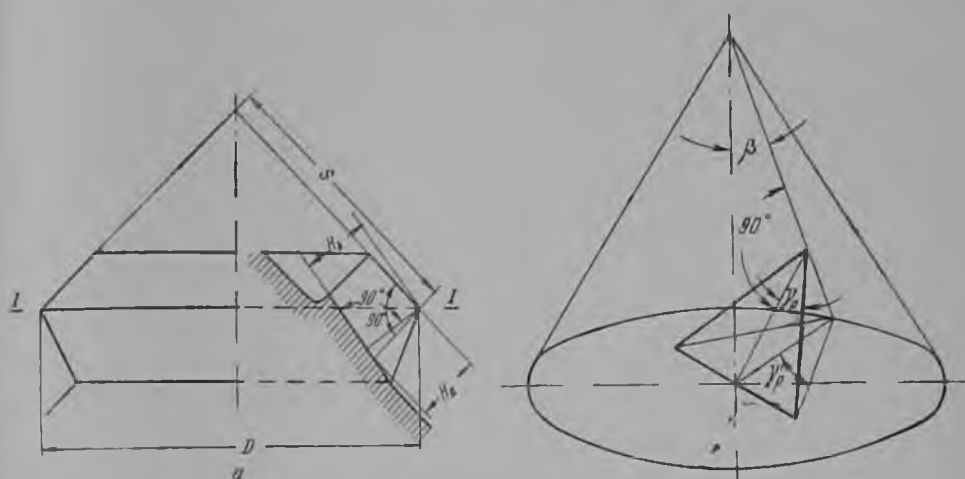


Рис. 53. К геометрическому расчету зубьев.

Из рис. 53, б видно, что истинные величины $2\gamma_p$ и $2\alpha_p$ можно рассматривать как углы между проекциями линий пересечения двугранных углов плоскостью основания на плоскости, перпендикулярной ребрам двугранных углов.

Находим половину угла заострения зуба в проекции на плоскость основания

$$\operatorname{tg} \gamma_p' = \operatorname{tg} \gamma_p \cos \beta. \quad (\text{V.89})$$

Определим половину угла заострения фрезы в проекции на плоскость основания (рис. 54).

$$\alpha_p' = \gamma_p' + \omega, \quad (\text{V.90})$$

где ω — половина центрального угла $\left(\omega = \frac{360^\circ}{2Z} = \frac{180^\circ}{Z} \right)$.

Определяем угол установки на станке λ_p . Из рис. 54 видно, что радиус окружности внапиди A можно определить из решения косоугольного треугольника, когда задана сторона и два прилежащих к ней угла

$$A = \frac{S \sin \beta \sin \gamma_p'}{\sin (\gamma_p' + \omega)} = \frac{S \sin \beta \sin \gamma_p'}{\sin \alpha_p'}.$$

На рис. 55 определяем λ_p

$$\operatorname{tg} \lambda_p = \frac{A}{S \cos \beta}$$

и, следовательно,

$$\operatorname{tg} \lambda_p = \frac{\operatorname{tg} \beta \sin \gamma'_p}{\sin \alpha'_p} \quad (\text{V.91})$$

Истинную величину половины угла впадины (половина угла заострения фрезы) определяем как проекцию угла, лежащего в плоскости основания конуса, на плоскость, перпендикулярную ребру угла впадины (сторона угла λ_p)

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \frac{\operatorname{tg} \alpha'_p}{\cos \lambda_p}$$

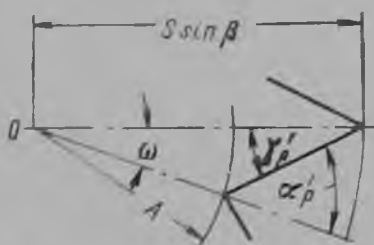


Рис. 54. К геометрическому расчету зубьев.

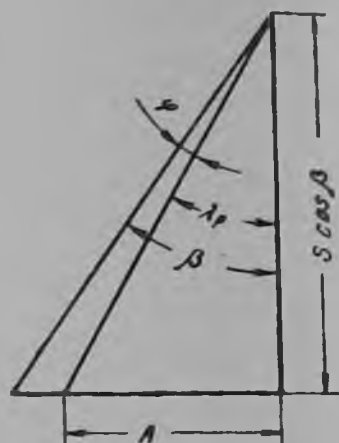


Рис. 55. К геометрическому расчету зубьев.

Полученную вершину $2\alpha_p$ округляем, увеличивая или уменьшая ее до ближайшего числа градусов, оканчивающегося на нуль или пять. После этого получаем округленный угол заострения фрезы 2α .

Определение геометрических элементов зубьев по заданному углу заострения фрезы

После получения округленного угла заострения фрезы 2α , найдем угол установки на станке λ , для чего введем вспомогательный угол δ , образованный осью конуса и линией, соединяющей середину хорды центрального угла с вершиной конуса (рис. 56)

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{N}{S \cos \beta},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} \beta \cos \frac{180^\circ}{Z}. \quad (\text{V.92})$$

Из рис. 56 видно, что половина хорды дуги центрального угла (половина шага зубьев) равна

$$\frac{t}{2} = S \sin \beta \sin \frac{180^\circ}{Z}.$$

Из рис. 57 определяем глубину впадины m , измеряемую от середины хорды

$$m = \frac{t}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{S \sin \beta \sin \frac{180^\circ}{Z}}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Гипотенуза L треугольника с углом δ (рис. 56) равна

$$L = \frac{N}{\sin \delta} = \frac{S \sin \beta \cos \frac{180^\circ}{Z}}{\sin \delta}.$$

Из рис. 56 видно, что

$$\sin(\delta - \lambda) = \frac{m}{L} = \operatorname{ctg} \alpha \operatorname{tg} \frac{180^\circ}{Z} \sin \delta. \quad (\text{V.93})$$

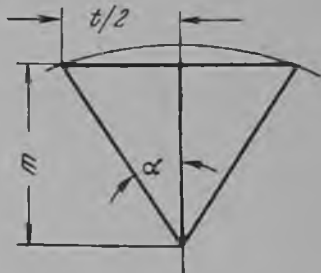
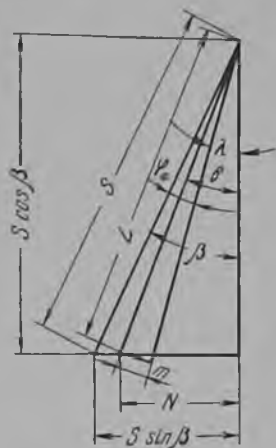


Рис. 56. К геометрическому расчету зубьев.

Рис. 57. К геометрическому расчету зубьев.

Из этого соотношения определяют угол установки на станке λ . Угол фрезерования $\varphi_{\text{ф}}$, очевидно, равен

$$\varphi_{\text{ф}} = \beta - \lambda. \quad (\text{V.94})$$

Угол λ , указываемый на чертеже, обычно округляется до градусов, что мало искажает форму зуба, но в последующем расчете, особенно высот зубьев, следует принимать его точную величину.

После нахождения угла λ методом, аналогичным применяемому ранее, находим половину угла заострения фрезы, измеряемого в плоскости основания конуса

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{tg} \alpha \cos \lambda. \quad (\text{V.95})$$

Половина угла заострения зуба в той же плоскости равна

$$\gamma' = \alpha' - \frac{180^\circ}{Z}. \quad (\text{V.96})$$

Половина истинного угла заострения зуба равна

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\operatorname{tg} \gamma'}{\cos \beta} \quad (\text{V.97})$$

Далее определяем высоты зубьев H_a и H_b . Поскольку они возрастают пропорционально удалению от вершины конуса, то определение их производят на расстоянии S (S — образующая конуса шарошки от наибольшего диаметра рассматриваемого венца до вершины конуса)

$$S = \frac{D_n}{2 \sin \beta}, \quad (V.98)$$

где D_n — наибольший диаметр рассматриваемого венца. Теоретические высоты зубьев, т. е. высоты без учета притупления вершин зубьев и закругления впадины, равны (рис. 58):



Рис. 58. К геометрическому расчету зубьев.



Рис. 59. К геометрическому расчету зубьев.
1 — конус ребер зубцов; 2 — конус вершин зубцов;
3 — конус впадины зубцов; 4 — конус ребер впадин.

по нормали к конусу ребер впадин

$$H_{TB} = S_T \sin \varphi_\phi,$$

по нормали к конусу ребер зубьев

$$H_{Ta} = S_T \operatorname{tg} \varphi_\phi = \frac{H_{TB}}{\cos \varphi_\phi},$$

где S_T — теоретическая образующая, измеряемая от вершины конуса ребер зубьев (рис. 59). Приближенно, но с точностью, превосходящей технологические возможности выполнения (практически < 10 мк) полагаем, что расстояние между боковыми поверхностями конуса ребер зубьев и конуса вершин (рис. 59)

$$b_a = \frac{n}{2} \operatorname{ctg} \gamma,$$

откуда

$$b_n = \frac{n}{2} \operatorname{ctg} \gamma \cos \varphi_\phi.$$

Расстояние между поверхностями конуса впадин зубцов и конуса впадин ребер (рис. 60) равно

$$f_n = R_1 \left(\frac{1}{\sin \alpha} - 1 \right).$$

Измеряемая по конусу вершин зубцов образующая будет меньше теоретической на величину S' , равную (рис. 59)

$$S' = S_T - S = b_s \operatorname{ctg} \beta = \frac{n}{2} \operatorname{ctg} \gamma \operatorname{ctg} \beta.$$

Следовательно, действительная высота зубцов будет

$$\begin{aligned} H_n = (S + S') \sin \varphi_\phi - b_n - f_n = S \sin \varphi_\phi + \frac{n}{2} \operatorname{ctg} \gamma \operatorname{ctg} \beta \sin \varphi_\phi - \\ - \frac{n}{2} \operatorname{ctg} \gamma \cos^2 \varphi_\phi - R_1 \left(\frac{1}{\sin \alpha} - 1 \right) = S \sin \varphi_\phi - \frac{n}{2} \operatorname{ctg} \gamma (\cos \varphi_\phi - \\ - \operatorname{ctg} \beta \sin \varphi_\phi) - R_1 \left(\frac{1}{\sin \alpha} - 1 \right); \end{aligned} \quad (\text{V.99})$$

$$H_n = \frac{H_n}{\cos \varphi_\phi} = S \operatorname{tg} \varphi_\phi - \frac{n}{2} \operatorname{ctg} \gamma (1 - \operatorname{ctg} \beta \operatorname{tg} \varphi_\phi) - \frac{R_1}{\cos \varphi_\phi} \left(\frac{1}{\sin \alpha} - 1 \right). \quad (\text{V.100})$$

В чертежах указывают высоту H_n , которая является глубиной врезания фрезы.

Пример. Рассчитать зубчатый венец шарошки долота диаметром 269 мм типа Т.

Дано: $2\gamma_p = 50^\circ$, $D_n = 100$ мм, $2\beta = 86^\circ$, $n = 1,5$.

Определяем.

1. Необходимое число зубьев Z . Из табл. 10 берем шаг $t = 20$. В других случаях шаг t определяется исходя из экспериментально найденного критического шага $t_{\text{крит}}$, для которой проектируется долото

$$\sin \frac{180^\circ}{Z} = \frac{t}{D_n} = \frac{20}{100} = 0,2.$$

Из приложения 2 определяем $Z = 15$; $\frac{180^\circ}{Z} = 12^\circ$.

2. Угол заострения фрезы $2\alpha_p$.

$$\operatorname{tg} \gamma'_p = \operatorname{tg} 25^\circ \cos 43^\circ = 0,34105; \quad \gamma'_p = 18^\circ 50'$$

$$\alpha'_p = 18^\circ 50' - 12^\circ = 30^\circ 50'$$

$$\operatorname{tg} \lambda_p = \frac{\operatorname{tg} 43^\circ \sin 18^\circ 50'}{\sin 30^\circ 50'} = 0,5876; \quad \lambda_p = 30^\circ 26'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \frac{\operatorname{tg} 30^\circ 50'}{\cos 30^\circ 26'} = 0,6923; \quad \alpha_p = 34^\circ 43'.$$

Принимаем $2\alpha = 70^\circ$ ($\alpha = 35^\circ$) и ведем расчет геометрических элементов зубьев по заданному углу заострения фрезы

$$\operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} 43^\circ \cos 12^\circ = 0,91213; \quad \delta = 42^\circ 22';$$

$$\sin (\delta - \lambda) = \operatorname{ctg} 35^\circ \operatorname{tg} 12^\circ \sin 42^\circ 22' = 0,20456;$$

$$\delta - \lambda = 11^\circ 48'; \quad \lambda = 42^\circ 22' - 11^\circ 48' = 30^\circ 34'.$$

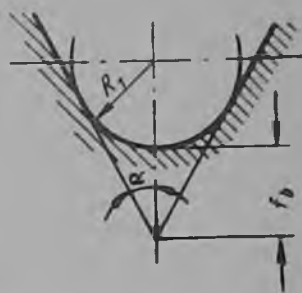


Рис. 60. К геометрическому расчету зубьев.

$$\varphi_{\phi} = 43^{\circ} - 30^{\circ} 34' = 12^{\circ} 26'.$$

$$\lg \alpha' = \lg 35^{\circ} \cos 30^{\circ} 34' = 0,60291; \quad \alpha' = 31^{\circ} 05'$$

$$\gamma' = 31^{\circ} 05' - 12^{\circ} = 19^{\circ} 05'$$

$$\lg \gamma = \frac{\lg 19^{\circ} 05'}{\cos 43^{\circ}} = 0,47303; \quad \gamma = 25^{\circ} 19'; \quad 2\gamma = 50^{\circ} 38'.$$

Определяем высоту зуба H_b

$$S = \frac{100}{2 \sin 43^{\circ}} = 73,33.$$

Из табл. 12 определяем $\frac{1}{\sin \alpha} - 1 = 0,744$

$$H_b = 73,33 \sin 12^{\circ} 26' - \frac{1,5}{2} \operatorname{ctg} 25^{\circ} 19' (\cos 12^{\circ} 26' - \\ - \operatorname{ctg} 43^{\circ} \sin 12^{\circ} 26') - R_1 0,744 = 14,605 - R_1 0,744.$$

Для устим, нам нужно получить $H_b \leq 12,5$ мм.
Принимаем $R_1 = 3$ мм, тогда

$$H_b = 14,605 - 3 \cdot 0,744 \cong 12,4 \text{ мм.}$$

Расчет зубьев, наклонных по отношению к конусу шарошки (косые зубья)

При расчете косых зубьев определяют расчетное число зубьев, которое равно

$$Z_p = \frac{Z_{\text{факт}}}{\cos \rho}, \quad (\text{V.101})$$

где ρ — угол наклона зуба.

Дальнейший расчет производится так же, как и для прямого зуба.

Таблица 12

Значения $\left(\frac{1}{\sin \alpha} - 1 \right) R_1$ в зависимости от половины угла заострения фрезы α (для $R_1 = 1$)

α	$\frac{1}{\sin \alpha} - 1$	α	$\frac{1}{\sin \alpha} - 1$	α	$\frac{1}{\sin \alpha} - 1$
15°	2,864	32° 30'	0,861	50°	0,305
17° 30'	2,326	35°	0,743	52° 30'	0,260
20°	1,924	37° 30'	0,643	55°	0,221
22° 30'	1,613	40°	0,556	57° 30'	0,186
25°	1,366	42° 30'	0,480	60°	0,155
27° 30'	1,166	45°	0,414	62° 30'	0,127
30°	1,0	47° 30'	0,356	65°	0,103

Расчет зубьев с неравномерным притуплением по венцу

Расчет зубьев с неравномерным притуплением по венцу необходим для расчета долот типа ТК, где фрезерованные зубья чередуются с зубками из твердого сплава.

Из рис. 61 видно, что центральный угол зубьев с различным притуплением равен

$$\alpha_{\phi} = \frac{2\pi}{Z}.$$

Расчетный центральный угол равен:

при расчете по притуплению n_1

$$\alpha_p = 2k_1 \frac{2\pi}{Z};$$

при расчете по притуплению n_2

$$\alpha_p = 2k_2 \frac{2\pi}{Z},$$

где k_1 и k_2 — коэффициенты пропорциональности, которые выбираются в зависимости от необходимых притуплений n_1 и n_2 , причем $k_1 + k_2 = 1$.

Половина центрального угла притупления n_2 равна

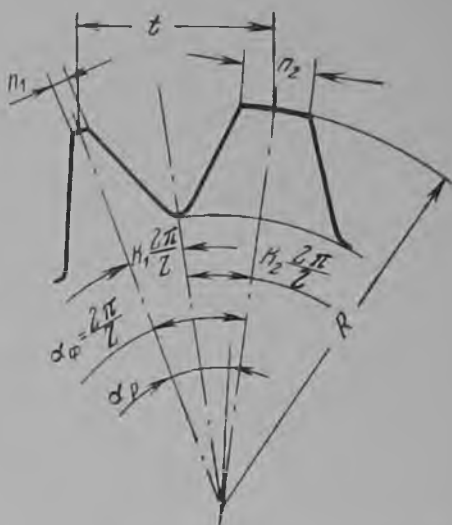


Рис. 61. Зубья с разным притуплением.

$$\alpha_2 = \alpha_{\phi} - \alpha_p = \frac{2\pi}{Z} (1 - 2k_1).$$

Величина притупления n_2 равна

$$n_2 = 2R \sin \left[\frac{2\pi}{Z} (1 - 2k_1) \right] + n_1.$$

Расчетное число зубьев равно

$$Z_p = \frac{2\pi}{\alpha_p} = \frac{Z}{2k_1} \quad (\text{при расчете по притуплению } n_1) \quad (\text{V.102})$$

$$Z'_p = \frac{Z}{2k_2} \quad (\text{при расчете по притуплению } n_2). \quad (\text{V.103})$$

Обычно расчет ведут по притуплению n_1 для того, чтобы получить необходимый угол заострения зуба в соответствии с разбуриваемой породой.

Для выбора коэффициентов k_1 и k_2 воспользуемся формулой

$$\frac{n_2}{2} = \frac{t}{k_3} + \frac{n_1}{2},$$

где t — шаг зубьев; k_3 — знаменатель при коэффициентах k_1 и k_2 (часть шага приходящегося на притупление n_2)

$$k_3 = \frac{2t}{n_2 - n_1}$$

§ 13. АРМИРОВАНИЕ ЗУБЬЕВ ШАРОШЕК ДОЛОТ ТВЕРДЫМ СПЛАВОМ

Процесс упрочнения поверхности зуба наплавкой твердого материала принято называть армированием.

Для повышения износостойкости зубьев шарошек долот от абразивного износа их наплавляют твердым сплавом, состоящим из зерен

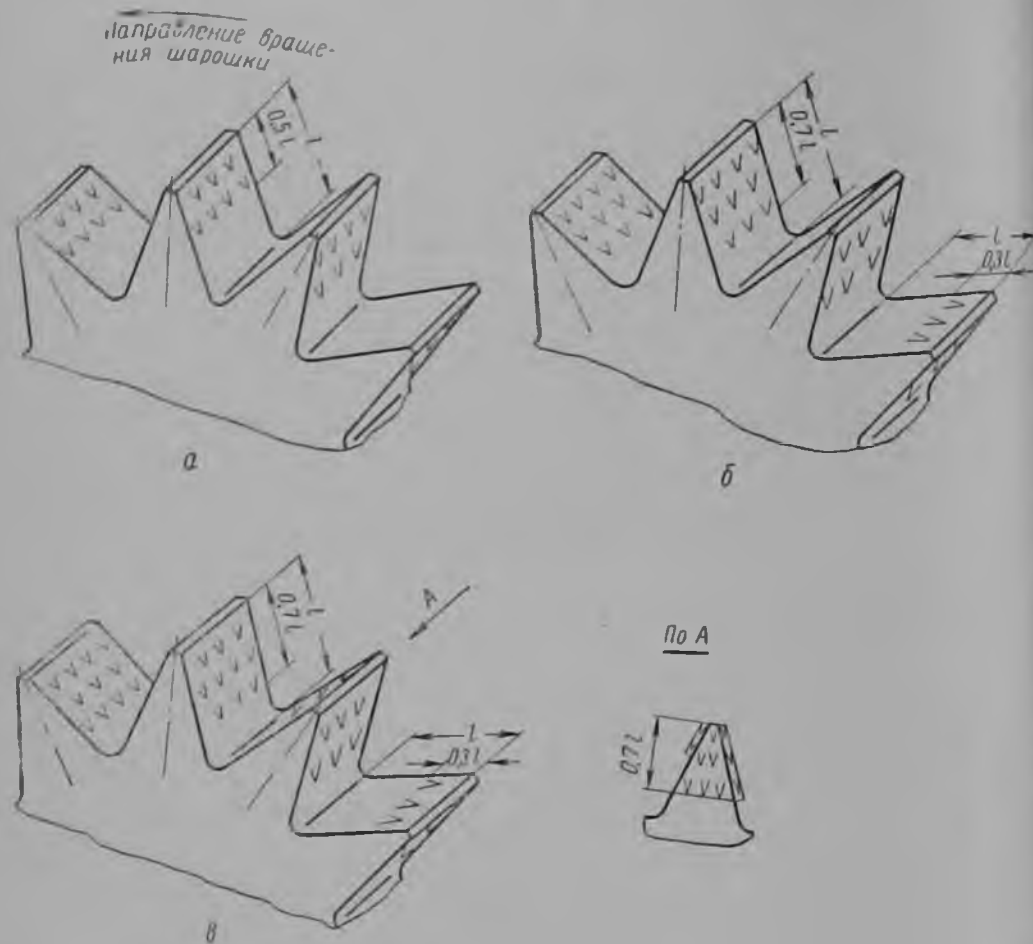


Рис. 62. Схемы армирования зубьев шарошек.

карбидов вольфрама. Толщина слоя наплавки зубьев на основных венцах должна быть такой, чтобы геометрические размеры зуба были как можно меньше искажены. Сплав должен равномерно лежать на всей поверхности зуба. Армирование зубьев долот на основных конусах толстым слоем не только не улучшает, но даже может ухуд-

шить долото, так как при бурении, особенно в твердых породах, толстый слой срабатывается, в результате чего остается только мягкая поверхность зуба (наплавку производят до термообработки шарошки), которая быстро изнашивается. В настоящее время зубья на основных конусах в долотах типа Т вообще не армируются.

Тыльная часть периферийного венца шарошек для всех типов долот с фрезерованными зубьями наплавляется твердым сплавом более толстым слоем.

Наплавку зубьев шарошек можно производить либо с нагревом током высокой частоты (ТВЧ), либо при помощи ацетилено-кислородного пламени.

Могут быть рекомендованы следующие конструктивные схемы наплавки зубьев на основных венцах и разделки тыльной части периферийных зубьев долот под наплавку.

На рис. 62 показаны схемы армирования основных зубьев долот разных типов:

а — одностороннее армирование зубьев долот со сбегающей стороны, предназначенное для долот типа СТ, Т и ТК;

б — наплавка двух граней зуба, применяемая при бурении среднеабразивных пород долотами типа М, МС и С;

в — трехстороннее армирование, предназначенное для бурения абразивных

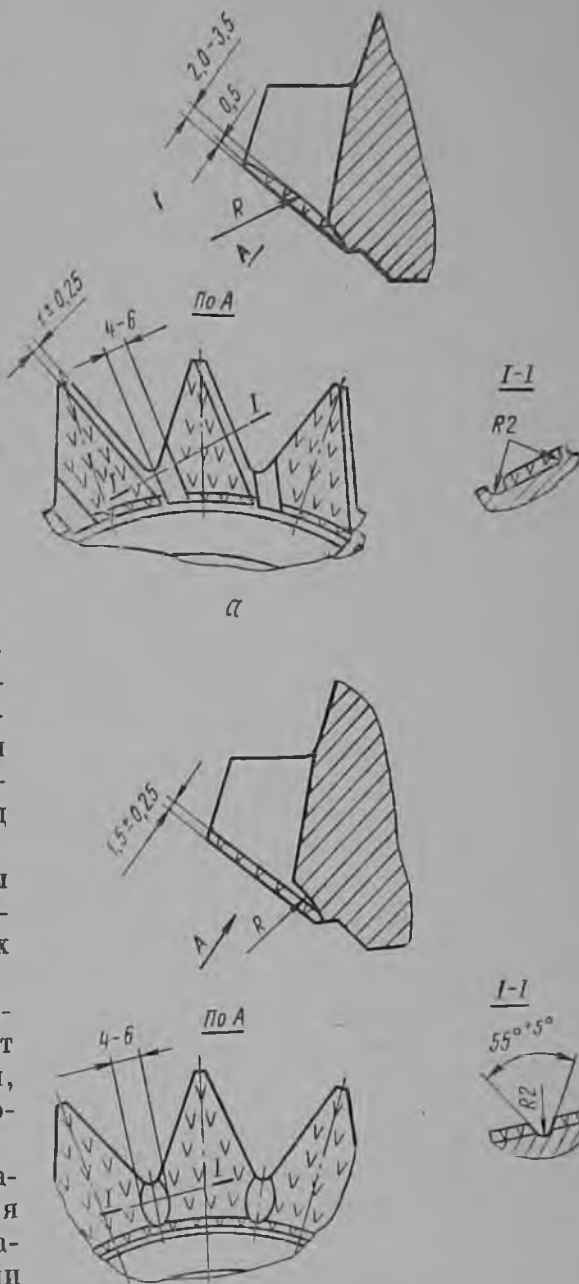


Рис. 63. Схемы армирования и разделки тыльной части шарошек. а — для газовой наплавки; б — для наплавки ТВЧ.

пород долотами со смещенными осями шарошек типов М, МС и С, причем в долотах с положительным смещением армируется тыльная часть зуба, обращенная к вершине шарошек, так как в этом направлении действует скорость продольного скольжения.

На рис. 63 приведены схемы армирования и разделки тыльной части шарошки для разных методов наплавки.

§ 14. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВООРУЖЕНИЯ С ТВЕРДОСПЛАВНЫМИ ЗУБКАМИ. СОРТАМЕНТ ЗУБКОВ ДЛЯ БУРОВЫХ ДОЛОТ

Вооружение шарошек твердосплавными зубками, как известно, осуществляется в долотах типов ОК, К, ТК, ТКЗ, ТЗ, СЗ, МСЗ, МЗ.

Вставные твердосплавные зубки, применяемые в настоящее время в трехшарошечных долотах в качестве породоразрушающих элементов, имеют две основные разновидности, предусмотренные ГОСТ 880—67. Металло-керамические зубки формы Г-26 с полусферической головкой из сплава ВК-8В. ВК-8ВК используются для долот типов ОК, К, ТК, ТКЗ; зубки формы Г-25 с клиновидной головкой из сплава ВК-15, ВК-8ВК используются для долот типов ТКЗ, ТЗ, СЗ, МСЗ, МЗ.

В табл. 13, 14, 15 приведен сортамент этих зубков с указанием величин диаметров и длин в состоянии поставки в шлифованном виде (зубки формы Г-54 применяются только для армирования калибрующих поверхностей шарошек).

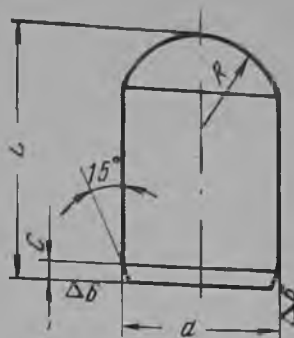
На рис. 64 показаны принципиальные схемы расположения вставных зубков на шарошках долот разных типов. Из этих схем видно, что вставные зубки вписываются в контуры шарошек основных типов с фрезерованными зубьями.

Рассмотрим некоторые особенности построения вооружения с вставными твердосплавными зубками.

После определения оптимальных размеров калибрующих поверхностей, углов $\varphi_0, 2\beta, \dots, 2\beta_3$ расчета габаритов шарошек и построения развертки распределяют венцы на поверхности шарошек, исходя из выбранных диаметров зубков и необходимой степени перекрытия забоя по радиусу скважины. Во ВНИИБТ экспериментально получена зависимость механической скорости проходки гранита от межвенцовых зазоров (рис. 65), которую проектантам рекомендуется учитывать.

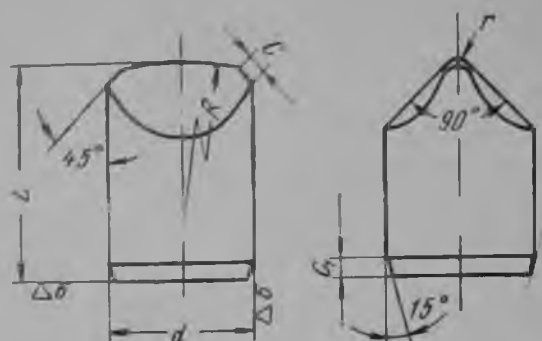
В долотах типа ОК контур шарошек, выраженный углами $2\beta, \dots, 2\beta_3$, значительно отличается от долот типа Т, так как эти долота лучше выполнять с тремя вершинами, которые могут быть размещены внутри контуров основных конусов, как это показано на рис. 64. Кроме того, для улучшения перекрытия забоя зубками, расположенными на дополнительных конусах, конусы сдвигаются (см. рис. 64), образуя угол наклона к вертикали периферийных зубков в пределах $35-45^\circ$. Необходимость такого расположения периферийных зубков вызывается также тем, что в этом случае

Таблица 13



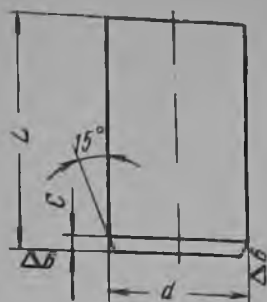
Номера изделий	d, мм		L, мм		R, мм справочный	C, мм	Ориентировочный вес 1 шт., г
	номинальный	допуск	номинальный	допуск			
Г2601	3,14	—0,03	5	—0,25 —0,35	1,8	0,4 ÷ 0,5	0,8
Г2602	4,14	—0,03	5		2,3		1
Г2603			6				1,1
Г2604	5,14	—0,03	6		2,8		1,7
Г2605			8				2,2
Г2606			7				1,9
Г2607	6,14	—0,03	12	—0,3 —0,4	3,4	0,5 ÷ 0,6	4,3
Г2608			10	—0,25 —0,35			4,2
Г2609			9				3,5
Г2610			8				3,3
Г2611	8,14	—0,03	16	—0,3 —0,4	4,5	0,8 ÷ 1,0	12
Г2612			14				10,5
Г2613			12	—0,25 —0,35			9
Г2614			10				1,3
Г2615	10,14	—0,03	20	—0,3 —0,4	5,5		24
Г2616			16				19
Г2617			14				18
Г2618			13				15
Г2619			12				14
Г2620	12,14	—0,03	24	—0,4 —0,5	6,5		38
Г2621			18	—0,3 —0,4			30
Г2622			14				24
Г2623			13				22
Г2624	14,14	—0,03	24	—0,4 —0,5	7,5		49
Г2625			20	40			

Таблица 14



Номера изделий	d, мм		L, мм		C ₁ , мм	R, мм справочный	C, мм справочный	r, мм справочный	Ориентировочная масса Г шт.
	номинальный	допуск	номинальный	допуск					
Г2501	3,14	-0,03	5						0,6
Г2502			8			8			1,3
Г2503	4,14	-0,03	6	-0,25 -0,35	0,4 ÷ 0,5				0,9
Г2504			10						2,5
Г2505	5,14	-0,03	8			10			2
Г2506			7						1,7
Г2507			12	-0,3 -0,4			0,5	0,5	4,3
Г2508	6,14	-0,03	10	-0,25 -0,35	0,5 ÷ 0,6	12			3,5
Г2509			8						2,7
Г2510	8,14	-0,03	15						10
Г2511			14	-0,3 -0,4					8,5
Г2512			12			16			8,4
Г2513	8,14	-0,03	11	-0,25 -0,35					4,1
Г2514			10						5,7
Г2515			20	-0,4 -0,5					19,5
Г2516			16						15
Г2517	10,14	-0,03	14	-0,3 -0,4	0,8 ÷ 10	20			13
Г2518			13						11
Г2519			12						10,5
Г2520			24				1	1	34
Г2521			20	-0,4 -0,5					24
Г2522	12,14	-0,03	18			24			21
Г2523			16	-0,3 -0,4					20,5
Г2524			19						17,5
Г2525	14,14	-0,03	24	-0,4 -0,5					44
Г2526			20			28			40

Таблица 15



Номера изделий	d, мм		L, мм		C, мм	Ориентировочный вес 1 шт., г
	номинальный	допуск	номинальный	допуск		
Г5401	3,14	—0,03	3	—0,15	0,4 ÷ 0,5	0,3
Г5402	4,14	—0,03	4	—0,25		0,8
Г5403	5,14	—0,03	5	—0,2 —0,3		1,5
Г5404			4	—0,15 —0,25		1
Г5405	6,14	—0,03	6	—0,2 —0,3	0,5 ÷ 0,6	2,5
Г5406			5			1,8
Г5407	8,14	—0,03	7	—0,25 —0,35	0,8 ÷ 1,0	4,7
Г5408			6	—0,2 —0,3		3,4
Г5409	10,14	—0,03	8	—0,25 —0,35		7,6
Г5410	12,14	—0,03	10			14,3
Г5411			8			9,1

Таблица 16

Элементы долота	Вылет в мм для типа долота							
	ОК	К	ТК	ТКЗ	ТЗ	СЗ	МСЗ	МЗ
На вершинах	2—3	3—4	3		3—4			5—6,5
На основных конусах	2,5—3	4—5	3		4—5			5—6,5
На промежуточных	3—4	4—5	3		4—5			5—6,5
На дополнительных	4—6	5—7	3		5—7			6—8

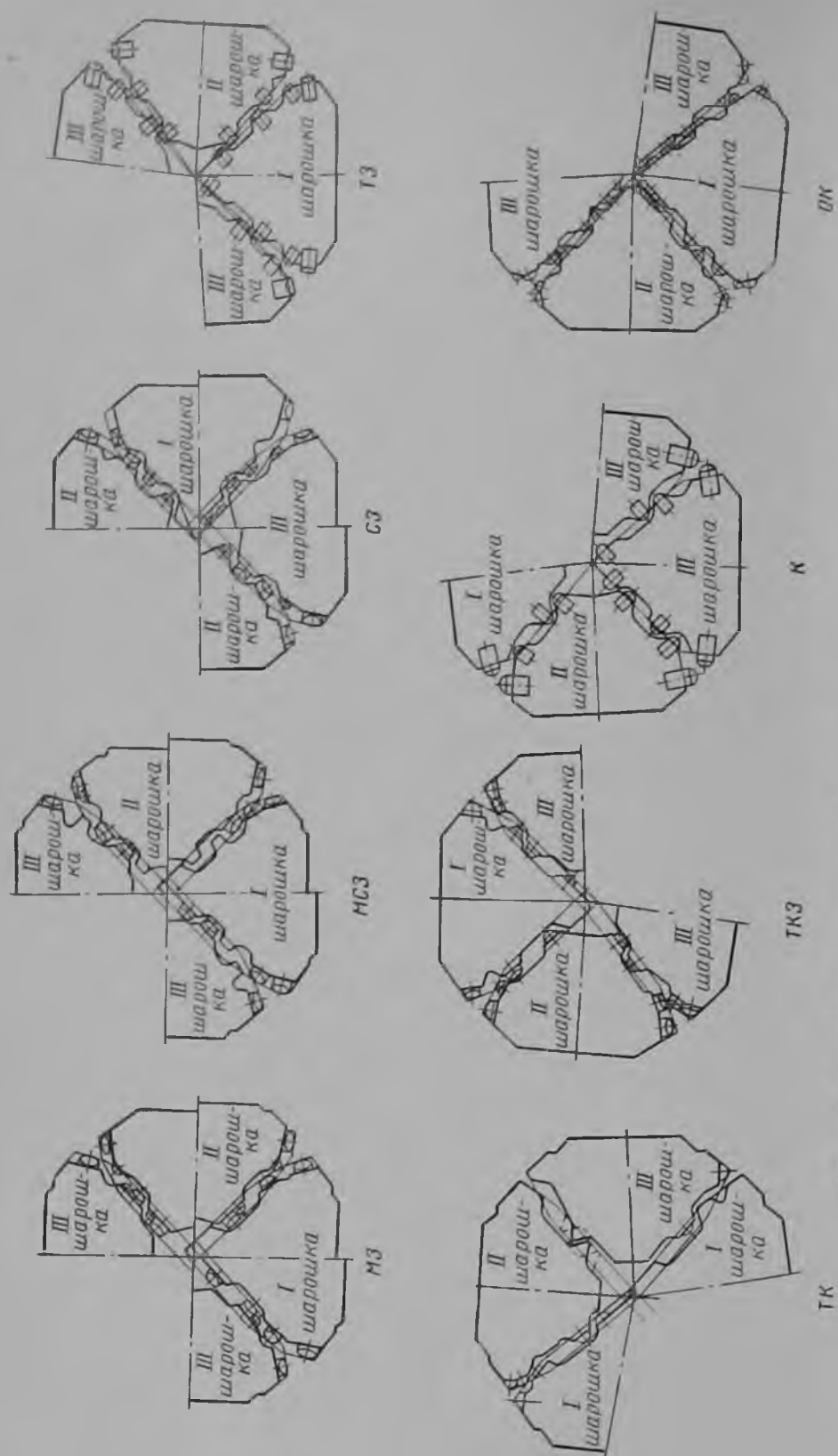


Рис. 64. Схемы расположения дубков на шарашках дорог различных типов.

имеется возможность обеспечить необходимый минимум в 1,5—2 мм тела шарошки в месте входных отверстий под зубки, вылет которых обычно не более 2,5 мм. В табл. 16 приводятся рекомендуемые величины вылета зубков для различных типов штыревых долот диаметрами 190—269 мм.

При проектировании долот типов К, ТК, ТКЗ, ТЗ рабочие кромки зубков, как правило, вписываются в контур шарошек, построенный для долота типа Т, могут быть предусмотрены оснащенные зубками (внутри основного конуса) вершины на второй и третьей шарошках. На венцах штыревых долот этих типов целесообразно делать канавки между зубками. Тыльный конус шарошек рекомендуется оснащать вставными зубками формы Г-54. При этом весьма важно размещать зубки на тыльном конусе так, чтобы они вписывались в калибрующую

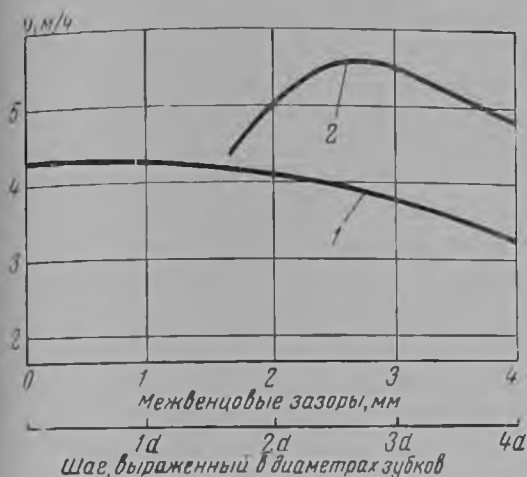


Рис. 65. Зависимость механической скорости проходки гранита

1 — от межвенцовых зазоров, 2 — от шага зубков.

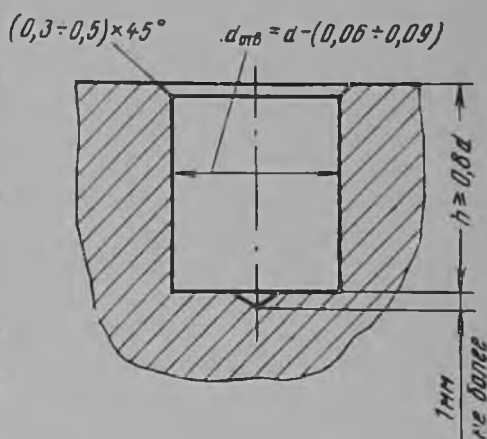


Рис. 66. Конструкция отверстия под зубки.

поверхность шарошек; для этого при изготовлении шарошек необходимо ввести операцию окончательной обработки тыльного конуса.

Рекомендуемая конструкция отверстия под зубки показана на рис. 66.

Вооружение шарошек долот типов СЗ, МСЗ и МЗ проектируется на базе шарошек долот типов С, МС и М. Поскольку долота этих типов предназначены разрушать перемежающиеся абразивные хрупкие и неабразивные пластичные породы, лучшим вариантом для них является такое расположение венцов и зубков на шарошках, при котором они делятся на основные и вспомогательные и образуют при работе ступенчатую форму забоя. Рабочие кромки зубков на основных венцах должны быть вписаны в контур шарошек этих типов; на вспомогательных венцах зубки находятся внутри основного контура (см. рис. 64).

Глава VI

КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОР ШАРОШЕК

§ 1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ОПОР

Опора в процессе вращения шарошки должна обеспечить передачу нагрузок от инструмента через цапфу и тела качения вооружению шарошки, находящемуся в контакте с породой забоя.

Величина нагрузки F , воспринимаемая опорой, определяется силами реакции забоя и стенки скважины, приходящимися на одну секцию долота (рис. 67). Составляющая F_1 обусловлена нормальной реакцией забоя q_1 , составляющая F_2 есть сумма сил, препятствующих перекатыванию шарошки по забою (силы трения качения, силы q_2 и q_3 , связанные с проскальзыванием зубьев по забою и стенкам скважины в направлении вращения долота); составляющая F_3 определяется совокупностью нормальной реакции стенки скважины q_4 и сил q_5 , связанных с проскальзыванием зубьев по забою в радиальном направлении при наличии смещения осей шарошек e_0 .

В целом вопрос о величине и источниках возникновения нагрузок в опорах шарошек еще недостаточно изучен. Поэтому рассмотренная схема является условной и носит иллюстративный характер.

Сила F направлена под некоторым углом к оси вращения шарошки. Поэтому в опоре должны быть предусмотрены подшипники, способные воспринять как радиальную составляющую нагрузки, так и осевую составляющую, которая в зависимости от соотношения сил реакции может быть направлена от центра долота к периферии или от периферии к центру (например, при расширении ствола скважины).

В соответствии с рассмотренной схемой нагружения опоры выполняют в виде комбинации радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников, причем по крайней мере один радиально-упорный подшипник двустороннего действия (замковый). Функцией замкового подшипника помимо восприятия осевой составляющей нагрузки является ограничение осевого перемещения шарошки и удержание ее на цапфе.

В опорах долот в качестве радиальных используются роликовые и шариковые подшипники и подшипники скольжения; в качестве радиально-упорных — шариковые подшипники, а в качестве упорных — подшипники скольжения.

Имеют место попытки использования в опорах долот конических роликовых подшипников.

Каждый из указанных типов подшипников обладает преимуществами и недостатками, которые необходимо учитывать при конструировании опор.

Шариковый подшипник легче роликового вписывается в ограниченные габариты шарошки, но имеет меньшую несущую способность и при одинаковой нагрузке, вследствие больших контактных

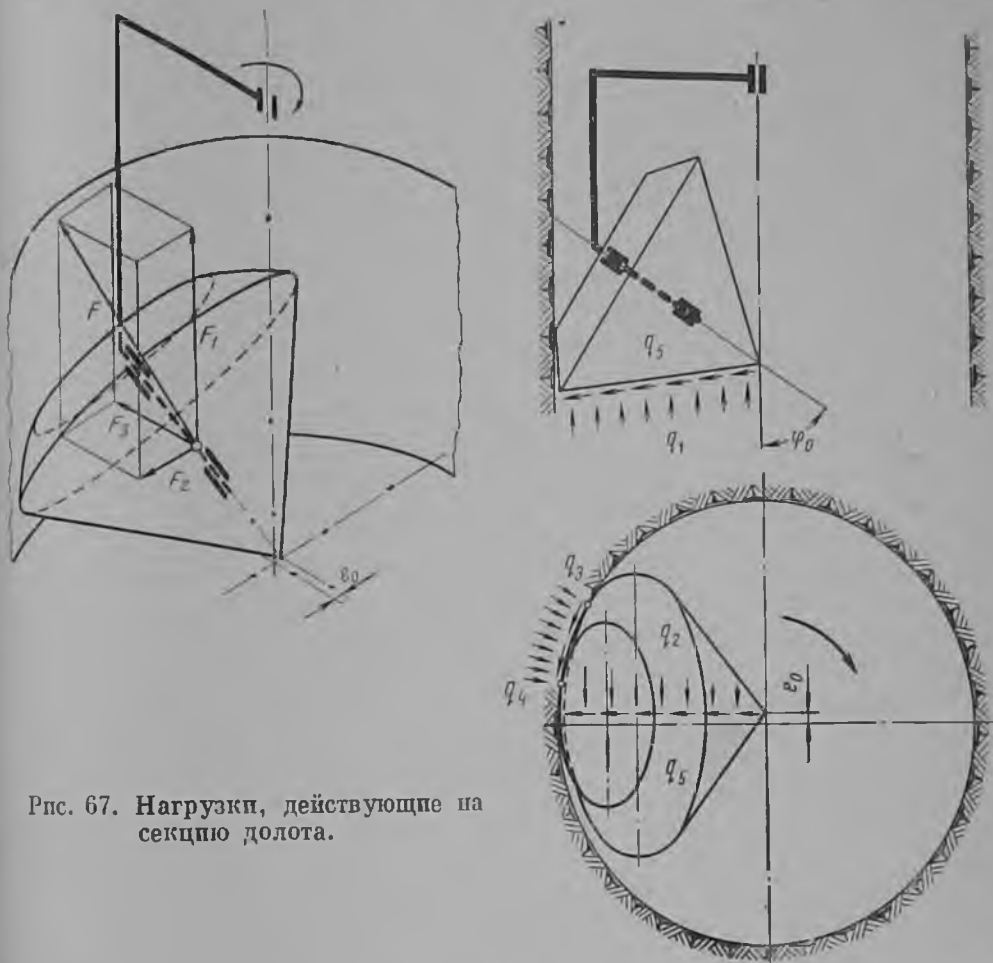


Рис. 67. Нагрузки, действующие на секцию долота.

напряжений и особенностей кинематики (наличие проскальзывания шарика по беговым дорожкам), сильнее нагревается в процессе работы, имеет меньшую долговечность и требует лучшего теплоотвода. В то же время шариковый подшипник менее чувствителен к перекосу шарошки и крайне редко служит причиной заклинивания опоры. Сдвоенные шариковые подшипники обладают способностью прирабатываться и работать совместно. Шариковые подшипники во всех серийно изготавливаемых долотах и в СССР и за рубежом используются в качестве замковых. Попытки применить для этой цели другие типы подшипников до последнего времени успеха не имели.

Роликовый подшипник имеет высокую несущую способность, но требует для своего размещения значительно больше места. Поэтому с уменьшением размера долота использование роликовых подшипников становится затруднительным, а в ряде случаев — просто невозможным. Недостатком роликового подшипника является также его повышенная чувствительность к перекосу шарошки и способность заклиниваться при неблагоприятных условиях (при значительном износе роликов или при осевом износе опоры).

Подшипник скольжения как радиальный, так и упорный обладает очень высокой несущей способностью, особенно при динамической или ударной нагрузке. Однако применять его можно только при малых относительных скоростях трущихся поверхностей (например, в малых долотах, где диаметры цапф невелики, или при малых скоростях вращения долота), так как с повышением скорости скольжения сильный нагрев не только выводит подшипник из строя, но и ухудшает условия работы ближайших подшипников качения. Наиболее часто используется подшипник скольжения в качестве концевой радиального и в качестве упорного. Периферийный радиальный подшипник скольжения имеет ограниченное применение (в долотах малых размеров).

Выбор типов подшипников при конструировании опоры определяется габаритами шарошки и условиями работы долота.

С уменьшением диаметра долота вписываемость подшипников ухудшается. Поэтому даже в тех случаях, когда по условиям работы наилучшим является роликовый подшипник, приходится вводить в схему опоры подшипник шариковый или скольжения.

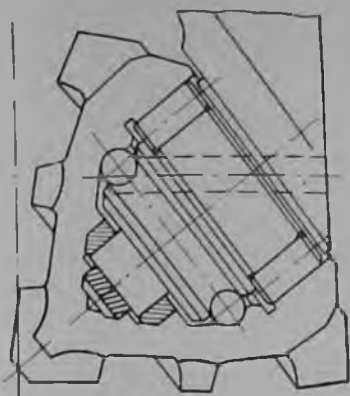
С повышением твердости породы увеличивается нагрузка, необходимая для эффективного ее разрушения, увеличивается амплитуда динамической составляющей нагрузки. Этим диктуется необходимость иметь в опорах долот для твердых и крепких пород радиальные подшипники с высокой несущей способностью при достаточно высокой несущей способности радиально-упорных и упорных подшипников.

Долота для мягких и средних пород работают обычно при несколько меньших нагрузках и с меньшей динамикой. Это позволяет несколько усиливать радиально-упорные подшипники за счет радиальных (например, заменить радиальный роликовый подшипник радиально-упорным шариковым).

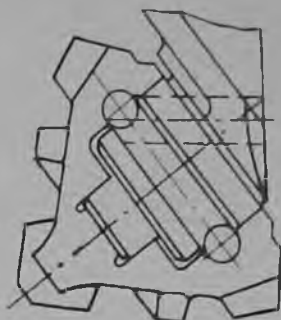
Вид промывочного агента, используемого при бурении долотом, также имеет значение для выбора подшипников, так как им определяются условия охлаждения опоры. Например, в долотах, диаметром 190 мм и более, предназначенных для бурения с продувкой воздухом, нецелесообразно использовать радиальные подшипники скольжения и шариковые подшипники из-за повышенного тепловыделения вследствие имеющей место скоростной или сплошной перегрузки.

На рис. 68 показаны наиболее известные схемы опор.

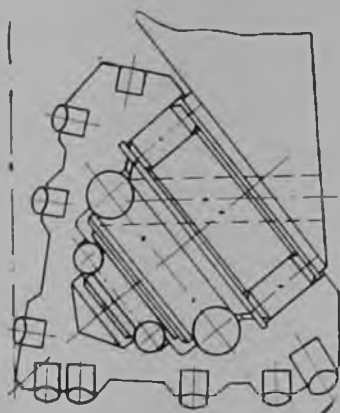
В обозначениях схемы буквы имеют следующие значения: *Р* — радиальный роликовый подшипник; *Ш* — радиальный шариковый



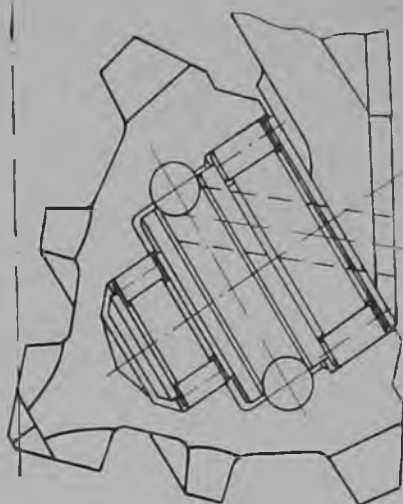
$PШ_3 CC_y$



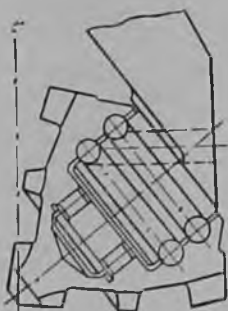
$C_8 Ш_3 C_8 C_T$



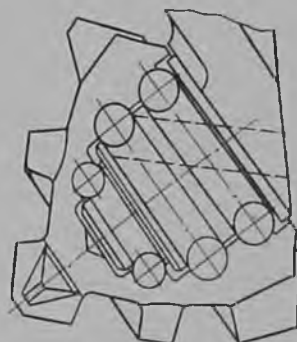
$PШ_3 Ш$



$PШ_3 P$



$Ш_3 Ш_3 P$



$Ш Ш_3 Ш$

Рис. 68. Схемы опор паровшек.

подшипник; Ш₃ — радиально-упорный (замковый) шариковый подшипник; С — радиальный подшипник скольжения со специальным твердосплавным покрытием трущихся поверхностей; С_у — упорный подшипник скольжения (пята) со специальным твердосплавным покрытием трущихся поверхностей; С₆ — радиальный подшипник скольжения, образуемый цилиндрическими поверхностями или буртами цапфы и шарошки (без специального покрытия); С_т — упорный подшипник скольжения, образуемый торцовыми поверхностями буртов цапфы и шарошки (без специального покрытия).

Порядок обозначения подшипников в опоре — от периферии к центру долота.

Табл. 17 составлена по имеющимся данным об использовании схем опор, приведенных на рис. 68, в отечественных и зарубежных конструкциях долот при различных видах и способах бурения. Эти опоры на различных этапах развития долотного производства оказались достаточно работоспособными и применялись или применяются в серийном производстве или при выпуске крупных опытных и промышленных партий долот.

В патентной литературе имеются описания и других схем и конструктивных вариантов опор, но почти все они по тем или другим причинам не нашли практического применения.

В табл. 18 указаны схемы опор, наиболее успешно используемые в настоящее время в основных размерах отечественных и импортных долот для глубокого бурения и открытых горных работ.

Таблица 17

Схемы опор отечественных и зарубежных долот для различных видов и способов бурения

Вид и способ бурения	Опоры отечественных долот	Опоры зарубежных долот
Глубокое бурение турбинным способом	РШ ₃ Р, Ш ₃ Ш ₃ Р, ШШ ₃ Р, РШ ₃ Ш, ШШ ₃ Ш, Ш ₃ ШР, РШ ₃ СС _у	—
Глубокое бурение роторным способом		РШ ₃ Р, РШ ₃ СС _у , РШ ₃ С _т СС _у
Бурение взрывных скважин с продувкой воздухом (воздушные каналы в лапах и цапфах)	РШ ₃ Р, Ш ₃ Ш ₃ Р, РШ ₃ Ш	РШ ₃ Р, РШ ₃ СС _у
Все виды бурения малыми долотами (диаметром от 46 до 151 мм)	Ш ₃ ШР, РШ ₃ С ₆ , С ₆ Ш ₃ С ₆ , С ₆ Ш ₃ С ₆ С _т , РШ ₃ СС _у , Ш ₃ Р, Ш ₃ Р	РШ ₃ С
Глубокое бурение роторным способом с использованием вибробур	С ₆ Ш ₃ С ₆ , С ₆ Ш ₃ С ₆ С _т	—

Схемы опор отечественных и зарубежных серийных долот основных размеров

Таблица 18

Диаметр долот, мм	Отечественные долота					Долота зарубежных фирм * для всех видов роторного бурения
	для бурения турбинным и роторным способом с промывкой скважины водой или раствором			для бурения взрывных скважин с продувкой воздухом		
	Типы долот			Типы долот		
	М, МЗ, МС, МСЗ, С, СЗ	СТ, Т, ТЗ, ТК, ТКЗ	К, ОК	без воздушных каналов в лапах и цапфах ТЗ, К, ОК	с воздушными каналами в лапах и цапфах ТКП, ТЗП, ТКЗП, ТП, КП, ОКП	
161		Ш ₃ Ш ₃ Р, Ш ₃ ШР		—		РШ ₃ СС _у , РШ ₃ С _т СС _у , РШ ₃ Р
190	ШШ ₃ Ш (Ш ₃ Ш ₃ Р) **	Ш ₃ Ш ₃ Р, РШ ₃ Ш		—	РШ ₃ Ш (Ш ₃ Ш ₃ Р)	
214	ШШ ₃ Ш	Ш ₃ Ш ₃ Р, РШ ₃ Р			РШ ₃ Р (Ш ₃ Ш ₃ Р)	
243	(РШ ₃ Р)	РШ ₃ Р			РШ ₃ Р	
269						
295	РШ ₃ Р		РШ ₃ Р	РШ ₃ Р		
320						

* Номинальные диаметры зарубежных долот измеряются в дюймах и поэтому несколько отличаются от принятых в СССР.

** Схемы опор, показанные в скобках, дают худшие результаты.

Промысловые и стендовые испытания долот показывают, что относительная стойкость разных конструкций опор в долотах различных типов и в долотах одного типа, но при различных условиях неодинакова. Так, например, стендовые испытания образцов опор различных конструкций в размере долота диаметром 190 мм типа Т при нагрузке, соответствующей 12 Т на долото (4 Т на опору), приводят к результатам, показанным на рис. 69. В то же время многократные промысловые испытания долот типа МЗ, МСЗ и СЗ со смеженными осями шарошек с опорами РШ₃Р и ШШ₃Ш в мягких и средних породах свидетельствуют о явном преимуществе опоры ШШ₃Ш в этих условиях. В долотах типа ОК диаметром 214 мм в глубоком бурении несколько лучшие показатели дает опора Ш₃Ш₃Р. При бурении взрывных скважин с продувкой воздухом в тех же долотах лучше работает опора РШ₃Р, а в долотах диаметром 190 мм — опора РШ₃Ш.

Сопоставление стойкости опор и режимов бурения свидетельствует о том, что практически каждая из упомянутых опор имеет

преимущества при соответствующих условиях. Поэтому в ближайшее время маловероятно создание единой конструкции опоры, одинаково пригодной для использования во всех типах долот и в любых условиях бурения. Не в состоянии опровергнуть это мнение и тот факт, что большинство зарубежных долотных фирм за последние годы во всех типах и размерах долот используют всего три принципиально близкие опоры ($P\Pi\Pi_3C$, $P\Pi\Pi_3CC_y$, $P\Pi\Pi_3C_TCC_y$). Широкое распространение в СССР турбинного способа бурения наряду со значительным объемом роторного бурения и разнообразными геологическими условиями делает такое сопоставление неправомерным.

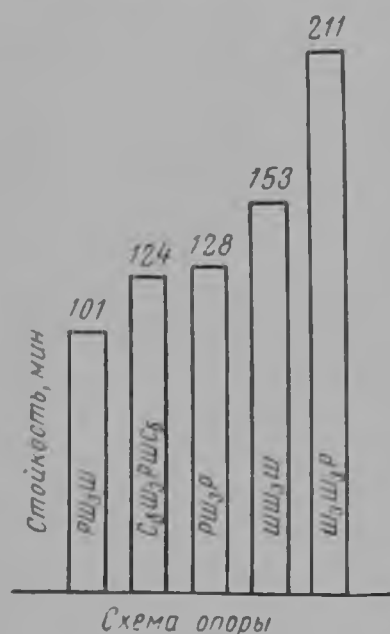


Рис. 69. Сравнительная стойкость различных конструкций опор в стендовых условиях. Скорость вращения — 550 об/мин, нагрузка на опору — 4 Т.

В то же время экономические интересы, связанные с производством долот и оснащением долотных заводов новым высокоточным и производительным оборудованием, обязывают конструкторов свести количество схем опор до минимума, не допуская существования нескольких опор с близкими показателями работоспособности.

Большое количество схем опор в отечественных долотах является своего рода данью времени, так как только широкое и продолжительное испытание в бурении позволяют выявить преимущества и недостатки конструкции опор.

Создание опор для высокооборотного (турбинного) бурения является чрезвычайно сложной и важной задачей. Поэтому вышеприведенными схемами опор не исчерпываются возможные конструктивные решения.

В последнее время наметилась тенденция специализации опор и прежде всего по трем основным направлениям:

- а) опоры долот, используемых в глубоком бурении турбинным способом;
- б) опоры долот, используемых в глубоком бурении роторным способом;
- в) опоры долот, используемых при открытых горных работах для бурения взрывных скважин с продувкой воздухом.

Возможность отыскания общих решений, приемлемых для разных направлений, не исключена, но своеобразие условий работы долот в указанных видах бурения диктует необходимость выпуска в СССР долот с разными схемами опор.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ ПОДШИПНИКОВ ОПОРЫ

Особенностью опор шарошек является блочное выполнение нескольких (не менее двух) радиальных и радиально-упорных подшипников. Эти подшипники необходимо разместить в ограниченных габаритах шарошки так, чтобы исключить возможность отрицательного воздействия одних подшипников на работоспособность других. В то же время размеры и форма беговых дорожек должны обеспечивать возможность сборки опоры и размещения в цапфе сборочного отверстия, через которое шарики закатываются в замковый подшипник.

Рассмотрим конструктивные элементы подшипников различных типов.

Роликовый подшипник (рис. 70, а и б) выполняется в виде двух беговых дорожек, пространство между которыми заполнено цилиндрическими роликами диаметром d_p и длиной l_p . Беговая дорожка на цапфе имеет П-образный профиль. Ширина дорожки несколько больше длины ролика (обычно на $0,1 \div 0,2$ мм). Высота буртов обычно принимается равной половине диаметра ролика или несколько большей.

Беговая дорожка в шарошке для обеспечения возможности сборки с одной стороны делается открытой, а с другой — имеет

бурт, отстоящий от торца ролика на расстоянии S . Возможно выполнение беговой дорожки, открытой с двух сторон (рис. 70, в). У периферийного роликового подшипника цилиндрическая часть беговой дорожки, обращенная к торцу шарошки, должна нависать над буртом цапфы. Желательно, чтобы для защиты опоры от шлама козырек

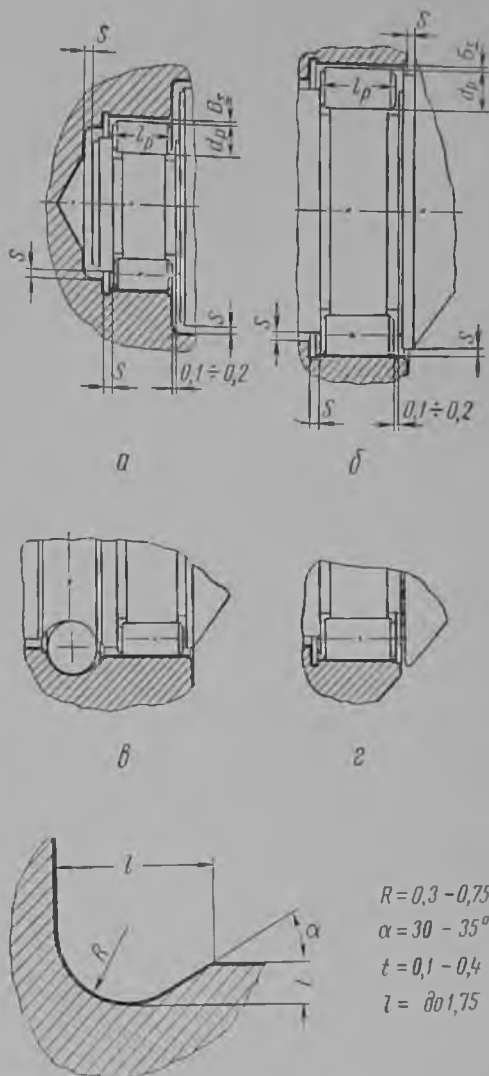


Рис. 70. Конструкция роликовых подшипников

лапы перекрывает зазор между цилиндрической поверхностью беговой дорожки в шарошке и поверхностью периферийного бурта цапфы (рис. 70, *з*), последнее, однако, не является обязательным. Высота бурта в шарошке с противоположной стороны беговой дорожки принимается конструктивно, но так, чтобы зазор между цилиндрическими поверхностями буртов был не меньше S . Таким же или несколько меньшим должен быть зазор между торцом шарошки и торцом козырька лапы. Возле буртов на цилиндрической части беговых дорожек делаются канавки для выхода шлифовального круга (рис. 70, *д*). Канавка такой формы хотя и несколько уменьшает ширину контактной поверхности беговой дорожки, но зато создает меньшую концентрацию напряжений, так как профиль перехода от дорожки к торцу бурта достаточно плавный. Глубину канавки можно показывать только в шарошках. На цапфе предпочтительнее задавать диаметр проточки.

Конструкция концевой роликовой подшипника аналогична. Отметим только, что в шарошке ширина цилиндрической поверхности беговой дорожки должна максимально перекрывать цилиндрическую поверхность ролика. Необходимо также обеспечить зазор S между дном шарошки и внешним торцом бурта цапфы.

Величина зазора S существенно влияет на работу опоры в различных условиях. По мере износа подшипников в осевом и радиальном направлениях цилиндрические поверхности и торцы буртов цапфы и шарошки вступают в соприкосновение. При высокооборотном (турбинном) бурении трение буртов сопровождается сильным нагревом. В условиях плохого теплоотвода нагрев может привести к выходу из строя подшипников качения в результате оплавления буртов тел качения и беговых дорожек с последующим заклиниванием. При низкооборотном бурении соприкасающиеся бурты превращаются в дополнительные подшипники скольжения, что может несколько повысить работоспособность опоры. При любой скорости вращения долота касание торца шарошки и торцов роликов совершенно недопустимо, так как ролик оказывается зажатым между буртом шарошки и периферийным буртом цапфы. Возникающий при этом перекашивающий момент сил трения приводит к развороту роликов в беговой дорожке и заклиниванию.

При конструировании опор обычно стремятся иметь максимальные значения S . Для долот диаметром 190 мм и более значение S не должно быть меньше 1,5 мм. Для долот меньших размеров $S \geq 1$ мм.

Фактическая величина зазора S в изношенной опоре зависит от точности выполнения линейных и диаметральных размеров деталей опоры.

Шариковый подшипник в опорах выполняется в двух вариантах (рис. 71: *а* и *в* — открытый (одностороннего действия) и *б* — закрытый (двустороннего действия — замковый).

Беговая дорожка на цапфе у обоих вариантов обычно имеет форму желоба, профиль которого выполнен по радиусу (рис. 71, *з*).

Величина радиуса выбирается в пределах $r = (0,507 \pm 0,520) d_m$. Выбор конкретной величины радиуса связан с общим расчетом и точностью выполнения зазоров в опоре.

Значительно лучшей работоспособностью обладает подшипник, у которого профиль беговой дорожки у нагруженного бурта выполнен по прямой, касательной к радиусной части и направленной под углом $18-20^\circ$ к вертикали (рис. 71, ∂). Более плавный переход от профильной части к бурту способствует меньшей концентрации напряжений, что уменьшает вероятность выкрашивания поверхности беговой дорожки у края бурта и, с учетом лучшей кинематики,

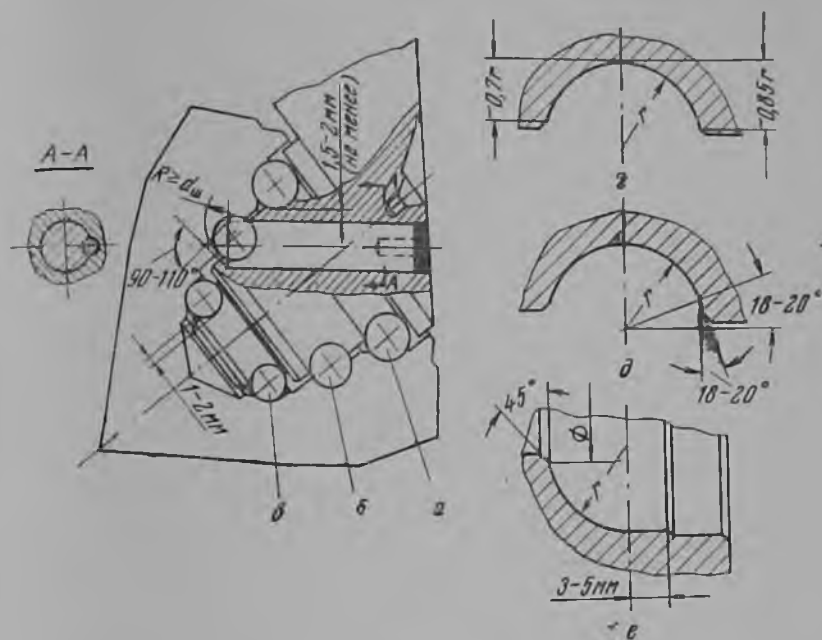


Рис. 71. Конструкция шариковых подшипников.

обеспечивает значительно большую стойкость подшипника. Однако, ввиду отсутствия оборудования для шлифования профиля такой формы он пока не нашел применения в долотах.

Большая глубина желоба является характерной особенностью долотных шариковых подшипников, затрудняющей обработку на шлифовальных станках. Шлифование беговой дорожки, выполненной по радиусу (рис. 71, $з$), возможно только врезанием с использованием шлифовальных кругов преимущественно малого диаметра.

Искажения профиля желоба, приводящие к возникновению «паразитных» контактов в подшипнике и, как следствие, к проскальзыванию шарика и повышенному износу подшипника [23], недопустимы. Поэтому правка шлифовального круга приобретает особо

важное значение. Наилучшие результаты дает алмазная правка с помощью поворотного приспособления. Из рис. 72 видно, что поворот алмаза на угол более 180° невозможен, так как углубление алмаза в торец круга исключает возможность его повторной заправки. Следовательно, желоб должен иметь глубину не более радиуса профиля, а для уменьшения износа шлифовального круга у края желоба выгодно иметь минимальную глубину желоба. Наибольшей нагрузке подвержена периферийная сторона желоба беговой дорожки (так называемый нагруженный бурт). Высота нагруженного бурта должна приниматься равной $\sim 0,85$ г, а противоположного (ненагруженного) — $\sim 0,7$ г.

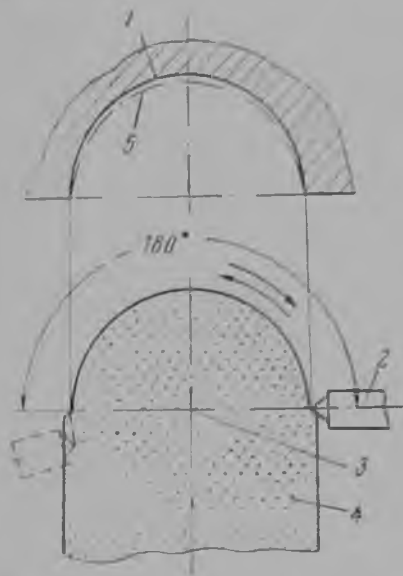


Рис. 72. Алмазная правка круга при шлифовании шариковых беговых дорожек.

1 — шлифуемый профиль; 2 — алмазный наконечник; 3 — центр вращения алмазного наконечника; 4 — шлифовальный круг; 5 — припуск.

У шариковых подшипников, предназначенных для восприятия только радиальной или осевой односторонней нагрузки, ненагруженный бурт может иметь меньшую высоту (1—2 мм) или вообще отсутствовать.

Форма желоба в шарошке у подшипника двустороннего действия аналогична желобу на цапфе подшипника, а у подшипника одностороннего действия имеет профиль, образованный радиусом и прямой линией, т. е. не имеет ненагруженного бурта (открытая дорожка).

Чистота обработки поверхностей качения на цапфе и в шарошке должна быть не ниже 7-го класса по ГОСТ 2789—59.

Острые кромки на буртах беговых дорожек не допускаются и должны быть притуплены фаской или радиусом.

Размещая подшипники в опоре, необходимо выдерживать требуемые толщины буртов и стенок шарошки (табл. 19). Уменьшение толщины буртов и стенок шарошки против нормы может привести к сколу буртов или козырька, расколу шарошки или продавливанию зубков через стенку шарошки.

Заполнение замкового подшипника шариками производится через сборочное отверстие, которое затем закрывается замковым пальцем. Палец фиксируется от проворота штифтом и заваривается. Штифт иногда устанавливается под углом к оси пальца. Конец пальца, выходящий на беговую дорожку, делается фасонным: точится термобрабатывается и шлифуется в сборе с цапфой. Для ограничения осевого перемещения пальца и предотвращения выступающего его фасонной поверхности над беговой дорожкой палец должен иметь упор в тело бурта цапфы. В то же время ослабление бурта сборочным

Толщины буртов, козырька лапы и стенок шарошки*

Диаметр долота,	Минимальные значения размеров, мм						Примечание		
	толщина бурта шарикового замкового подшипника		толщина стенки шарошки		толщина козырька лапы	толщина бурта концевого роликового подшипника		расстояние от торца твердосплавного зубка до беговой дорожки в шарошке	
	нагруженного	ненагруженного (защитного)	у концевого подшипника	у замкового подшипника					
76	5,7	3,2—3,5	4,0—4,2	5,4—5,4	—	—	2—2,9		
97	8,0		5,2—6,0	4,9—6,7	—	—			
112	4,8—5,7		5,0—5,1	4,0—4,6	—	3,2—4,9			
118	9,7	3,8—4,7	6,0—6,1	5,1—6,4	—	—	—		
132	6,0		4,5—4,9	4,5—4,6	—	4,9			
140			5,5—5,8	6,5—7,0		3,0			
145	6,0	4,0—4,2	5,6—6,9	7,0—7,4	1,7—2,0	—	4,4 2,7		
151		4,4—4,7	5,2—6,6	4,9—8,0		4,9			
161	5,7—7,2	4,7—4,9	4,6—6,0	7,2—9,8	—	5,9	1,7—2,7		
190	7,0—7,4		6,9—7,2	9,0—10,0	—	4,0—6,4	4		
214	5,6—6,0	4,9—5,3	7,0—8,5	10,7—12	3,0	—	4,5		
243	6,2—7,2	5,9—6,9	7,8—9,0	11,2—15,5			3,5—3,9	5,8—7,3	4,9
269	7,2		6,9—7	11—12,5	16,0—19,0	4,0—5,7			3,3—5,3
295									
320	7,8—8,7								

* Таблица составлена по чертежам долот, находящихся в серийном производстве.

отверстием должно быть минимальным. С этой целью концу пальца и дну отверстия придается форма конуса с углом при вершине 90—110°. Диаметр сборочного отверстия принимается несколько большим диаметра шарика, а положение его выбирается с соблюдением следующих требований:

а) поверхность желоба должна быть вскрыта сборочным отверстием на величину, достаточную для прохождения шарика;

б) расстояние между цилиндрической частью сборочного отверстия и рабочей поверхностью беговой дорожки ближайшего подшипника должно быть не менее 1,5—2 мм;

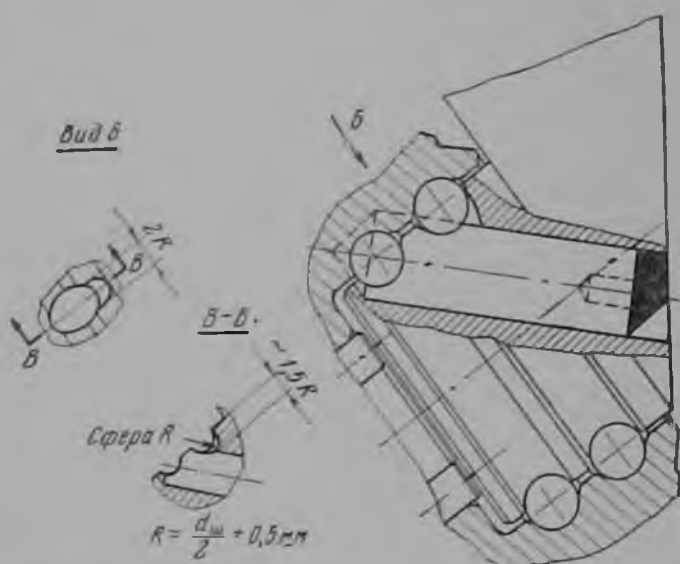


Рис. 73. Опора с двухрядным замковым подшипником.

в) центровое отверстие на спинке лапы не должно врезаться в сборочное отверстие.

На рис. 73 показана конструкция замкового отверстия и пальца для опоры двухрядным замковым подшипником. Отверстие выполнено с несколько большим диаметром с таким расчетом, чтобы через него при небольшой дополнительной разделке выхода в периферийном желобе можно было заполнять шариками обе дорожки. Замковый палец в этом случае перекрывает выходные отверстия в обоих желобах.

Заварка пальца сопровождается нагревом и отпуском наиболее ответственной нижней нагруженной части беговой дорожки периферийного подшипника. Понижение твердости поверхности приводит к преждевременному выходу подшипника из строя. Для уменьшения времени заварки, а следовательно, и прогрева цапфы в послед-

нее время стали применять одностороннюю заварку пальца вместо сплошной.

В долотах ряда зарубежных фирм фасонная часть пальца обрабатывается отдельно от цапфы и не подвергается термообработке. Окончательная подгонка пальца проводится зашлифовкой вручную. Для исключения возможности выступания пальца над поверхностью желоба верхняя часть желоба вместе с пальцем после термообработки лапы проверяется вручную напроход профилированным шлифовальным кругом, имеющим поступательное перемещение.

Концевой радиальный подшипник скольжения может выполняться в двух вариантах.

Для повышения износостойкости цапфа по всей поверхности или с нагруженной стороны наплавляется твердым сплавом типа стеллит, а в тело шарошки запрессовывается втулка из износостойкой стали (рис. 74).

В малых долотах удовлетворительно работают концевые подшипники скольжения, выполненные непосредственно из материала цапфы и шарошки.

Концевые упорные подшипники также выполняются в двух вариантах: с наплавкой торца цапфы и запрессовкой в шарошку подпятника и непосредственно из материала цапфы и шарошки.

Радиальный зазор в радиальных подшипниках скольжения назначается таким образом, чтобы наименьшая его величина составляла $0,15 \div 0,20$ мм.

В ряде конструкций зарубежных фирм получил распространение упорный подшипник, образуемый торцами буртов шарошки и цапфы, однако работоспособность такого подшипника в условиях высокооборотного бурения недостаточна.

Взаимодействие подшипников в процессе восприятия действующих на опору нагрузок осуществляется и регулируется радиальными и осевыми зазорами.

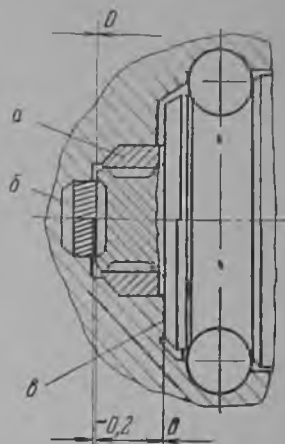


Рис. 74. Подшипники скольжения в опоре шарошки.

а — радиальный подшипник с наплавкой и втулкой (тип С); б — пята с наплавкой и подпятником (тип Су); в — торцовый подшипник (тип Ст).

§ 3. ТЕЛА КАЧЕНИЯ. СОРТАМЕНТ И НОРМЫ ТОЧНОСТИ

Ролики и шарики для подшипников опор шарошечных долот поставляются по специальным техническим условиям подшипниковой промышленности. Материалом для их изготовления служит сталь 55СМ5ФА-Ш-ВД, выплавляемая с использованием электрошлакового и вакуумно-дугового переплава по техническим условиям

Таблица 20

Условное обозначение по нормали ТУН-34-58	Диаметр ролика, мм	Длина ролика, мм	Координаты фисок, мм
ДУ 4×6 ПН	4	6	0,3 ^{+0,2} _{-0,1}
ДУ 4×8 ПН	4	8	
ДУ 5×8 ПН	5	8	
ДУ 5×10 ПН	5	10	0,5 ^{+0,3} _{-0,2}
ДУ 6×8 ПН	6	8	
ДУ 6×10 ПН	6	10	
ДУ 6×12 ПН	6	12	
ДУ 7×9 ПН	7	9	
ДУ 7×12 ПН	7	12	
ДУ 7×14 ПН	7	14	
ДУ 8×10 ПН	8	10	
ДУ 8×12 ПН	8	12	
ДУ 8×14 ПН	8	14	
ДУ 8×16 ПН	8	16	
ДУ 9×8 ПН	9	8	
ДУ 9×9 ПН	9	9	
ДУ 9×16 ПН	9	16	
ДУ 9×18 ПН	9	18	
ДУ 10×9 ПН	10	9	
ДУ 10×12 ПН	10	12	
ДУ 10×16 ПН	10	16	
ДУ 10×18 ПН	10	18	
ДУ 10×20 ПН	10	20	
ДУ 11×11 ПН	11	11	0,8 ^{+0,4} _{-0,3}
ДУ 11×13 ПН	11	13	
ДУ 11×18 ПН	11	18	
ДУ 11×20 ПН	11	20	
ДУ 11×22 ПН	11	22	
ДУ 12,5×14 ПН	12,5	14	
ДУ 12,5×16 ПН	12,5	16	
ДУ 12,5×18 ПН	12,5	18	
ДУ 12,5×20 ПН	12,5	20	
ДУ 12,5×22 ПН	12,5	22	
ДУ 12,5×25 ПН	12,5	25	
ДУ 13×26 ПН	13	26	
ДУ 14×15 ПН	14	15	
ДУ 14×17 ПН	14	17	
ДУ 14×20 ПН	14	20	
ДУ 14×28 ПН	14	28	
ДУ 15×15 ПН	15	15	
ДУ 15×17 ПН	15	17	
ДУ 15×25 ПН	15	25	
ДУ 15×30 ПН	15	30	
ДУ 17×17 ПН	17	17	
ДУ 17×19 ПН	17	19	
ДУ 17×22 ПН	17	22	
ДУ 17×35 ПН	17	35	
ДУ 18×36 ПН	18	36	
ДУ 20×20 ПН	20	20	1,0 ^{+0,5} _{-0,3}
ДУ 20×35 ПН	20	35	
ДУ 20×40 ПН	20	40	

Министерства черной металлургии СССР ЧМТУ-1-169—67 и имеющая следующий химический состав:

Марки стали	Химический состав, %							
	углерод	марганец	кремний	молибден	ванадий	хром	сера	фосфор
						не более		
55СМ5ФА-Ш-ВД	0,53—0,60	0,3—0,6	0,8—1,1	0,4—0,6	0,15—0,25	0,3	0,020	0,025

Ролики из этой стали термообрабатываются до твердости HRC 55—57, а шарики — до твердости HRC 54—56.

Для роликов установлены следующие нормы точности: допускаемые отклонения по диаметру (группа П-повышенный класс) — 0,03 мм; допускаемые отклонения по длине (группа Н — нормальный класс) — 0,05 мм; степень точности V разноразмерность по диаметру в одной отсортированной группе 0,01 мм.

Ролики поставляются отсортированными по группам.

В условном обозначении ролика указываются слева направо: индекс Д — поставка сортировочными группами; V — степень точности; $d_p \times l_p$ — диаметр и длина; П — группа точности по диаметру; Н — группа точности по длине.

Пример обозначения в чертеже: «Ролик ДV—10 × 20 ПН — 04 Н — 31—58 ВНИПП».

Форма, размеры и чистота поверхности роликов показаны на рис. 75 и в табл. 20.

Для шариков всех размеров установлены следующие нормы точности: чистота поверхности — не ниже $\nabla 10$ по ГОСТ 2789—59; допускаемые отклонения по диаметру $\pm 0,01$ мм; разноразмерность в одной отсортированной группе 0,005 мм, что соответствует IV степени точности по ГОСТ 3722—60.

Техническими условиями ВНИПП ТУ 37.006.001—70 предусмотрены следующие диаметры шариков (табл. 21).

Шарики поставляются отсортированными по группам. Пример обозначения в чертеже «Шарик $\varnothing 12,7 \pm 0,01$ ТУ37.006.001—70».

Ранее поставлявшиеся для долот шарики имели слишком большой производственный допуск ($\pm 0,05$ мм). При таком допуске

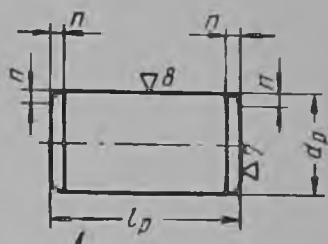


Рис. 75. Ролик для подшипников опоры шарошки.

только за счет поступления на сборку различных сортировочных групп шариков зазоры в шариковых подшипниках опор долот одного типа могут изменяться на 0,2 мм.

Т а б л и ц а 21

Диаметры шариков	
	дюймы
2,381	3/32
3,969	5/32
4,763	3/16
5,556	7/32
6,350	1/4
7,938	5/16
9,525	3/8
11,113	7/16
12,700	1/2
14,288	9/16
15,875	5/8
17,463	11/16
19,050	3/4
20,638	13/16
22,225	7/8
23,813	15/16
25,400	1
26,988	1 1/16
28,575	1 1/8

Расчетами установлено, что при изготовлении беговых дорожек опоры с экономически целесообразной точностью невозможно стабилизировать зазоры в требуемых пределах при допуске на диаметр шариков $\pm 0,05$ мм. Селективный подбор тел качения в блоке взаимосвязанных по зазорам подшипников или изготовление беговых дорожек с размерами, соответствующими фактическим размерам шариков в отсортированной группе, поступающей на сборку, в условиях крупносерийного производства осуществить весьма трудно, а в ряде случаев — невозможно.

Поэтому, с учетом проведенных исследований и зарубежного опыта производства долот подшипниковая промышленность перешла на изготовление шариков для подшипников опор долот с более высокой точностью.

§ 4. РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ БЕГОВЫХ ДОРОЖЕК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Если Z тел качения диаметром d расположить равномерно по окружности D_{cp} (рис. 76), то из треугольника, отмеченного штриховкой

$$\sin \frac{180^\circ}{Z} = \frac{\frac{d+f}{2}}{\frac{D_{cp}}{2}}$$

откуда средний диаметр подшипника

$$D_{cp} = \frac{d+f}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}, \quad (VI.1)$$

где f — зазор между телами качения.

При заданном среднем диаметре D_{cp} , диаметре тел качения d и зазоре f количество тел качения может быть определено по формуле

$$Z = \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{d+f}{D_{cp}}}. \quad (VI.2)$$

Полученное значение Z округляется до ближайшего целого значения, после чего проверяется фактический зазор

$$f = D_{\text{ср}} \sin \frac{180^\circ}{Z} - d. \quad (\text{VI.3})$$

Зазор f не должен быть менее 0,05 мм для роликовых подшипников и 0,1 — для шариковых.

Расчетные диаметры внутренней и наружной беговых дорожек подшипника могут быть получены из $D_{\text{ср}}$ соответственно вычитанием или прибавлением номинального диаметра тела качения.

Проставляемые на чертеже исполнительные диаметры беговых дорожек определяются несколько иначе.

Исполнительный диаметр $D_{\text{в}}$ внутренней беговой дорожки (на цапфе) получают округлением расчетной величины с точностью до 0,1 мм.

Исполнительный диаметр $D_{\text{н}}$ наружной беговой дорожки (в шарошке) определяется по формуле

$$D_{\text{н}} = D_{\text{в}} + 2d + b, \quad (\text{VI.4})$$

где b — радиальный зазор.

В приложении 3 приведены средние диаметры $D_{\text{ср}}$ и исполнительные внутренние диаметры $D_{\text{в}}$ подшипников с числом тел качения от 8 до 30 для основного сортамента шариков и роликов, применяемых в опорах долот.

Серийно изготавливаемые в настоящее время долота рассчитаны на использование шариков с допуском $\pm 0,05$ мм, соизмеримым с минимальной величиной зазора f . Поэтому диаметры беговых дорожек в этих долотах рассчитывались по максимально возможному значению диаметра шарика $d_{\text{ш}} = d_{\text{ш}} + 0,05$.

При переходе на шарики повышенной точности, поставляемые с допуском $\pm 0,01$ мм, нет необходимости менять диаметры внутренних беговых дорожек, так как небольшое увеличение зазора f не повлияет на работоспособность подшипников. Исходя из этого соображения значения $D_{\text{ср}}$ и $D_{\text{н}}$ определены по максимальным значениям диаметров шариков

$$D_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{ш}} + 0,05 + f}{\sin \frac{180^\circ}{Z_{\text{ш}}}}$$

$$D_{\text{в}} = D_{\text{ср}} - (d_{\text{ш}} + 0,05) - \text{округление до } 0,1 \text{ мм.}$$

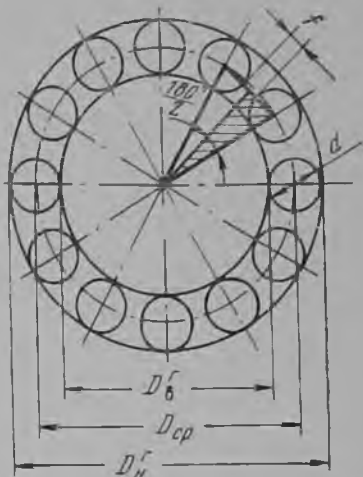


Рис. 76. Схема для расчета диаметров беговых дорожек подшипников качения.

В приложении 3 для удобства пользования приводятся также расчетные (габаритные) значения диаметров беговых дорожек в шарошке

$$D_n^r = D_n + 2(d_{ш} = 0,05) - \text{для шариковых подшипников}$$

и

$$D_n^r = D_n + 2d_p - \text{для роликовых подшипников,}$$

без учета величин радиальных зазоров.

Выбрав схему опоры и руководствуясь нормами табл. 19, определяют прочерчиванием в масштабе максимально допустимый раз-

мер наружной беговой дорожки каждого подшипника и наиболее удобно вписывающиеся в опору размеры тел качения. Затем в таблицах приложения 3 при выбранном d находят ближайшее значение D_n^r и соответствующие этому значению Z и D_B , после чего переходят к выбору и согласованию величин радиальных и осевых зазоров.

Сборка шарикового замкового подшипника производится закатыванием шариков в беговую дорожку через сборочное отверстие в цапфе в направлении от оси цапфы. Все шарики в нем, кроме последнего, расположенные в беговых дорожках беззазорно, должны обра-

зовывать суммарный зазор $A \geq d_{ш}$, так как в противном случае последний шарик в подшипник не войдет (рис. 77).

Это условие, считая шарики прижатыми к наружной беговой дорожке, можно записать в угловых величинах следующим образом:

$$2\alpha_2 \geq 2 \arcsin \frac{2d_{ш}}{D}, \quad (\text{VI.5})$$

где

$$D = D_n - d_{ш}.$$

С другой стороны,

$$2\alpha_2 = 360^\circ - 2(Z_{ш} - 2) \arcsin \frac{d_{ш}}{D}. \quad (\text{VI.6})$$

Окончательно условие прохождения последнего шарика имеет вид

$$\arcsin \frac{2d_{ш}}{D} + (Z_{ш} - 2) \arcsin \frac{d_{ш}}{D} \leq 180^\circ. \quad (\text{VI.7})$$

Заметим, что проверка прохождения шарика необходима только при малых количествах шариков ($Z_m < 13$) и при малых радиальных и окружных зазорах в подшипнике.

§ 5. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Приступая к проектированию долота и к расчету его опоры, следует учитывать, что одним из основных условий надежной работы шарошечного долота является стабильное выполнение геометрических параметров с отклонениями, не превышающими допускаемых значений.

К числу этих параметров, в первую очередь относятся осевые и радиальные зазоры в опорах шарошек.

Степень влияния размеров деталей на конечные параметры может быть определена расчетом размерных цепей, образуемых этими размерами.

Метод расчета размерных цепей на базе теории вероятностей подробно рассмотрен в работах [5, 6, 10, 18, 24], ознакомление с которыми необходимо для полного понимания теоретических основ метода.

Размерной цепью называются расположенные по замкнутому контуру размеры, непосредственно влияющие на точность одного из размеров контура.

Звеном размерной цепи называется размер, определяющий расстояние между поверхностями (осями) или их угловое расположение. Размерная цепь состоит из составляющих и исходного или замыкающего звена. Звенья цепи принято обозначать буквами русского, латинского и греческого алфавитов с цифровыми индексами у составляющих звеньев (B_1, B_2, B_1, B_2 и т. д.) и индексом Σ у замыкающего звена (B_Σ, B_Σ и др.).

Звенья, являющиеся общими для нескольких (взаимосвязанных) цепей, обозначаются комбинированным символом. Например, обозначение $B_1 (B_\Sigma)$ показывает, что первое звено цепи B является одновременно замыкающим звеном в цепи B .

На схеме размерных цепей линейные звенья обозначаются прямыми линиями, а угловые — дуговыми линиями с одной или двумя стрелками.

Уравнение размерной цепи в общем случае имеет вид

$$N_\Sigma = f(N_1, N_2, \dots, N_n) = \sum A_i N_i, \quad (\text{VI.8})$$

где N_Σ — номинальное значение размера замыкающего звена размерной цепи; N_i — номинальное значение размера i -го составляющего звена; A_i — передаточное отношение i -го составляющего звена.

Передаточные отношения при составляющих звеньях цепи характеризуют степень и направленность влияния составляющего звена на замыкающее. При определении передаточного отношения нужно найти его знак (+ или —) и величину.

Если увеличение составляющего звена увеличивает замыкающее звено, то знак при передаточном отношении положительный, а если уменьшает — отрицательный.

В соответствии со знаком передаточного отношения составляющие звенья делят на увеличивающие (знак $+$) и уменьшающие (знак $-$).

Передаточные отношения звеньев плоской размерной цепи численно равны косинусу угла, проектирующего составляющее звено на направление замыкающего.

Передаточные отношения звеньев линейной размерной цепи численно равны единице.

Передаточное отношение обозначается буквой A с соответствующим индексом (например, A_{B_1} , A_{B_2} и т. д.).

Общезвестными характеристиками точности [10] являются половина поля допуска δ и координата середины поля допуска Δ .

Если BO и HO — заданные верхние и нижние предельные отклонения размера, то

$$\delta = 0,5 (BO - HO), \quad (VI.9)$$

$$\Delta = 0,5 (BO + HO). \quad (VI.10)$$

Заметим, что в формулы (VI.9) и (VI.10) подставляются алгебраические значения BO и HO .

Погрешность замыкающего звена определяется суммированием погрешностей составляющих звеньев с учетом передаточных отношений. При изготовлении партии деталей происходит рассеивание их действительных размеров в пределах поля допуска. Явление рассеивания относится к области случайных явлений, рассматриваемых теорией вероятностей.

Поэтому расчет погрешности замыкающего звена, в данном случае — половины поля рассеивания δ'_Σ в соответствии с положениями теории вероятностей, производится по формуле

$$\delta'_\Sigma = \frac{1}{k_\Sigma} \sqrt{\sum_i A_i^2 k_i^2 \delta_i^2}, \quad (VI.11)$$

где δ_i — половина поля допуска i -го составляющего звена; k_i — коэффициент относительного рассеивания распределения отклонений i -го составляющего звена; k'_Σ — то же для замыкающего звена.

Координата середины поля рассеивания погрешностей замыкающегося звена Δ'_Σ может быть определена по формуле

$$\Delta'_\Sigma = \sum_i A_i (\Delta_i + a_i \delta_i) - a_\Sigma \delta'_\Sigma, \quad (VI.12)$$

где Δ_i — координата середины поля допуска i -го составляющего звена; a_i — коэффициент относительной асимметрии распределения отклонений i -го составляющего звена; a_Σ — то же для замыкающего звена.

Если замыкающее звено B_Σ некоторой размерной цепи B входит в другую размерную цепь B в качестве составляющего звена $B_i =$

$= B_{\Sigma}$, то удобно пользоваться формулами (VI.11) и (VI.12) в несколько другой записи:

$$k_{B_i}^2 \delta_{B_i}^2 = k_{B_{\Sigma}}^2 (\delta'_{B_{\Sigma}})^2 = \sum_i A_{B_i}^2 k_{B_i}^2 \delta_{B_i}^2; \quad (\text{VI.13})$$

$$\Delta_{B_i} + \alpha_{B_i} \delta_{B_i} = \Delta'_{B_{\Sigma}} + \alpha_{B_{\Sigma}} \delta'_{B_{\Sigma}} = \sum_i A_{B_i} (\Delta_{B_i} + \alpha_{B_i} \delta_{B_i}). \quad (\text{VI.14})$$

Это сокращает объем вычислений. Характеристики поля допуска звена B_i принимаются здесь равными характеристиками поля рас-сеивания звена B_{Σ} : $\delta_{B_i} = \delta'_{B_{\Sigma}}$; $\Delta_{B_i} = \Delta'_{B_{\Sigma}}$.

При расчете размерных цепей долота наибольшую трудность представляет правильный выбор значений k_i и α_i .

Каждый расчет размерных цепей должен опираться на конкрет-ный технологический процесс, для которого значения k_i и α_i могут быть определены экспериментально.

Ориентировочные значения k_i и α_i можно принимать по таблице, приведенной в РТМ 23—61 [20]. Значения k_{Σ} и α_{Σ} там же рекомен-дуется определять по формулам

$$k_{\Sigma} = 1 + \frac{0,55}{\sum_i |A_i| \delta_i} \left(\sqrt{\sum_i A_i^2 k_i^2 \delta_i^2} - \sqrt{\sum_i A_i^2 \delta_i^2} \right); \quad (\text{VI.15})$$

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{0,59 \sum_i A_i \alpha_i \delta_i}{\sum_i |A_i| \delta_i}. \quad (\text{VI.16})$$

По материалам РТМ 23—61 составлена табл. 22 [24] для выбора численных значений коэффициентов k_i и α_i по трем категориям раз-меров.

Т а б л и ц а 22

Наименование категории размеров	Коэффициенты	
	α_i	k_i
Охватывающие	$+0,25 \div -0,25$	$1,1 \div 1,4$
Охватываемые	$+0,3 \div -0,2$	$1,0 \div 1,4$
Ступенчатые	$+0,2 \div -0,2$	$1,0 \div 1,4$

Примечания. 1. Значения α_i рекомендуется принимать для охватываю-щих размеров отрицательные, для охватываемых — положительные, для сту-пенчатых — равные нулю.

2. Значения k_i рекомендуется принимать при более жестких допусках ближе к верхнему пределу, а при расширенных допусках ближе к нижнему пределу.

Для размерной цепи передаточные отношения составляющих звеньев могут быть с достаточной точностью определены как частные

производные функции $f(N_1, N_2, \dots, N_n)$ по соответствующему звену N_i :

$$\Delta_{N_i} = \frac{\partial f(N_1, N_2, \dots, N_n)}{\partial N_i}. \quad (\text{VI.17})$$

Для большей точности в некоторых случаях численные значения Δ_i по формуле (VI.17) следует определять, подставляя в (VI.17) не номинальные значения N_i , а средние величины $(N_i + \Delta_{N_i})$.

Наибольшее и наименьшее значения замыкающего звена подсчитываются по формулам

$$N_{\Sigma}^{\text{об}} = N_{\Sigma} - \Delta'_{N_{\Sigma}} - \delta_{N_{\Sigma}}; \quad (\text{VI.18})$$

$$N_{\Sigma}^{\text{ном}} = N_{\Sigma} + \Delta'_{N_{\Sigma}} - \delta_{N_{\Sigma}}. \quad (\text{VI.19})$$

При проверочном расчете по заданным значениям δ_i и Δ_i определяют δ_{Σ} и Δ_{Σ} .

Проектный расчет предполагает подбор таких значений δ_i , при которых величина δ'_{Σ} удовлетворяет требуемой точности выполнения замыкающего звена ($\delta'_{\Sigma} \leq \delta_{\Sigma}$, где δ_{Σ} — половина поля допуска замыкающего звена).

Для получения максимальной стабильности геометрических параметров долота значения δ_{Σ} принимаются минимальными в пределах экономической целесообразности.

Величина половины поля допуска δ_i каждого из звеньев цепи устанавливается с учетом влияния величины этого звена на замыкающее звено цепи. Необходимо руководствоваться сравнительной технологичностью рассматриваемых звеньев, чтобы, не изменяя конечного результата, рационально распределить между ними общую допустимую погрешность размерной цепи.

Практически задаются некоторыми значениями δ_i , известными из имеющегося опыта производства долота, и по полученному значению δ'_{Σ} определяют пригодность этих δ_i для конкретного случая. При необходимости значения δ_i уточняются в большую или меньшую сторону.

Одновременно по формулам (VI.18) и (VI.19) проверяются наибольшее и наименьшее значения замыкающего звена с учетом вычисленной Δ'_{Σ} . При необходимости изменяют расположение поля допуска составляющих звеньев относительно номинала (изменяют координату середины поля допуска Δ_i) или корректируют номинальные размеры звеньев.

Расчет по рассматриваемому методу предполагает сборку с неполной взаимозаменяемостью. Иными словами, некоторая часть изделий может иметь после сборки один или несколько параметров — замыкающих звеньев, с отклонениями, выходящими за допустимые пределы. Количество таких изделий определяется соотношением между полем рассеивания размеров замыкающего звена, подсчитанным по формуле (VI.11), и полем допуска на это звено (табл. 23).

Таблица 23

$\delta_{\Sigma}/\delta'_{\Sigma}$	1,0	0,97	0,93	0,90	0,87	0,83	0,80
Процент выхода за обе границы поля допуска	0,27	0,38	0,52	0,70	0,94	1,24	1,64
$\delta_{\Sigma}/\delta'_{\Sigma}$	0,77	0,73	0,70	0,67	0,63	0,60	0,57
Процент выхода за обе границы поля допуска	2,14	2,78	3,58	4,56	5,74	7,18	8,92
$\delta_{\Sigma}/\delta'_{\Sigma}$	0,53	0,50	0,47	0,43	0,40	0,37	—
Процент выхода за обе границы допуска	11,90	13,34	16,16	19,36	23,02	27,14	—

§ 6. ЗАЗОРЫ В ПОДШИПНИКАХ ОПОР ШАРОШЕК

Зазоры в подшипниках опор помимо обеспечения собираемости должны гарантировать нормальные условия работы для каждого подшипника в соответствии с его типом и выполняемой в опоре функцией.

На рис. 78 изображена в разрезе опора шарошки со схемой РШЗР. Радиальные зазоры в концевом B_{Σ} и периферийном B_{Σ} роликовых подшипниках выбраны в направлении реакции забоя, а шарошка в пределах осевого люфта замкового подшипника сдвинута к периферии скважины. Такое положение шарошки является характерным для работающего долота, о чем свидетельствует форма износа опор.

Величина контактных напряжений в нагруженной зоне, определяющая в конечном счете долговечность подшипников, в роликовом радиальном подшипнике зависят (при прочих равных условиях) от длины линии контакта, а в шариковом радиально-упорном подшипнике — от величины угла контакта. Отсюда вытекает необходимость обеспечить для роликовых подшипников минимальный перекос оси наружной беговой дорожки по отношению к внутренней, а для шариковых радиально-упорных подшипников — обеспечить возможно больший угол контакта β_{Σ} .

Для всех видов подшипников качения важным показателем, определяющим долговечность, является число тел качения, одновременно находящихся под нагрузкой. С увеличением эксцентриситета наружной и внутренней беговых дорожек число одновременно нахо-

лящихся под нагрузкой тел качения уменьшается и соответственно растут контактные напряжения и износ.

За счет радиальных зазоров B_{Σ} и B_{Σ} беговые дорожки шарикового радиально-упорного (замкового) подшипника в опоре имеют эксцентриситет

$$\varepsilon = \frac{B_{\Sigma} - B_{\Sigma}}{2 \left(1 + \frac{S_1}{S_2} \right)} + \frac{B_{\Sigma}}{2}, \quad (VI.20)$$

где S_1 и S_2 — расстояния на цапфе между центрами беговых дорожек подшипников.

Следовательно, на долговечность шарикового радиально-упорного подшипника в опоре влияют не только размеры его беговых дорожек и шариков, определяющие радиальный зазор в нем, но и размеры беговых дорожек и тел качения радиальных подшипников (в данном случае — роликовых), определяющие эксцентриситет.

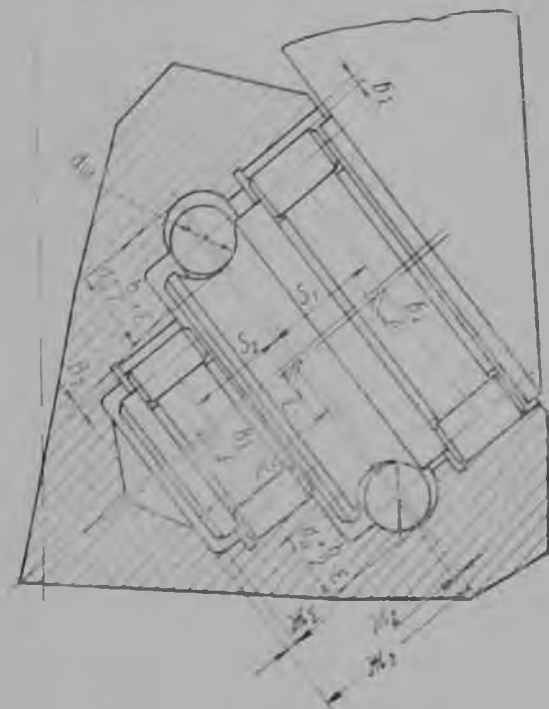
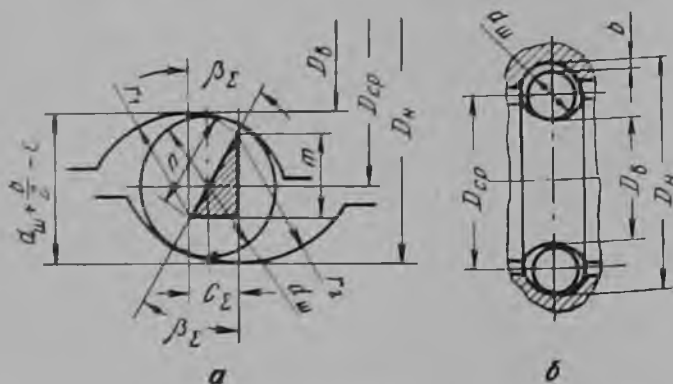


Рис. 78. Схема зазоров в опоре РШЗР.

В этом смысле опоры шарошек представляют собой редко встречающийся случай блочного выполнения разнородных и взаимосвязанных подшипников, работающих в тяжелых условиях.

Рис. 79. Шариковый замковый подшипник

а — схема контакта;
б — радиальный зазор.



На рис. 79, а показана схема контакта в шариковом радиально-упорном (замковом) подшипнике с нагруженной стороны *. Шарик

* Схема построена в предположении, что силы трения в подшипнике отсутствуют.

диаметром $d_{ш}$ зажат между беговыми дорожками, профиль которых выполнен по радиусу (r_1 — на цапфе и r_2 — в шарошке *). При концентричном расположении беговых дорожек общий зазор между ними и шариками с нагруженной стороны подшипника в радиальном направлении равен $\frac{b}{2}$, где b — радиальный зазор в подшипнике, равный $D_n - (D_n + 2d_{ш})$ (рис. 79, б). При наличии эксцентриситета беговые дорожки с нагруженной стороны сближаются на величину ε , а с ненагруженной — наоборот, удаляются на ту же величину. Именно этим объясняется имеющий место в ряде случаев односторонний осевой износ беговой дорожки шарикового подшипника на цапфе. Для угла контакта β_{Σ} можно записать

$$\cos \beta_{\Sigma} = \frac{m}{n}, \quad (VI.21)$$

Величины m и n можно выразить через r_1 , r_2 , $d_{ш}$, b и ε

$$m = r_1 + r_2 - d_{ш} - \frac{b}{2} + \varepsilon;$$

$$n = r_1 + r_2 - d_{ш}.$$

Подставим полученные выражения в (VI.21). Тогда

$$\beta_{\Sigma} = \arccos \left(1 - 0,5 \frac{b - 2\varepsilon}{r_1 + r_2 - d_{ш}} \right). \quad (VI.22)$$

Относительный сдвиг беговых дорожек замкового подшипника возможен на величину C_{Σ} , равную половине осевого люфта подшипника

$$C_{\Sigma} = \sqrt{n^2 - m^2}. \quad (VI.23)$$

После подстановки значений m и n получим, что

$$C_{\Sigma} = \sqrt{(b - 2\varepsilon) [r_1 + r_2 - d_{ш} - 0,25(b - 2\varepsilon)]}. \quad (VI.24)$$

Расчет величин зазоров в подшипниках опоры имеет целью не только согласовать между собой их номинальные значения, но и учесть возможные пределы их изменения за счет погрешностей изготовления деталей опоры. Вышеупомянутые параметры β_{Σ} и C_{Σ} являются удобными критериями при выполнении расчета.

С увеличением угла контакта наряду с уменьшением контактных напряжений возрастает вероятность скола бурта. При малом угле контакта ($\beta_{\Sigma} = 25-30^\circ$ и менее) поверхность шариков интенсивно разрушается и теряет сферическую форму. Последнее приводит к нарушению кинематики: соотношение фактического размера шарика (его хорды, соединяющей точки контакта на цапфе и в шарошке) и радиусов беговых дорожек непрерывно меняется, вызывая проскальзывание шарика вдоль профиля беговых дорожек (переменный

* Обычно $r_1 = r_2$.

угол контакта). Угол контакта с износом шарика растет, но это не компенсирует нарушений, связанных с износом шариков, а в ряде случаев приводит к выходу зоны контакта на край бурта и к его сколу.

Многочисленные сколы имеют место при углах контакта 75° и больше. Шарик в этом случае, сохраняя сферическую форму, имеют следы работы по сколотой поверхности и многочисленные выкрашивания.

Экспериментально установлено, что удовлетворительными для замкового подшипника являются $\beta_{\Sigma}^{\text{нб}} = 65^\circ$, а $\beta_{\Sigma}^{\text{нм}} = 50^\circ$. При необходимости иметь минимальные величины радиусов r_1 и r_2 допустимо значение $\beta_{\Sigma}^{\text{нм}} = 40^\circ$.

Величина C_{Σ} позволяет оценить расчет с точки зрения осевого люфта в замковом подшипнике. Слишком большой люфт может явиться причиной зацепления венцов шарошек. Удовлетворительным является значение $C_{\Sigma} \leq 0,5 \div 0,6$ см для долот диаметром 214 мм и более. В долотах меньших размеров $C_{\Sigma} \leq 0,35-0,4$ мм. В долотах с упорными подшипниками скольжения целесообразно иметь величину $C_{\Sigma} \leq 0,35$ мм.

При определении номинальных величин зазоров и оценке принятой точности изготовления следует пользоваться методом, в основу которого положен расчет размерных цепей на базе теории вероятностей [10].

Расчет размерных цепей B и B радиальных зазоров в периферийном и концевом подшипниках (рис. 80)

Замыкающими звеньями цепей B и B являются радиальные зазоры в периферийном и концевом роликовых подшипниках B_{Σ} и B_{Σ}' , а составляющими звеньями — B_1 — диаметр беговой дорожки периферийного роликового подшипника в шарошке; $B_2 = B_4$ — диаметр роликов периферийного подшипника; B_3 — диаметр беговой дорожки периферийного роликового подшипника на цапфе; B_1 — диаметр беговой дорожки концевой роликового подшипника в шарошке; $B_2 = B_4$ — диаметр роликов концевой подшипника; B_3 — диаметр беговой дорожки концевой роликового подшипника на цапфе.

Передаточные отношения составляющих звеньев равны $A_{B_1} = A_{B_2} = 1$;

$$A_{B_3} = A_{B_4} = A_{B_5} = A_{B_6} = A_{B_7} = -1.$$

Уравнение цепи B

$$B_{\Sigma} = B_1 - B_2 - B_3 - B_4. \quad (\text{VI.25})$$

Уравнение цепи B

$$B_{\Sigma}' = B_1 - B_2 - B_3 - B_4. \quad (\text{VI.26})$$

Номинальные размеры составляющих звеньев, кроме B_1 и B_1' , определяются, как указано в § 4. Номинальные размеры звеньев

B_1 и B_1 неизвестны, и оценка их табарита для выбора допускаемых отклонений по таблицам допусков производится по формулам

$$B_1 \approx B_2 + B_3 + B_4; \quad (VI.27)$$

$$B_1 \approx B_2 + B_3 + B_4. \quad (VI.28)$$

Допускаемые отклонения звеньев B_1 , B_3 , B_1 и B_3 принимаются ве ниже 3-го класса точности: A_3 — в шарошке и C_3 — на цапфе.

Допускаемые отклонения звеньев B_2 , B_4 , B_2 и B_4 принимаются по действующим нормам подшипниковой промышленности.

Вероятностные характеристики составляющих звеньев k_i и a_i выбирается в соответствии с табл. 22.

Коэффициенты $k_{B_{\Sigma}}$, $k_{B_{\Sigma}}$, $a_{B_{\Sigma}}$ и $a_{B_{\Sigma}}$ определяются по формулам (VI.15) и (VI.16). Половины поля рассеивания $\delta'_{B_{\Sigma}}$ и $\delta'_{B_{\Sigma}}$ определяют по формуле (VI.11). Координаты середины поля рассеивания $\Delta'_{B_{\Sigma}}$ и $\Delta'_{B_{\Sigma}}$ определяются по формуле (VI.12).

Для радиальных подшипников в опоре долота наименьшая величина радиального зазора равна 0,05 мм, т. е.

$$B_{\Sigma}^{nm} - B_{\Sigma}^{nm} \geq 0,05 \text{ мм.}$$

Для создания оптимальных условий работы подшипников опоры выгодно иметь минимальными величины B_{Σ}^{nm} и B_{Σ}^{nb} . Практически их значения ограничены принятой точностью обработки беговых дорожек и тел качения.

Задавись B_{Σ}^{nm} и B_{Σ}^{nb} , по найденным значениям $\delta'_{B_{\Sigma}}$, $\delta'_{B_{\Sigma}}$, $\Delta'_{B_{\Sigma}}$ и $\Delta'_{B_{\Sigma}}$, пользуясь формулой (VI.19), найдем

$$B_{\Sigma} = B_{\Sigma}^{nm} - (\Delta'_{B_{\Sigma}} - \delta'_{B_{\Sigma}}) \quad (VI.29)$$

$$B_{\Sigma} = B_{\Sigma}^{nb} - (\Delta'_{B_{\Sigma}} - \delta'_{B_{\Sigma}}). \quad (VI.30)$$

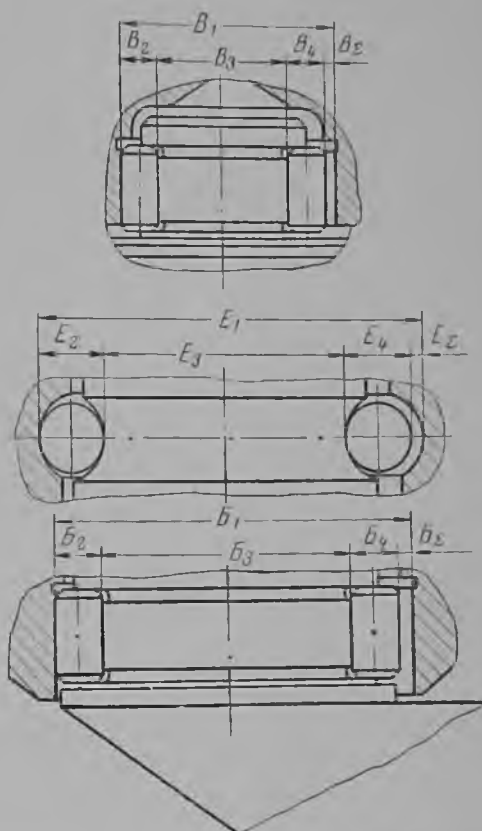


Рис. 80. Схемы размерных цепей радиальных зазоров.

При необходимости определяем наибольшие значения замыкающих звеньев B_{Σ} и B_{Σ} по формуле (VI.18).

Согласование номинальных размеров составляющих звеньев цепей B и B производим за счет звеньев B_1 и B_1

$$B_1 = B_{\Sigma} + B_2 + B_3 + B_4; \quad (\text{VI.31})$$

$$B_1 = B_{\Sigma} + B_2 + B_3 + B_4. \quad (\text{VI.32})$$

что соответствует (VI.4).

Расчет величины и допускаемых отклонений радиального зазора в шариковом замковом подшипнике

Необходимо определить, какую номинальную величину должен иметь и в каких пределах может колебаться радиальный зазор в шариковом замковом подшипнике, с учетом точности выполнения размеров периферийного и концевой подшипников, чтобы угол контакта оставался в пределах, ограниченных заданными значениями $\beta_{\Sigma}^{\text{об}}$ и $\beta_{\Sigma}^{\text{зм}}$.

Для облегчения расчетов в формуле (VI.22) рассмотрим промежуточные функции

$$\Sigma_1 = r_1 + r_2 - d_{\text{ш}} \quad (\text{VI.33})$$

$$\Sigma_2 = b - 2e. \quad (\text{VI.34})$$

Промежуточная функция Σ_1 численно равна расстоянию на линии давления между центрами кривизны профилей шариковых беговых дорожек и устанавливает взаимосвязь между радиусами профилей беговых дорожек и диаметром шарика.

Передаточные отношения относительно Σ_1

$$A_{r_1} = A_{r_2} = 1; \quad A_{d_{\text{ш}}} = -1.$$

Номинальная величина $d_{\text{ш}}$ назначается в ходе конструкторской проработки опоры из числа размеров, включенных в действующую нормаль подшипниковой промышленности на шарик для буровых долот.

Номинальная величина r_1 и r_2 назначается в пределах (0,507—0,520) $d_{\text{ш}}$.

Действующей нормалью на шарик для буровых долот предусмотрен симметричный допуск на диаметр шариков. В этом случае $\Delta_{d_{\text{ш}}} = 0$.

Для всех размеров шариков величина $\delta_{d_{\text{ш}}}$ не должна превышать 0,01 мм.

Для упрощения расчета допуски и номиналы величин r_1 и r_2 следует пересчитать таким образом, чтобы $\Delta_{r_1} = \Delta_{r_2} = 0$.

Оптимальной величиной для всех размеров долот является

$$\delta_{r_1} = \delta_{r_2} = 0,025.$$

В чертежах принято проставлять размер радиуса

$$R = (r - \delta_r)^{+2\delta_r}.$$

Например, если $r_1 = 6,625$ и $\delta_{r_1} = 0,025$, то в чертеже проставляется размер: $R6,6^{+0,05}$.

Коэффициенты k_{r_1} , k_{r_2} и $k_{d_{ш}}$ выбираются в соответствии с табл. 22.

С достаточной точностью можно принимать $\alpha_{r_1} = \alpha_{r_2} = \alpha_{d_{ш}} = 0$.

Коэффициент k_{Σ} определяется по формуле (VI.15). Коэффициент $\alpha_{\Sigma} = 0$.

Половина поля рассеивания δ'_{Σ} определяется по формуле (VI.11).

Из (VI.12) следует, что $\Delta'_{\Sigma} = 0$.

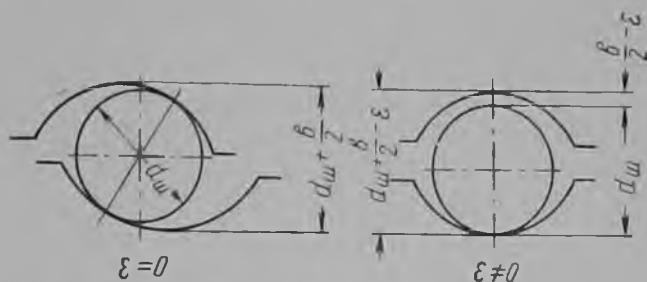


Рис. 81. Графическая интерпретация промежуточной функции Σ_2 .

По формулам (VI.18) и (VI.19) вычисляются $\Sigma_1^{нб}$ и $\Sigma_1^{нм}$.

У радиально-упорного подшипника, не имеющего эксцентриситета беговых дорожек, расстояние между внутренней и наружной беговыми дорожками, измеренное в направлении, перпендикулярном к оси вращения подшипника, равно $d_{ш} + \frac{b}{2}$ (рис. 81). Как показано на рис. 81, при наличии эксцентриситета это расстояние с нагруженной стороны подшипника уменьшается на величину ϵ . Если при этом совместить оси симметрии беговых дорожек, то с нагруженной стороны подшипника шарик разместится между беговыми дорожками с зазором $\frac{b}{2} - \epsilon$.

Если заменить рассчитываемый шариковый подшипник некоторым подшипником, у которого расстояние между беговыми дорожками также равно $d + \frac{b}{2} - \epsilon$, но эксцентриситет беговых дорожек равен нулю, то полный радиальный зазор в таком эквивалентном подшипнике можно определить как $2\left(\frac{b}{2} - \epsilon\right)$ или $b - 2\epsilon$.

Промежуточная функция Σ_2 численно равна радиальному зазору такого эквивалентного подшипника.

Передаточные отношения относительно Σ_2 :

$$A_b = 1; \quad A_{2\epsilon} = -1.$$

С учетом (VI.33) и (VI.34), формулу (VI.22) можно записать в виде

$$\beta_{\Sigma} = \arccos \left(1 - 0,5 \frac{\Sigma_2}{\Sigma_1} \right), \quad (\text{VI.35})$$

откуда

$$\Sigma_2^{нб} = 2\Sigma_1^{нм} (1 - \cos \beta_{\Sigma}^{нб}); \quad (\text{VI.36})$$

$$\Sigma_2^{нм} = \frac{\Sigma_1^{нб}}{2} (1 - \cos \beta_{\Sigma}^{нм}). \quad (\text{VI.37})$$

Номинальную величину Σ_2 , полагая $\Delta_{\Sigma_2} = 0$, найдем как

$$\Sigma_2 = \frac{\Sigma_2^{нб} + \Sigma_2^{нм}}{2}, \quad (\text{VI.38})$$

а половину поля допуска как

$$\delta_{\Sigma} = \frac{\Sigma_2^{нб} - \Sigma_2^{нм}}{2}. \quad (\text{VI.39})$$

Номинальную величину эксцентриситета ε определим, пользуясь формулой (VI.20) в предположении, что $\Delta_{\varepsilon} = 0$:

$$\varepsilon^{нб} = \frac{B_{\Sigma}^{нб} - B_{\Sigma}^{нм}}{2 \left(1 + \frac{S_1}{S_2} \right)} + \frac{B_{\Sigma}^{нб}}{2}; \quad (\text{VI.40})$$

$$\varepsilon^{нм} = \frac{B_{\Sigma}^{нм} - B_{\Sigma}^{нб}}{2 \left(1 + \frac{S_1}{S_2} \right)} + \frac{B_{\Sigma}^{нм}}{2}; \quad (\text{VI.41})$$

$$2\varepsilon = \varepsilon^{нб} - \varepsilon^{нм} = \frac{B_{\Sigma} + \Delta'_{B_{\Sigma}} - B_{\Sigma} - \Delta'_{B_{\Sigma}}}{1 + \frac{S_1}{S_2}} = B_{\Sigma} + \Delta'_{B_{\Sigma}}. \quad (\text{VI.42})$$

Половина поля допуска эксцентриситета

$$2\delta = \varepsilon^{нб} - \varepsilon^{нм} = \frac{\delta'_{B_{\Sigma}} - \delta'_{B_{\Sigma}}}{1 + \frac{S_1}{S_2}} + \delta'_{B_{\Sigma}}. \quad (\text{VI.43})$$

Практически в большинстве случаев (когда $S_1 \approx S_2$ и $B_{\Sigma} \approx B_{\Sigma}$) можно принимать

$$2\varepsilon = B_{\Sigma} + \Delta'_{B_{\Sigma}}, \quad (\text{VI.44})$$

$$2\delta = \delta'_{B_{\Sigma}}. \quad (\text{VI.45})$$

Номинальную величину радиального зазора b определим из (VI.34) как

$$b = \Sigma_2 - 2\varepsilon. \quad (\text{VI.46})$$

Для промежуточной функции Σ_2 , пользуясь формулой (VI.13) запишем

$$k_{\Sigma_2}^2 \delta_{\Sigma_2}^2 = k_b^2 \delta_b^2 + k_{\Sigma_2}^2 (2\delta)^2.$$

С достаточной точностью можно принять $k_h = k_2 = k_{B\Sigma}$ и $k_{\Sigma_2} = 1$.
Тогда

$$\delta_h = \frac{1}{k_{B\Sigma}} \sqrt{\delta_{\Sigma_2}^2 - k_{B\Sigma}^2 (2\delta_1)^2}. \quad (\text{VI.47})$$

При $\Delta_{\Sigma_2} = 0$ и $\Delta_e = 0$ $\Delta_h = 0$.

По формулам (VI.18) и (VI.19)

$$b^{нб} = b + \delta_h; \quad (\text{VI.48})$$

$$b^{нм} = b - \delta_h. \quad (\text{VI.49})$$

Расчет размерной цепи E радиального зазора и шариковом замковом подшипнике

Величина радиального зазора в шариковом замковом подшипнике была рассмотрена в промежуточной функции Σ_2 . Для зазора b были определены его номинальная величина и требуемая точность выполнения в собранном подшипнике (величина половины поля допуска δ_h в предположении, что $\Delta_h = 0$).

Поскольку в реальном шариковом подшипнике опоры долота допуски на диаметры беговых дорожек принимаются по ОСТ 1013 ($\Delta i \neq 0$), для радиального зазора, если его рассматривать в качестве замыкающего звена размерной цепи E , аналогичной цепям B и B , величина $\Delta'_{E\Sigma}$ также не равна нулю.

Поэтому целью расчета цепи E является обеспечение условий

$$b^{нб} \geq E_{\Sigma}^{нб}; \quad b^{нм} \leq E_{\Sigma}^{нм}. \quad (\text{VI.50})$$

В соответствии с (VI.18) и (VI.19)

$$E_{\Sigma}^{нб} = E_{\Sigma} + \Delta'_{E\Sigma} + \delta'_{E\Sigma}; \quad (\text{VI.51})$$

$$E_{\Sigma}^{нм} = E_{\Sigma} + \Delta'_{E\Sigma} - \delta'_{E\Sigma}. \quad (\text{VI.52})$$

Сопоставление (VI.51) и (VI.52) с (VI.48) и (VI.49) показывает, что обеспечение условий (VI.50) возможно только в том случае, если

$$\delta'_{E\Sigma} \leq \delta_h \quad (\text{VI.53})$$

$$E_{\Sigma} = b - \Delta'_{E\Sigma} = \Sigma_2 + 2\varepsilon - \Delta'_{E\Sigma}. \quad (\text{VI.54})$$

Расчет размерной цепи E производится аналогично цепям B и B . Замыкающим звеном цепи E является радиальный зазор в шариковом замковом подшипнике E_{Σ} .

Обозначим через E_1 — диаметр беговой дорожки шарикового замкового подшипника в шарошке; $E_2 (d_m) = E_4 (d_w)$ — диаметр шариков замкового подшипника; E_3 — диаметр беговой дорожки шарикового замкового подшипника на цапфе.

Тогда передаточные отношения звеньев

$$A_{E_1} = 1; \quad A_{E_2} = A_{E_3} = A_{E_4} = -1.$$

Уравнение размерной цепи E

$$E_{\Sigma} = E_1 - E_2 - E_3 - E_4. \quad (\text{VI.55})$$

Номинальная величина звена E_1 неизвестна, и оценка его габарита для выбора допускаемого отклонения по таблице допусков производится по формуле

$$E_1 \approx E_2 + E_3 + E_4. \quad (\text{VI.56})$$

Допускаемые отклонения звеньев E_1 и E_3 принимаются не ниже 3-го класса точности (ОСТ 1013): A_3 — в шаршке и C_3 — на цапфе.

Допускаемые отклонения звеньев E_2 ($d_{ш}$) и E_4 ($d_{ш}$) принимаются такими же, как в расчете промежуточной функции Σ_1 .

Коэффициенты $k_{E_{\Sigma}}$ и $\alpha_{E_{\Sigma}}$ определяются по формулам (VI.15) и (VI.16). Половина поля рассеивания $\delta'_{E_{\Sigma}}$ определяется по формуле (VI.11). Координата середины поля рассеивания $\Delta'_{E_{\Sigma}}$ определяется по формуле (VI.12).

Если полученная величина $\delta'_{E_{\Sigma}}$ удовлетворяет условию (VI.53), то по формуле (VI.54) определяется номинальная величина E_{Σ} и производится согласование номинальных размеров составляющих звеньев цепи E за счет звена E_1 , номинальная величина которого определяется из (VI.55) как

$$E_1 = E_{\Sigma} - E_2 - E_3 - E_4, \quad (\text{VI.57})$$

что соответствует (VI.4).

Если полученная величина $\delta'_{E_{\Sigma}}$ не удовлетворяет условию (VI.53), то производится повторный расчет, в котором либо повышается точность выполнения составляющих звеньев одной или нескольких размерных цепей, либо (в крайнем случае) изменяется номинальная величина радиуса профиля беговых дорожек шарикового замкового подшипника.

Таблично-номографический метод определения зазоров в подшипниках

В целях уменьшения трудоемкости расчетов для размерных цепей радиальных зазоров и промежуточной функции Σ_1 на ЭВМ рассчитаны характеристики полей рассеивания замыкающих звеньев k_{Σ} , δ'_{Σ} и Δ'_{Σ} (табл. 24 и 25) для всех габаритов и видов подшипников (роликовый, шариковый и скольжения) при основных сочетаниях

норм точности элементов подшипника. В табл. 24 дана также величина $\Delta \Sigma^* - \delta \Sigma^*$, необходимая для подстановки в (VI.29) и (VI.30).

На базе уравнения (VI.35) построена номограмма (рис. 82), позволяющая установить норму точности для промежуточной функции Σ_2 по заданным пределам угла контакта $\beta_{\Sigma}^{нб}$ и $\beta_{\Sigma}^{нм}$ и принятым значением промежуточной функции Σ_1 .

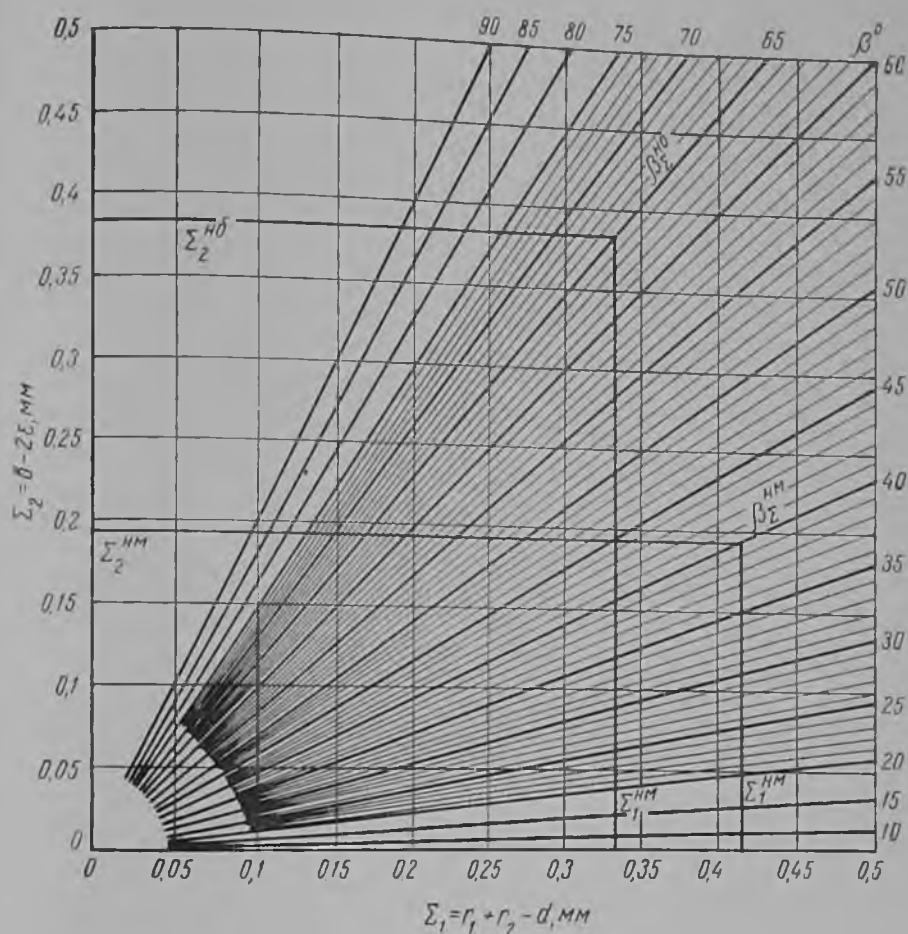


Рис. 82. Номограмма для определения δ_{Σ_2} .

Для пользования номограммой необходимо определить $\Sigma_1^{нб}$ и $\Sigma_1^{нм}$. Значение $\Sigma_2^{нб}$ находится на пересечении $\Sigma_1^{нм}$ с линией $\beta_{\Sigma}^{нб}$, а $\Sigma_2^{нм}$ — на пересечении $\Sigma_1^{нб}$ с линией $\beta_{\Sigma}^{нм}$.

Номограмма наглядно показывает повышение требований к точности выполнения зазоров с уменьшением радиусов профилей желобов r_1 и r_2 при одинаковых пределах изменения угла контакта.

A_{2a}															
C_3															
$\pm 0,01$		$-0,03$		Опора скольжения		$\pm 0,01$		$-0,03$		Опора скольжения		$\pm 0,01$		$-0,03$	
k_{Σ}' δ_{Σ}' Δ_{Σ}' $\Delta_{\Sigma}' - \delta_{\Sigma}'$	1,090 0,030 0,027 -0,003	1,090 0,033 0,030 -0,003	1,090 0,035 0,033 -0,002	1,080 0,038 0,034 0	1,080 0,041 0,043 0,002	1,070 0,042 0,045 0,003	1,070 0,044 0,048 0,004	-1,070 0,044 0,048 0,004	1,070 0,048 0,052 0,004	1,070 0,051 0,057 0,006	1,080 0,054 0,062 0,008	1,080 0,058 0,064 0,012	1,080 0,061 0,067 0,014	1,090 0,065 0,073 0,014	1,090 0,068 0,077 0,014
k_{Σ}' δ_{Σ}' Δ_{Σ}' $\Delta_{\Sigma}' - \delta_{\Sigma}'$	1,080 0,038 0,063 0,025	1,080 0,040 0,065 0,025	1,080 0,037 0,061 0,024	1,080 0,039 0,064 0,025	1,070 0,042 0,069 0,027	1,060 0,046 0,071 0,027	1,060 0,050 0,081 0,031	1,060 0,048 0,076 0,030	1,060 0,054 0,084 0,031	1,060 0,057 0,088 0,034	1,050 0,057 0,094 0,037	1,040 0,056 0,099 0,040	1,040 0,062 0,104 0,042	1,040 0,066 0,109 0,043	1,050 0,071 0,116 0,046
Опора скольжения	1,120 0,027 0,030 0,003	1,120 0,030 0,032 0,002	1,080 0,039 0,064 0,025	1,090 0,038 0,031 0,002	1,080 0,041 0,036 0,004	1,080 0,043 0,074 0,031	1,080 0,046 0,081 0,031	1,080 0,049 0,084 0,031	1,080 0,052 0,089 0,031	1,080 0,055 0,092 0,031	1,080 0,058 0,095 0,031	1,080 0,061 0,098 0,031	1,080 0,064 0,101 0,031	1,090 0,067 0,104 0,031	1,090 0,070 0,107 0,031
A_3															
C_3															
A_{2a}															

Таблица безвыходных значений, мм

Таблица базовых значений, мм																													
Точность обработки в шарике	Точность обработки на цапфе	Точность обработки на цапфе, мм	Характеристики поля рассеивания радиального зазора	I		II		III		IV		V		VI		VII		VIII		IX		X		XI		XII			
				а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м	а	м
А ₃	С ₁	± 0,01	k _Σ δ _Σ ² Δ _Σ ² Δ _Σ ² - δ _Σ ²	0-10	10-10	10-18	18-30	18-30	30-50	30-50	50-80	50-80	80-120	80-120	120-180	120-180	180-240	180-240	240-300	240-300	300-360	300-360	360-420	360-420	420-480	420-480	480-540	480-540	
				0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
				0,057	0,066	0,078	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083
				0,068	0,078	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083	0,083
А ₃	С ₁	± 0,03	k _Σ δ _Σ ² Δ _Σ ² Δ _Σ ² - δ _Σ ²	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	
				0,060	0,069	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
				0,100	0,109	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114
				0,140	0,149	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154
А ₃	С ₁	± 0,05	k _Σ δ _Σ ² Δ _Σ ² Δ _Σ ² - δ _Σ ²	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	
				0,060	0,069	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
				0,100	0,109	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114	0,114
				0,140	0,149	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154

Примечание. ц — цапфа, ш — шарошка.

Таблица 25

Точность выполнения профиля шариковых дорожек			Характеристики поля рассеивания функции Σ_1	Значения характеристик при допуске на диаметр шарика $\pm 0,01$ мм
Наименование звена	Обозначение	Допускаемые отклонения, мм		
Радиус на цапфе	r_1	$\pm 0,025$	k_{Σ_1}	1,07
Радиус в шарошке	r_2		δ'_{Σ_1} , мм	0,041
Радиус на цапфе	r_1	$\pm 0,05$	k_{Σ_1}	1,07
Радиус в шарошке	r_2	$\pm 0,025$	δ'_{Σ_1} , мм	0,064
Радиус на цапфе	r_1	$\pm 0,05$	k_{Σ_1}	1,07
Радиус в шарошке	r_2		δ'_{Σ_1} , мм	0,080

Расчет размерной цепи C осевого сдвига беговых дорожек шарикового замкового подшипника

Замыкающим звеном размерной цепи C является величина относительного осевого сдвига беговых дорожек шарикового замкового подшипника C_{Σ} .

Формулу (VI.24) с учетом (VI.33) и (VI.34), не вводя дополнительных обозначений, перепишем в качестве уравнения размерной цепи C

$$C_{\Sigma} = \sqrt{\Sigma_2 (\Sigma_1 - 0,25\Sigma_2)}. \quad (\text{VI.58})$$

Передаточные отношения функций Σ_1 и Σ_2 относительно замыкающего звена C_{Σ} могут быть в соответствии с (VI.17) определены как

$$A_{\Sigma_1} = \frac{\partial C_{\Sigma}}{\partial \Sigma_1} = \frac{\Sigma_2}{2C_{\Sigma}} \quad (\text{VI.59})$$

и

$$A_{\Sigma_2} = \frac{\partial C_{\Sigma}}{\partial \Sigma_2} = \frac{\Sigma_1 - 0,5\Sigma_2}{2C_{\Sigma}}. \quad (\text{VI.60})$$

Номинальные значения, характеристики точности и вероятностные характеристики промежуточных функций Σ_1 и Σ_2 определены выше.

Коэффициент $k_{C_{\Sigma}}$ определяется по формуле (VI.15).

По формуле (VI.11) для цепи C можно записать

$$\delta_{C_{\Sigma}} = \frac{1}{k_{C_{\Sigma}}} \sqrt{A_{\Sigma}^2 k_{\Sigma}^2 (\delta_{\Sigma}')^2 - A_{\Sigma}^2 \delta_{\Sigma}^2} \quad (\text{VI.61})$$

Так как $\Delta'_{\Sigma_1} = \Delta'_{\Sigma_2} = 0$, то $\Delta'_{C_{\Sigma}} = 0$. По формуле (VI.18) определяется величина $C_{\Sigma}^{\text{нб}}$. Полный осевой люфт в замковом подшипнике — $2C_{\Sigma}$.

Расчет размерных цепей осевых зазоров между торцами буртов цапфы и шарошки

В зависимости от конструкции опоры тот или иной зазор между торцами буртов цапфы и шарошки или торцами шарошки и торцами роликов может оказаться ограниченным по величине вследствие стесненных габаритов шарошки. Для обеспечения необходимой для нормальной работы опоры минимальной величины этих зазоров рассчитываются размерные цепи, порядок расчета которых рассмотрим на примере цепи $\mathcal{K}$.

Замыкающим звеном цепи $\mathcal{K}$ является зазор между торцом бурта цапфы и ближайшим торцом бурта шарошки $\mathcal{K}_{\Sigma}$ и составляющими звеньями; $\mathcal{K}_1$ — расстояние между торцом бурта цапфы и центром шариковой беговой дорожки на цапфе; $\mathcal{K}_2 (C_{\Sigma})$ — относительный осевой сдвиг беговых дорожек шарикового замкового подшипника; $\mathcal{K}_3$ — расстояние между торцом бурта шарошки и центром шариковой беговой дорожки в шарошке.

Передаточные отношения звеньев $A_{\mathcal{K}_1} = A_{\mathcal{K}_2} = -1$; $A_{\mathcal{K}_3} = 1$. Уравнение цепи $\mathcal{K}$

$$\mathcal{K}_{\Sigma} = \mathcal{K}_1 - \mathcal{K}_2 + \mathcal{K}_3. \quad (\text{VI.62})$$

Для звена $\mathcal{K}_2 (C_{\Sigma})$ номинальная величина $\delta_{\mathcal{K}_2} = \delta_{C_{\Sigma}}$, $k_{\mathcal{K}_2} = k_{C_{\Sigma}}$ и $\Delta_{\mathcal{K}_2} = \Delta'_{C_{\Sigma}} = 0$ принимается из расчета цепи C .

Номинальные значения звеньев $\mathcal{K}_1$ и $\mathcal{K}_3$ неизвестны. Для назначения допусков габариты этих звеньев оцениваются при прочерчивании опоры. По габаритам назначаются δ_i и Δ_i , а коэффициенты k_i и a_i выбираются в соответствии с табл. 22.

Коэффициенты $k_{\mathcal{K}_1}$ и $a_{\mathcal{K}_1}$ вычисляются по формулам (VI.15) и (VI.16), а $\delta_{\mathcal{K}_2}$ и $\Delta'_{\mathcal{K}_2}$ — по формулам (VI.11) и (VI.12).

Нормальная работа опоры в процессе износа возможна при условии, что $\mathcal{K}_{\Sigma}^{\text{нм}} \geq 1 \div 1,5 \text{ мм}$.

Задавись $\mathcal{K}_{\Sigma}^{\text{нм}}$, аналогично (VI.29) получим

$$\mathcal{K}_{\Sigma} = \mathcal{K}_{\Sigma}^{\text{нм}} - \Delta'_{\mathcal{K}_2} - \delta'_{\mathcal{K}_2}. \quad (\text{VI.63})$$

По найденному номинальному значению $\mathcal{K}_{\Sigma}$ подбираются и согласуются номинальные значения звеньев $\mathcal{K}_1$ и $\mathcal{K}_3$.

Рассчитывая размерные цепи опоры, необходимо учитывать, что: с уменьшением радиусов профилей беговых дорожек шарикового замкового подшипника требования к точности выполнения диаметральных размеров беговых дорожек возрастают;

при допуске на изготовление шариков, большем $\pm 0,01$ мм, расчет, а следовательно, и качественное изготовление опоры без селективного подбора тел качения невозможны (в пределах экономически целесообразной точности обработки беговых дорожек).

При проверочном расчете размерных цепей опоры следует придерживаться следующей последовательности расчета по фактическим размерам и допускам чертежа:

1. Расчет размерных цепей B , B и E .
2. Расчет промежуточной функции Σ_1 и определение $\Sigma_1^{нб}$ и $\Sigma_1^{нм}$.
3. Определение составляющих величин и расчет промежуточной функции Σ_2 ; определение $\Sigma_2^{нб}$ и $\Sigma_2^{нм}$.
4. Определение $\beta^{нб}$ и $\beta^{нм}$ по формулам

$$\beta^{нб} = \arccos \left(1 - 0,5 \frac{\Sigma_2^{нб}}{\Sigma_1^{нм}} \right) \quad (IV.64)$$

$$\beta^{нм} = \arccos \left(1 - 0,5 \frac{\Sigma_2^{нм}}{\Sigma_1^{нб}} \right) \quad (VI.65)$$

или непосредственно по номограмме (рис. 82).

5. Расчет размерной цепи C .
6. Расчет цепей, аналогичных $Ж$.

§ 7. ОСЕВЫЕ ЗАЗОРЫ В ОПОРАХ С НЕСКОЛЬКИМИ ШАРИКОВЫМИ ПОДШИПНИКАМИ

В подавляющем большинстве случаев шариковый замковый подшипник принято располагать в середине опоры между периферийным и концевым радиальными подшипниками. Это объясняется необходимостью по возможности удалять радиальные подшипники друг от друга для придания шарашке большей устойчивости при перекачивании по забою.

Когда в качестве радиальных используются шариковые подшипники (схемы РШ₃Ш, ШШ₃Р, ШШ₃Ш и др.), радиальные зазоры в них, так же как и в роликовых, стремятся сделать минимальными для уменьшения эксцентриситета в замковом подшипнике.

При малом радиальном зазоре величина относительного сдвига в осевом направлении центров кривизны профиля беговых дорожек шарикового радиального подшипника (в обе стороны у двустороннего и в одну — у одностороннего) меньше, чем у замкового, так как радиальный зазор в последнем всегда больше, чем у любого радиального подшипника.

Если в трехрядной опоре у двух шариковых подшипников — радиального с малым радиальным зазором и радиально-упорного с несколько большим радиальным зазором — сделать одинаковыми

расстояние между центрами кривизны^{*} профилей беговых дорожек на цапфе и в шаршке, то под нагрузкой при сдвиге шаршки относительно цапфы осевое перемещение ограничится не замковым, а радиальным подшипником, который будет **вынужден** работать в режиме радиально-упорного подшипника и помимо радиальной составляющей нагрузки воспримет всю осевую составляющую, т. е. окажется перегруженным. При этом замковый подшипник вообще не воспринимает нагрузки до тех пор, пока перегруженный радиальный не износится в осевом направлении на величину разности предельных осевых сдвигов рассматриваемых подшипников. Когда перегруженным является концевой шариковый подшипник, то вследствие малых размеров его разрушение может вывести опору из строя раньше, чем замковый подшипник вступит в работу.

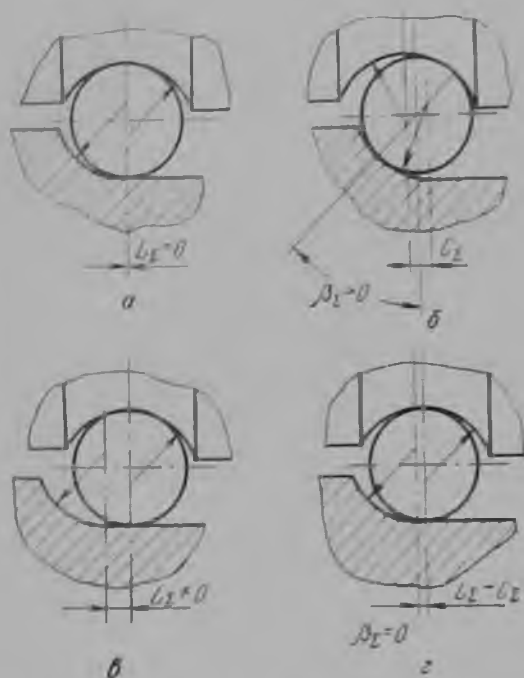


Рис. 83. Схема работы шарикового подшипника (нагруженная зона)

а и б — при $l_2 = 0$, в и г — при $l_2 = l_1$.

Так же отрицательно, хотя и в меньшей степени, скажется на работоспособности опоры перегрузка периферийного шарикового радиального подшипника.

Поэтому при конструировании необходимо (по крайней мере в начальный период работы долота) обеспечить в опоре распределение осевой и радиальной составляющей нагрузки между подшипниками в строгом соответствии и их назначением.

Шариковый радиальный подшипник с радиальным зазором, отличным от нуля, не воспринимает осевой составляющей нагрузки, когда угол контакта в нем равен нулю.

В радиальном шариковом подшипнике с радиальным зазором, неравным нулю (рис. 83, а), при любом перемещении шаршки в направлении действия осевой составляющей нагрузки (рис. 83, б), точка контакта перейдет на радиусную часть профиля и угол контакта будет отличным от нуля.

В радиальном шариковом подшипнике с радиальным зазором, неравным нулю (рис. 83, а), при любом перемещении шаршки в направлении действия осевой составляющей нагрузки (рис. 83, б), точка контакта перейдет на радиусную часть профиля и угол контакта будет отличным от нуля.

* Центром кривизны открытой беговой дорожки шарикового подшипника одностороннего действия будем считать центр кривизны части профиля, выполюченной по радиусу. Координата центра кривизны в осевом направлении совпадает с координатой точки перехода от прямолинейной части профиля к радиусной.

Если в шарошке (рис. 83, в) изменить положение центра кривизны беговой дорожки (сдвинуть на расстояние L_{Σ}) так, чтобы при любом перемещении шарошки (в пределах осевого люфта замкового ходила на прямолинейном участке профиля (рис. 83, з), то угол контакта будет оставаться равным нулю, и подшипник воспримет только радиальную составляющую нагрузки.

Беговые дорожки на цапфе и в шарошке неравнопрочны: цапфа имеет меньший диаметр и участвует в работе в основном только своей нижней, нагруженной частью. Поэтому износ цапфы всегда опережает износ беговых дорожек в шарошке и увеличение контактных напряжений, связанное с меньшей кривизной беговой дорожки на прямолинейном участке профиля, не может повлиять на стойкость опоры.

На рис. 84 показана опора $\text{ШШ}_3\text{Ш}$ с двумя радиальными шариковыми подшипниками одностороннего действия. Шарошка сдвинута в направлении осевой составляющей нагрузки до упора в замковом подшипнике, и при этом центры кривизны беговых дорожек радиальных подшипников в осевом направлении смещены соответственно на величину L_{Σ} и V_{Σ} . Очевидно, что в обоих радиальных подшипниках углы контакта будут равны нулю при $L_{\Sigma} \geq 0$ и $V_{\Sigma} \geq 0$.

Величины L_{Σ} и V_{Σ} можно определить, рассчитав размерные цепи L и V .

Предварительно необходимо определить радиальные зазоры в подшипниках опоры и осевой сдвиг в замковом подшипнике, пользуясь методом применительно к опоре $\text{РШ}_3\text{Р}$, т. е. рассчитывать зазоры в радиальных шариковых подшипниках аналогично зазорам радиальных роликовых подшипников.

Составляющими звеньями цепей L и V являются:

L_1 и V_1 — расстояния между центрами кривизны шариковых беговых дорожек на цапфе; L_3 и V_3 — то же — в шарошке; L_2 (C_{Σ}) = V_2 (C_{Σ}) — относительный осевой сдвиг беговых дорожек шарикового замкового подшипника.

Передаточные отношения звеньев

$$A_{L_0} = A_{V_1} = 1; \quad A_{L_1} = A_{L_2} = A_{V_2} = A_{V_3} = -1.$$

Уравнения размерных цепей L и V

$$L_{\Sigma} = -L_1 - L_2 + L_3; \quad (VI.66)$$

$$V_{\Sigma} = V_1 - V_2 - V_3. \quad (VI.67)$$

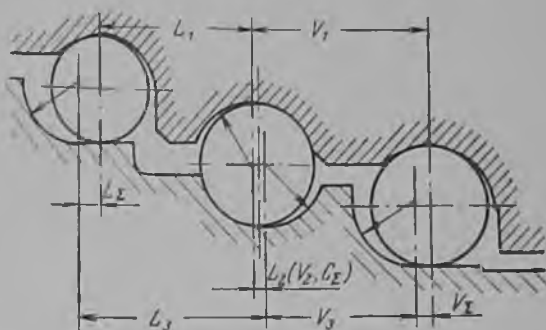


Рис. 84. Схема осевых зазоров в подшипниках опоры $\text{ШШ}_3\text{Ш}$.

Размеры звеньев L_1 , L_3 , V и V_3 определяются ориентировочно прочерчиванием. Допускаемые отклонения и вероятностные характеристики этих звеньев принимаются в соответствии с достигнутой точностью изготовления и табл. 22.

Звенья L_2 и V_2 принимаются равными C_Σ . Соответственно

$$\delta_{L_2} = \delta_{V_2} = \delta_{C_\Sigma}; \quad \Delta_{L_2} = \Delta_{V_2} = \Delta_{C_\Sigma} = 0; \quad k_{L_2} = k_{V_2} = k_{C_\Sigma}$$

и

$$a_{L_2} = a_{V_2} = a_{C_\Sigma} = 0.$$

Значения k_{L_Σ} , k_{V_Σ} , δ'_{L_Σ} , δ'_{V_Σ} , Δ'_{L_Σ} и Δ'_{V_Σ} определяются по формулам (VI.15), (VI.16), (VI.11) и (VI.12).

Задаввшись значениями L_Σ^{nm} и V_Σ^{nm} , из (VI.19) найдем

$$L_\Sigma = L_\Sigma^{nm} - \Delta'_{L_\Sigma} + \delta'_{L_\Sigma}; \quad (VI.68)$$

$$V_\Sigma = V_\Sigma^{nm} - \Delta'_{V_\Sigma} + \delta'_{V_\Sigma}. \quad (VI.69)$$

Далее необходимо, пользуясь формулами (VI.66) и (VI.67), уточнить значения L_1 , L_3 , V_1 и V_3 по найденным L_Σ и V_Σ .

В трехрядной шариковой опоре ШШ₃Ш величинами L_Σ и V_Σ можно регулировать очередность вступления периферийного и концевого подшипников в работу по частичному восприятию осевой

Рис. 85. Схема осевых зазоров в замковых шариковых подшипниках опоры ШШ₃Ш₃Р.

составляющей нагрузки, по мере осевого износа замкового подшипника. Если, например, при выборе величины L_Σ^{nm} обеспечить условие $L_\Sigma^{nm} \geq V_\Sigma^{nm} + 2\delta_{V_\Sigma}$, то во всех случаях периферийный подшипник воспримет часть осевой составляющей раньше концевого подшипника. Тем самым работа последнего облегчится, что немаловажно, если учесть его относительно малую несущую способность.

На рис. 85 рассмотрен случай, когда в качестве одного из радиальных подшипников используется шариковый подшипник двустороннего действия (например, опора ШШ₃Ш₃Р — так называемая «двухзамковая опора»). В такой опоре периферийный шариковый подшипник воспримет осевую составляющую пагрузки раньше среднего шарикового подшипника. Здесь также целесообразно исключить перегрузку, выполнив профиль беговой дорожки в шарошке с цилиндрическим пояском между двумя радиусными участками. Величина V_Σ определится аналогично опоре ШШ₃Ш. Для того чтобы этот подшипник оставался чисто радиальным и при сдвиге шарошки в противоположную сторону (например, при проработке ствола

сважины). ширину цилиндрического пояса следует принять примерно равной или несколько большей $V_{\Sigma} + 2C_{\Sigma}$.

Сравнительные испытания образцов опор Ш₃Ш₃Р и ШШ₃Ш на стенде показывают, что стойкость опоры существенно зависит от величины L_{Σ} и V_{Σ} . Ниже приводится среднее суммарное число оборотов $n_{\text{сум}}$ опор до выхода из строя при различных значениях L_{Σ} и V_{Σ} .

опора Ш₃Ш₃Р —

$$V_{\Sigma} = 0,16 \div 0,47 \text{ мм}; \quad n_{\text{сум}} = 123,5 \text{ тыс. об.}$$

$$V_{\Sigma} = -0,12 \div -0,21 \text{ мм}; \quad n_{\text{сум}} = 112,2 \text{ тыс. об.}$$

$$V_{\Sigma} = -0,39 \div -0,46 \text{ мм}; \quad n_{\text{сум}} = 58,9 \text{ тыс. об.}$$

опора ШШ₃Ш —

$$L_{\Sigma} = 0,15 \div 0,55 \text{ мм}; \quad n_{\text{сум}} = 96,6 \text{ тыс. об.}$$

$$V_{\Sigma} = 0,10 \div 0,55 \text{ мм};$$

$$L_{\Sigma} = 0 \div -0,2 \text{ мм}; \quad n_{\text{сум}} = 70,4 \text{ тыс. об.}$$

$$V_{\Sigma} = -0,04 \div 0,10 \text{ мм.}$$

Таким образом, в опоре с несколькими шариковыми подшипниками следует принимать L_{Σ} и $V_{\Sigma} \approx 0,1 \div 0,5 \text{ мм}$, при этом $L_{\Sigma}^{\text{нм}} \geq 0,1$ и $V_{\Sigma}^{\text{нм}} \geq 0,1$. В опоре Ш₃Ш₃Р можно допускать значения $V_{\Sigma}^{\text{нм}} \geq -0,2 \text{ мм}$, так как при таком значении опоры имеет достаточно высокую работоспособность и нет необходимости выполнять цилиндрический пояс на профиле беговой дорожки в шарошке.

§ 8. ОСЕВЫЕ ЗАЗОРЫ В ОПОРАХ С УПОРНЫМИ ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Упорные подшипники работоспособны при низкоборотном роторном бурении и предусматриваются в опоре для уменьшения нагрузки на шариковый замковый подшипник. Поэтому осевые размеры, определяющие положение рабочих поверхностей упорных подшипников, должны быть заданы так, чтобы упорные подшипники скольжения вступали в работу раньше замкового. Поскольку при этом необходимо учитывать погрешности выполнения размеров, составим размерные цепи, имеющие замыкающими звеньями искомые зазоры. В качестве примера рассмотрим опору РШ₃С_тСС_у (рис. 86). В такой опоре подшипники С_т и С_у должны вступить в работу не только раньше шарикового замкового, но и в определенной последовательности. Первым должен воспринять осевую нагрузку подшипник С_т,

затем C_{Σ} и только после этого — шариковый замковый подшипник.

Расчет размерный цепей Γ и D производится в соответствии с указаниями § 5, и результаты его должны удовлетворять следующим условиям:

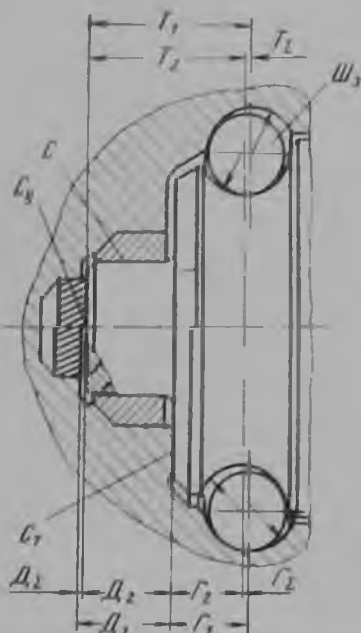


Рис. 86. Схема зазоров в опоре с подшипниками скольжения.

$$\Gamma_{\Sigma}^{нб} \leq \frac{1}{2} C_{\Sigma}; \quad \Gamma_{\Sigma}^{нм} = 0;$$

$$D_{\Sigma}^{нб} \leq C_{\Sigma}; \quad D_{\Sigma}^{нм} \approx \frac{1}{2} C_{\Sigma},$$

где C_{Σ} — относительный сдвиг беговых дорожек шарикового замкового подшипника.

Для опоры со схемой РШ₃СС_у (рис. 86) может быть составлена размерная цепь T , замыкающее звено которой должно удовлетворять условиям

$$T_{\Sigma}^{нб} \leq C_{\Sigma}; \quad T_{\Sigma}^{нм} \approx \frac{1}{2} C_{\Sigma}.$$

Необходимо отметить, что обеспечить вышеупомянутые условия можно только при достаточно высокой точности выполнения осевых размеров деталей опоры (не ниже 3-го класса точности, ОСТ 1013).

§ 9. УЧЕТ ЗАЗОРОВ В ПОДШИПНИКАХ ОПОРЫ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ БАЗ ШАРОШЕК

Базы шарошки, определяющие положение ее калибрующих окружностей относительно теоретической оси долота, при сборке реального долота формируются в результате суммирования ряда сборочных размеров деталей — лапы, шарошки, тел качения. При этом на величине баз, а следовательно, и на фактическом диаметре долота существенным образом скажется осевое перемещение шарошки в пределах осевого люфта шарикового замкового подшипника $2C_{\Sigma}$. Поэтому следует договориться, какое положение шарошки в пределах осевого люфта шарикового замкового подшипника считать номинальным. Это необходимо для того, чтобы положение шарошки в момент контроля диаметра долота соответствовало положению, принятому при номинальном расчете. В противном случае даже у идеально изготовленного долота фактический диаметр может не соответствовать номинальному. В производственных условиях это может привести к суммированию ошибок изготовления, находящихся в допустимых пределах с разницей между расчетным и коп-

Ниболее удобно, чем шарошки, и как следствие — к отбраковке долата, изготовленного в соответствии с требованиями чертежей.

Наиболее удобно принять за номинальное такое положение шарошки, когда она сдвинута к центру долота до упора в тариковом замковом подшипнике (т. е. на расстоянии S_2 от среднего положения), а радиальные зазоры в периферийном и концевом подшипниках опоры выбраны в направлении реакции забоя (рис. 87).

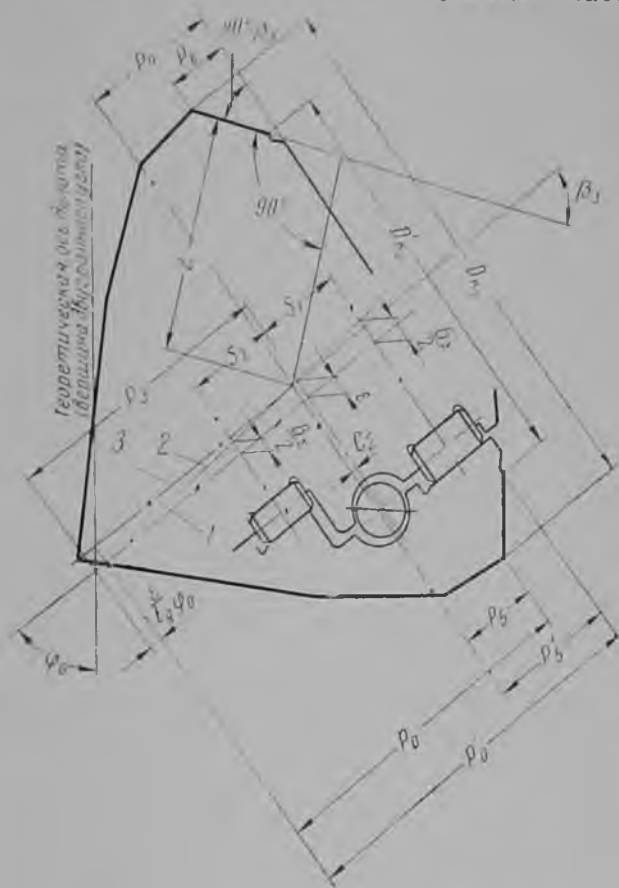


Рис. 87. Положение шарошки на цапфе

1 — ось цапфы; 2 — ось шарошки (действительная); 3 — ось шарошки (расчетная).

Прежде всего это удобно потому, что такое положение характерно для измерения диаметра долота проходным и непроходным калибрами — кольцами.

Имеет значение тот факт, что такое положение могут иметь ша-
рошки долот с герметизированной масломполненной опорой*.

* При значительной жесткости торцевой уплотнительной манжеты возможно несколько иное положение шаропки, а именно: сдвинутое относительно цапфы шариковым замковым подшипником. В этом случае у ненагруженной опоры $\varepsilon = 0$.

Положение шарошки и ее баз P_0 и P'_0 определяются следующими размерами: $\frac{\varepsilon}{\lg \varphi_0}$ — сдвиг шарошки вдоль оси цапфы за счет радиальных зазоров в опоре; P_3 — расстояние от вершины двугранного угла * (в номинале совпадающей с теоретической осью долота) до плоскости симметрии шариковой беговой дорожки замкового подшипника на цапфе, измеренное вдоль оси цапфы; P_5 и P'_5 — расстояния между плоскостями калибрующих окружностей шарошки и плоскостью симметрии шариковой беговой дорожки в шарошке.

При определении нормальных значений этих размеров должны удовлетворяться равенства

$$P_3 - P_5 = P_0 + \frac{\varepsilon}{\lg \varphi_0} + C_{\Sigma} \quad (\text{VI.70})$$

$$P_3 - P'_5 = P'_0 + \frac{\varepsilon}{\lg \varphi_0} + C_{\Sigma}. \quad (\text{VI.71})$$

Размеры P_5 и P'_5 при простановке на чертеже заменяются размерами P_6 , P_7 и углом β_3 , определяемыми из соотношений

$$P_6 = P_7 - P_5; \quad (\text{VI.72})$$

$$\beta_3 = \arctg \frac{r_{k_6} - r'_{k_6}}{P'_6 - P_6} = \arctg \frac{r_{k_0} - r'_{k_0}}{P'_0 - P_0}. \quad (\text{VI.73})$$

Рис. 88. Опора с воздушными каналами и цапфе.

Для удобства контроля положения калибрующих окружностей шарошки на чертеже часто проставляют одновременно с углом β_3 размер L , определяемый по формуле

$$L = r_{k_0} \cos \beta_3 - P_5 \sin \beta_3. \quad (\text{VI.74})$$

§ 10. ОПОРЫ ДОЛОТ ДЛЯ БУРЕНИЯ С ПРОДУВКОЙ ВОЗДУХОМ

При бурении с продувкой скважины воздухом резко ухудшаются условия работы опоры, так как воздух является плохим теплоносителем, и недостаточный теплоотвод от опоры приводит к ее перегреву, вплоть до расплавления беговых дорожек и тел качения. Поэтому для улучшения охлаждения опоры в долотах в этом случае часть воздуха по специальным каналам в лапе и цапфе (рис. 88), имеющим определенное сечение, направляется непосредственно в опору. Для прохода воздуха на замковом пальце выполняется кольцевая проточка.

В условиях плохого теплоотвода наилучшие результаты дают опоры РШЗШ — до диаметра 190 мм включительно и РШЗР — для

* Вершина двугранного угла — теоретическая линия пересечения его граней (плоскостей).

диаметра 214 мм. Достаточно высокие результаты были получены при испытании опытных партий долот с коническим периферийным роликовым подшипником.

§ 11. ГЕРМЕТИЗИРОВАННЫЕ МАСЛОНАПОЛНЕННЫЕ ОПОРЫ

На рис. 89 показаны три схемы герметизации маслonaполненной опоры шарошечного долота. Как показали стендовые и промышленные испытания, ни одна из этих схем не обладает достаточной работоспособностью в турбинном бурении из-за быстрого износа уплотнительного манжета.

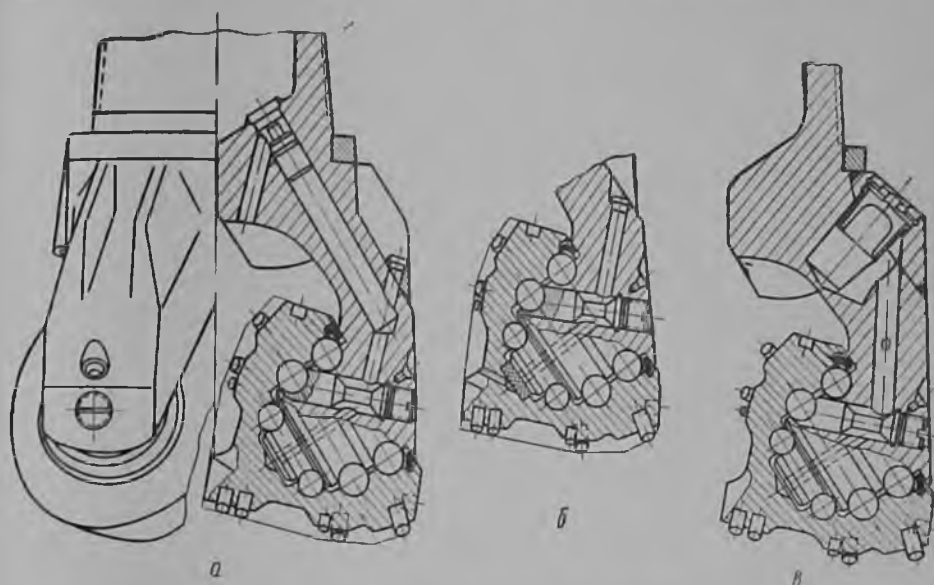


Рис. 89. Герметизированные маслonaполненные опоры.

Для нормальной работы уплотнения необходимо компенсировать изменение перепада давления при спуске долота в скважину. Для этого опора снабжается компенсатором в виде фетрового фильтра (схема б) или лубрикатора (схемы а и в). Испытания показывают, что наилучшую компенсацию обеспечивает схема в, не имеющая подвижных элементов, способных заклиниваться при перемещении.

В условиях роторного бурения наилучшие результаты показывает схема в. Эта схема имеет широкое применение в зарубежных долотах с опорой РШ₃С_тСС_у, предназначенных для роторного бурения.

Для нормальной работы шарошечных долот с герметизированной маслonaполненной опорой должно быть выдержано условие, обеспечивающее при спуске долота в скважину (по мере увеличения давления среды) выравнивание (компенсация) давления в полостях его шарошек. Это обеспечивается конструкцией лубрикатора и уплотнительных манжет. Смазка в лапах долота изолируется от внешней среды резиновым колпаком, к поверхности которого в свернутом

состоянии имеется доступ раствора, сжимающего по мере увеличения давления при спуске долота в скважину смазку стремящуюся развернуться кофактом. При этом уплотнительная манжета должна обеспечить герметичность опор со стороны торца шарошки. Это достигается жесткостью самой манжеты и беззазорным прилеганием ее к торцу благодаря точному изготовлению деталей.

На рис. 90 показана схема места установки манжеты и приведены размеры, согласование которых необходимо для установки манжеты (показана условно).

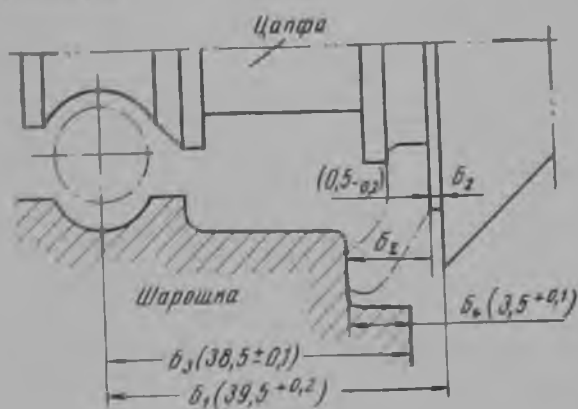


Рис. 90. Положение манжеты.

Определим наибольшее и наименьшее значение зазора B_{Σ} , перекрываемого манжетой.

$$B_{\Sigma} = (39,5 - 0,5) - (38,5 - 3,5) = 4.$$

Звено B_1 Передаточное отношение $A_1 = +1$

Координата середины поля допуска Δ_{B_1}

$$\Delta_{B_1} = 0,5 (BO + NO) = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1$$

Половина поля допуска

$$\delta_{B_1} = 0,5 (BO - NO) = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1$$

Звено B_2

$$\Delta_{B_2} = 0,5 (-0,2) = -0,1$$

$$A_2 = -1$$

$$\delta_{B_2} = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1$$

Звено B_3

$$\Delta_{B_3} = 0$$

$$A_3 = -1$$

$$\delta_{B_3} = 0,1$$

Звено B_4

$$\Delta_{B_4} = 0,05$$

$$A_4 = +1$$

$$\delta_{B_4} = 0,5$$

$$\Delta_{B_{\Sigma}} = 0,1 + 0,1 + 0,05 = 0,25$$

$$\delta_{B_{\Sigma}}^1 = \sqrt{0,1^2 + 0,1^2 + 0,1^2 + 0,05} = \sqrt{0,0325} = 0,18$$

$$B_{\Sigma}^{нб} = 4 + 0,25 + 0,18 = 4,43; \quad B_{\Sigma}^{нм} = 4 + 0,25 - 0,18 = 4,07.$$

Манжета должна быть поставлена с натягом $0,36 + C_{\Sigma}^{нб}$ мм.

Глава VII

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДОЛОТ С РАЗЛИЧНЫМИ СИСТЕМАМИ ПРОМЫВКИ

§ 1. ГИДРОМОНИТОРНЫЕ ДОЛОТА *

Особенностью гидромониторных долот является возможность эффективного использования при бурении скважин энергии струи промывочной жидкости для интенсификации очистки забоя. Гидромониторным эффектом при этом следует считать эффект своевременного удаления с забоя разрушенных зубьями или лезвиями долота частиц породы, прижимаемых гидростатическим давлением столба жидкости.

Экспериментально-исследовательские работы по гидромониторным долотам показали, что для достижения максимального эффекта их применения необходимо создавать большие скорости истечения промывочной жидкости. Струю промывочной жидкости при этом следует направлять по свободному между шарошками пространству на забой, что обеспечит хорошую его очистку от разбуренной породы и интенсифицирует процесс разрушения породы зубьями долота.

Чем выше скорость истечения жидкости из насадки, тем больше гидромониторный эффект, скорость проходки и проходка на долото.

Нельзя забывать при этом, что механическая скорость проходки скважин растет с ростом количества прокачиваемой жидкости. Следовательно, с точки зрения получения максимальной механической скорости проходки всегда выгодно увеличивать количество прокачиваемой жидкости. Достижение больших скоростей истечения жидкости из насадок гидромониторного долота не должно сопровождаться уменьшением подачи раствора. Кроме того, существуют необходимые, практически определенные нормы скорости восходящего потока жидкости в затрубном пространстве, которые следует выполнять для предупреждения осложнений в стволе скважины из-за скопления выбуренных частиц породы.

Должна быть обеспечена минимальная скорость восходящего потока жидкости 0,9—1,5 м/сек при бурении в глинах и 0,7—1,0 м/сек — при бурении в известняках.

* Термин «гидромониторные» надо считать условным, так как непосредственное разрушение породы струей жидкости здесь не производится.

Обычно наибольший эффект при бурении гидромониторными долотами получают в мягких и слабосцементированных породах средней твердости. По мере увеличения твердости разбуриваемых пород преимущества гидромониторных долот уменьшаются. Чем больше глубина, тем предпочтительней становится гидромониторная промывка при бурении твердых пород.

Исходя из принципа действия гидромониторного долота его конструкция должна обеспечить выполнение функции преобразования потенциальной энергии промывочной жидкости в кинетическую с высокими показателями энергетических параметров струи.

При бурении скважины струя жидкости, истекающая из насадок долота, действует в затопленном пространстве более плотном обогащенном шламом породы и ограниченном стенками скважины и губаритами долота. В данном случае имеет место истечение несвободных струй. Обогащение промывочной жидкости частицами породы незначительно и практически не превышает 1—3%.

Влияние ограниченности пространства на характер распространения струи также незначительно [12]. Поэтому закономерности истечения из насадок долота могут описываться зависимостями, полученными для свободных струй с введением, в необходимых случаях, поправочных коэффициентов, полученных из опыта.

Известно, что скоростной напор H струи идеальной жидкости пропорционален квадрату скорости истечения v_0 этой струи и определяется формулой

$$H = \frac{v_0^2}{2g}, \quad (\text{VII.1})$$

а скорость ее истечения

$$v_0 = \sqrt{2gH}. \quad (\text{VII.2})$$

Фактические перепад давления в каналах (насадках) долота и скорость истечения промывочной жидкости при данном напоре с учетом удельного веса и коэффициента расхода насадки, характеризующего ее совершенство, будет

$$\Delta p = H = \frac{\gamma}{\mu^2} \frac{v_0^2}{2g}, \quad (\text{VII.3})$$

$$v_0 = \mu \sqrt{\frac{1}{\gamma} 2gH}, \quad (\text{VII.4})$$

где v_0 — скорость струи при выходе из насадки, м/сек; γ — удельный вес раствора в кг/м³; μ — коэффициент расхода насадки; g — ускорение свободного падения в м/сек².

Механическое воздействие струи промывочной жидкости на разрушенную часть забоя скважины определяется в конечном итоге скоростью ее соударения и размерами.

На забой, близко от контактирующих с ним зубьев, должна действовать высокообъемная, высокоскоростная струя.

Влияние плотности жидкости на ударное действие струи практически использовать не представляется возможным, так как при применении раствора с большим удельным весом обычно уменьшают подачу его.

Из условия сплошности потока расход жидкости Q из насадок долота определится

$$Q = nfv_0, \quad (\text{VII.5})$$

где f — площадь сечения насадки; n — количество насадок.

Из условия равенства количества движения силу струи F гидромониторного долота в данном сечении можно выразить как произведение массы жидкости m на скорость ее течения v_0

$$F = mv_0 = \frac{\gamma Q}{g} v_0. \quad (\text{VII.6})$$

С учетом (VII.5)

$$F = \frac{\gamma}{g} v_0^2 n f. \quad (\text{VII.7})$$

А. К. Козодоев [12] приводит следующее выражение для силы удара струи в месте ее контакта с забоем с учетом угла отражения струи от забоя α и угла встречи с ним β

$$F = \frac{\gamma}{g} f v_0^2 (1 - \cos \alpha) \cos \beta \quad (\text{VII.8})$$

или для давления струи p_0

$$p_0 = \frac{\gamma}{g} v_0^2 (1 - \cos \alpha) \cos \beta. \quad (\text{VII.9})$$

Практически $\alpha = 118-120^\circ$.

Динамическое давление струи p_{oc} с учетом его падения по оси струи с увеличением расстояния до насадки выражается

$$p_{oc} = p_0 \left(\frac{1 + am_0}{1 + am} \right)^2 \quad (\text{VII.10})$$

$$m_0 = \frac{l_0}{d_0} \quad m = \frac{l}{d},$$

где l_0 — длина начального участка струи; d_0 — начальный диаметр струи (диаметр отверстия насадки); d — диаметр струи на расстоянии l от ее начала.

$$a = 2 \lg a_p$$

a_p — угол расширения струи.

Практически для определения динамического давления струи можно использовать следующую формулу [12]:

$$P_{ос} = P_0 \frac{5.5}{(1 + am^2)} \quad (VII.11)$$

Динамическое давление жидкости на забой $P_{ос}$ практически не меняется на расстоянии, равном четырем — пяти диаметрам выходного отверстия насадок. При дальнейшем увеличении расстояния от выхода струи до забоя (преграды) оно монотонно убывает. Поэтому при конструировании необходимо стремиться устанавливать насадки на возможно близком расстоянии от забоя ($5-10 d_0$).

Поскольку в каналах лап гидромониторных долот должно быть обеспечено преобразование потока из малоскоростного в высокоскоростной на выходе из них, различные попытки создать такие долота на основе существующих конструкций не давали должных результатов. Сверление промывочных каналов в лапах и корпусах обычных долот, дополнительная приварка к ним различной формы патрубков и другие мероприятия не обеспечивали герметичности промывочной системы при высоких напорах промывочной жидкости. Резкие переходы в каналах и недостаточные сечения приводили к размыву металла абразивным раствором.

Из опыта конструирования и эксплуатации турбин турбобуров было известно, что безопасной с точки зрения эрозионного износа лапчаток скоростью протекания раствора является скорость 25 м/сек.

Гидромониторные долота могут эффективно применяться при любом способе бурения, но для этого надо обеспечить высокую скорость истечения прокачиваемой жидкости, в пределах 60—120 м/сек.

Следовательно, ускорение потока жидкости с 25 м/сек в каналах лап долота (безопасная скорость для металла лап) до 60—120 м/сек при выходе из долота следует осуществлять в специальных гидравлических насадках, не поддающихся износу.

Поэтому основной отличительной особенностью гидромониторных долот являются сменные твердосплавные насадки, которые устанавливают в конце промывочных каналов, они определяют направление и скорость промывочной жидкости.

Выпускаемые заводами струйные долота, имеющие каналы в лапах постоянного сечения, не могут обеспечить необходимой скорости истечения жидкости в конкретных условиях бурения.

Гидромониторные шаропечные долота изготавливают с асимметричными лапами, имеющими отверстия, по которым промывочная жидкость направляется между шарошками на периферийную часть забоя.

В зависимости от конструкции промывочных каналов гидромониторные долота выполняются двух видов: с изолированным промывочным каналом в каждой лапе (рис. 91); с углублением (карманом), выштампованным на плоскости двугранного угла лапы (рис. 92).

Необходимая герметизация долота достигается при помощи сварочных швов и плотного прилегания плоскостей двугранного угла.

Скорость струи в промывочных каналах (перед насадками) не должна превышать 25 м/сек. В нижней части промывочного канала (рис. 93) расположены сменные насадки 1, изготовленные из минерало-керамического твердого сплава. Насадки имеют надежное уплотнение, обеспечивающее их герметизацию. Уплотнение осуществляется с помощью круглого резинового кольца 2, расположенного в кольцевой канавке лапы и охватывающего насадку. Крепление сменных насадок производится упорным пружинным кольцом 3.

В настоящее время для гидромониторных шарошечных долот выпускаются коноидальные насадки из износостойкого минерало-керамического сплава ЦМ-332 либо керамики 22ХС. Размеры применяемых насадок приведены на рис. 94 и в табл. 26.

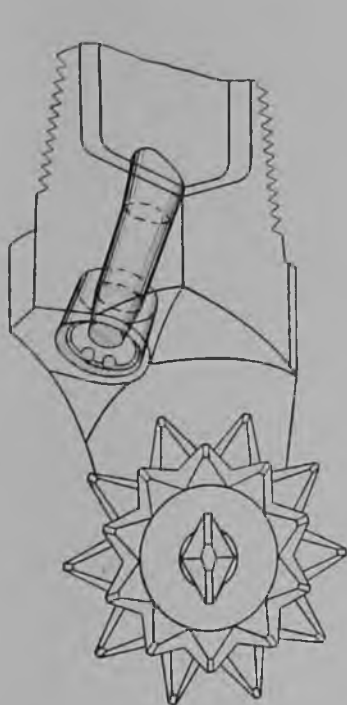


Рис. 91. Асимметричная лапа с изолированным промывочным каналом.

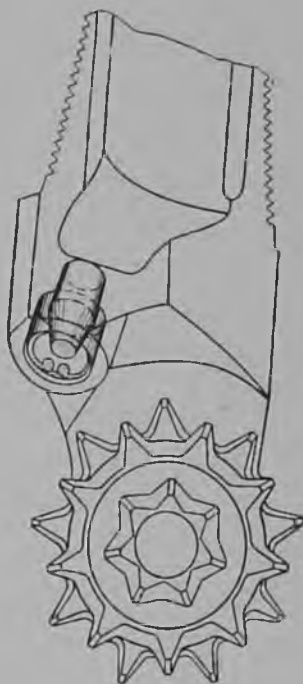


Рис. 92. Асимметричная лапа с углублением, выштампованным на плоскости двугранного угла.

Сведения о конструкциях отверстия под насадку колец уплотнительного резинового и пружинного упорного приведены в табл. 27, 28, 29, на рис. 95, 96 и 97.

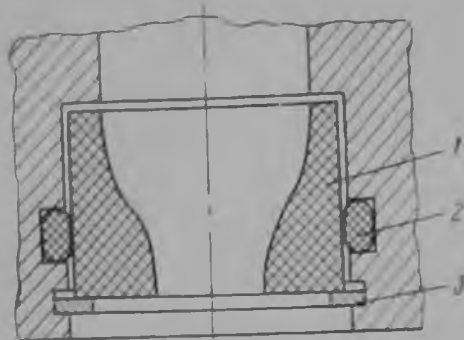


Рис. 93. Крепление сменных пасадок.

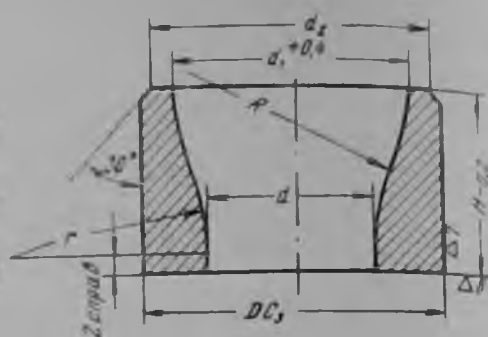


Рис. 94. Конусоидальная минерало-керамическая пасадка.

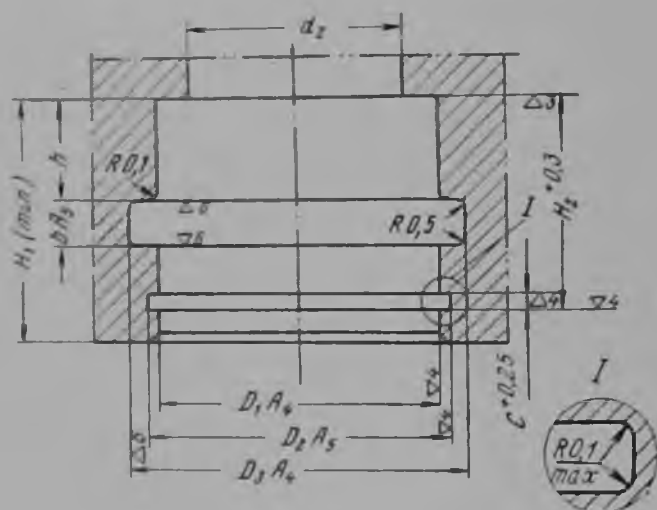


Рис. 95. Конструкция отверстия под пасадку.

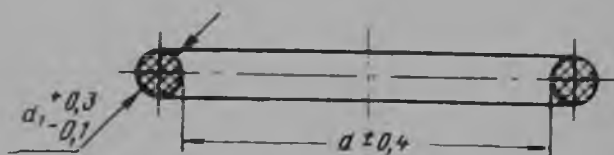


Рис. 96. Уплотнительное резиновое кольцо.

Таблица 26

Размеры отверстий под насадки, мм							Диаметр долота, мм
<i>D</i>	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>R</i>	<i>r</i>	<i>d</i> ₂	<i>H</i>	
34,7	18	27	24	27,7	32,3	20	243 и более
	16	27	17	24,6			
	15	27	16	23,1			
	14	27	15	21,6			
	13	27	13	18,5			
	12	27	11,5	18,0			
	11	27	11,0	17,0			
	10	27	11,0	16,0			
31,7	16	24	28	24,6	29,4	20	214
	15	24	27	23,1			
	14	24	25	21,6			
	13	24	24	20,0			
	12	24	20	18,5			
	11	24	17	17,0			
	10	24	17	16,0			
27,7	14	20	36	21,6	25,4	20	190
	13	20	36	20,0			
	12	20	36	18,5			
	11	20	33	17,0			
	10	20	30	15,4			
	9	20	25	14,0			
21,7	10	14	29	15,4	19,8	12	161 и менее
	9	14	28	13,9			
	8	14	19	12,3			
	7	14	12	10,0			

Таблица 27

Размеры отверстий под насадки, мм									Диаметр долота, мм
<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>d</i> ₂	<i>H</i> ₁	<i>H</i> ₂	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
35	37,5	41,5	27	25	21,8	11	5,5	2	243 и более
32	34,5	37	24	25	21,8	11	4,7	2	214
28	30,5	33	20	25	21,8	11	4,7	1,6	190
22	24	25,6	14	16	13,5	6	3,5	1,3	161 и менее

Таблица 28

Размеры, мм		Условное обозначение	Диаметр долота, мм
d	d_1		
34,2	4,1	H2-42×35-1ГОСТ9833-61	243 и более
31,2	3,3	У-О×32-1ГОСТ9833-61	214
27,2	3,3	У-О×28-1ГОСТ9833-61	190
21,2	2,4		161 и менее

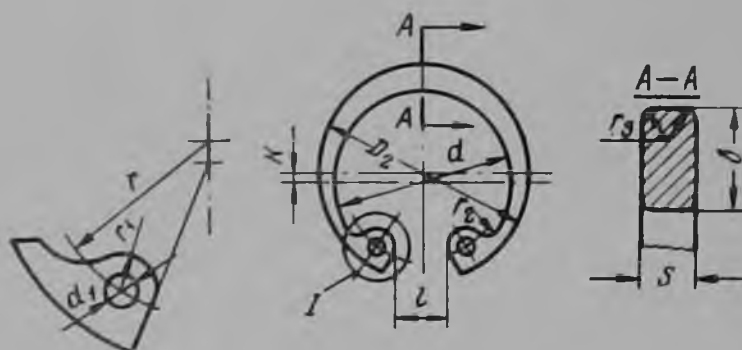


Рис. 97. Упорное пружинное кольцо.

Размеры коль				
D_2	d	l	r	d_1
37,8 _{-0,34}	32,6 ^{+0,62}	10 ^{+0,58}	15,6 _{-0,43}	2,5 ^{+0,40}
34,5 _{-0,34}	29,3 ^{+0,52}	9 ^{+0,58}	14 _{-0,43}	2,5 ^{+0,40}
30,2 _{-0,34}	25,6 ^{+0,52}	8 ^{+0,58}	12,6 _{-0,43}	2,0 ^{+0,40}
23,8 _{-0,14}	19,8 ^{+0,52}	6 ^{+0,30}	9,4 _{-0,36}	2,0 ^{+0,40}

Проектирование гидромониторного шарошечного долота сводится к наиболее целесообразному размещению промывочных каналов в каждой лапе долота и обеспечению надежного крепления и уплотнения гидромониторной насадки на выходе канала. Следует обеспечить при этом герметичное соединение лап между собой.

Рассмотрим приемы конструирования лапы гидромониторного долота с изолированным промывочным каналом в асимметричной лапе.

Заметим, что такая конструкция лапы менее удобна с точки зрения обеспечения беспрепятственного прохода жидкости в свободном между шарошками долота пространстве. Для соответствующего размещения каналов в лапах в долотах такой конструкции стремятся увеличить проходное сечение в ниппеле; поэтому применяют обычно присоединительную резьбу типа ЗШ. Каналы в лапах имеют значительную длину, так как для обеспечения прочности корпуса долота у основания резьбы их входная часть должна быть выполнена выше уровня последней нитки резьбового ниппеля.

На рис. 98 схематически изображена асимметричная лапа гидромониторного долота. Асимметричность выражается углом ψ_A , величина которого может колебаться в пределах $5-15^\circ$ (для симметричной негидромониторной лапы трехшарошечного долота $\psi_A = 30^\circ$). Для долот со смещенными осями типа С, МС и М обычно применяют $\psi_A = 15^\circ$.

После прочерчивания проекций лапы берут посередине между двумя шарошками на забое (в плане) точку K центра струи, отстоящую от стенки скважины на расстоянии, как минимум равны радиусу наибольшего выходного сечения насадки для данного размера долота.

Затем соединяют точку K прямой линией с точкой K_2 центра входного отверстия в лапе, предварительно выбранного из условия его размещения и удобства обработки на станке.

Таблица 29

ла, мм						Диаметр долота, мм
r_1	b	k справочный	r_1	r_2	S	
3,0 _{-0,43}	3,5	0,9	3,0	0,2	1,6	243 и более
3,0 _{-0,43}	3,5	0,9	3,0	0,2	1,6	214
2,5 _{-0,43}	3,1	0,8	3,0	0,2	1,3	190
2,0 _{-0,30}	2,7	0,7	2,5	0,2	1,1	161 и менее

На прямой KK_2 берем точку K_1 центра выходного сечения струи с учетом максимального ее приближения к забою при обеспечении возможности обработки цапфы лапы на станке (шлифовальном). В сечении $D-D$ чертёжка прочерчивается канал в лапе с разделкой места для установки сменной насадки. Предварительно нужно нанести точку K' , соответствующую точку K в плане, как указано на чертеже стрелкой. Там же отметим точки K'_1 , K'' . Расстояние $K'K'_1$ будет соответствовать длине струи (в данной проекции).

Полученные углы β и α и расстояние L вдоль оси струи от забоя до выходного отверстия из лапы позволяет геометрически найти все параметры, необходимые для проектирования гидромониторной лапы.

Для этого приводятся следующие расчетные формулы:

$$\frac{L \sin \alpha \cdot \sin \beta}{L \cos \alpha}, \quad \text{или} \\ \operatorname{tg} \lambda = \operatorname{tg} \alpha \sin \beta; \quad (\text{VII.12})$$

$$\operatorname{tg} Q = \frac{L \sin \alpha \cos \beta}{L \cos \alpha} \quad \text{или} \\ \operatorname{tg} Q = \operatorname{tg} \alpha \cos \beta; \quad (\text{VIII.13})$$

$$\operatorname{ctg} \varphi = \frac{L (\cos \alpha \sin \varphi + \sin \alpha \sin \beta \cos \varphi)}{L \sin \alpha \cos \beta} \quad \text{или} \\ \operatorname{ctg} \varphi = \frac{\operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi + \sin \beta \cos \varphi}{\cos \beta}. \quad (\text{VII.14})$$

Расположение промывочных каналов в лапах с изолированными капалами затруднительно ввиду ограниченности пространства между соседними шарошками, по которому должна проходить струя раствора.

Поэтому требуется обязательная проверка проходимости струи между двумя шарошками. Для этого на чертеже лапы должен быть нанесен контур шарошки и графически определены расстояния до этого контура от оси струи в наиболее стесненном пространстве между шарошками (см. рис. 98).

Графическое построение контура шарошки изображено на рис. 98 и заключается в следующем. Выбирается предположительно наиболее стесненное сечение $A-A$ для прохода струи (или строятся последовательно несколько сечений). Проводятся поочередно секущие шарошку плоскости a, b, c, d . В сечениях шарошек этими плоскостями паходятся точки a', b', c', d' , лежащие на плоскости AA . Найденные точки переносятся отрезками Ad_1, Ac_1, Ab_1, Aa . Полученные точки соединяются и линия соединения будет представлять контур шарошек в секущей плоскости AA . Перенесем сечение струи в этой плоскости с центром K_3 на проекцию лапы в плане, определяя проходимость струи между шарошками.

При проверке выявляется недостаточность свободного пространства, производится корректировка положения точек K_1 , K_2 , после чего проверка повторяется.

Удобнее располагать каналы в асимметричной лапе с выштампованным местом для входного сечения канала. Точки K_1 и K_2 в такой лапе легко располагаются ближе к периферийной части скважины, каналы могут иметь меньшие углы наклона, а струя может направленно от контура шарошек, благодаря чему ее легко подвести на

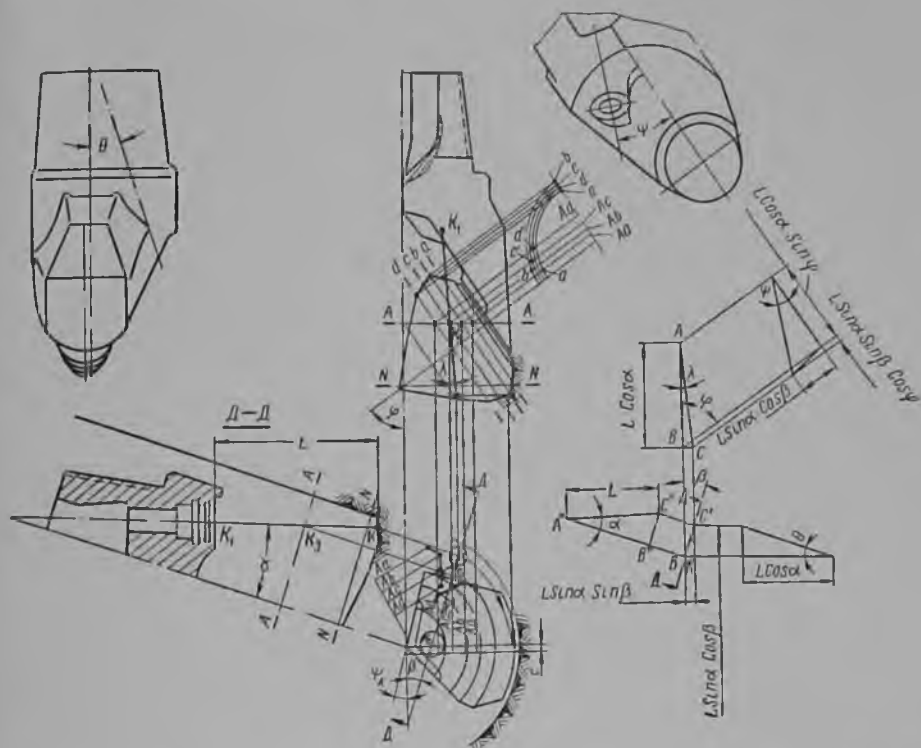


Рис. 98. Графическое построение промывочного канала в асимметричной лапе.

забой ближе к зубу шарошки, выходящему из контакта с породой, и этим обеспечить быстрое удаление частицы породы и работу зуба следующей шарошки по чистому забою.

В настоящее время в связи с лучшим оснащением долотных заводов кузнечно-прессовым оборудованием переходят на улучшенную конструкцию лапы гидромониторного долота.

§ 2. ДОЛОТА С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПРОМЫВКОЙ

К шарошечным долотам с центральной промывкой относятся все долота, конструкция корпуса которых предусматривает наличие в нем каналов для прохода промывочной жидкости в центре долота

на шарошке. Каналы могут быть выполнены в виде круглого центрального отверстия в корпусе, щелевидного отверстия, круглого отверстия в центральной сменной втулке с приближенным к шарошечкам выходным сечением, трех самостоятельных каналов в каждой лапе долота, направленных на шарошки и др. Общим для всех указанных долот с центральной промывкой является одинаковая величина суммарной площади поперечного сечения промывочных каналов. Конкретные размеры поперечных сечений промывочных каналов трехшарошечных долот различных размеров назначаются исходя из допустимых скоростей течения прокачиваемой через них промывочной жидкости. Как было показано выше, с точки зрения безопасного эрозионного износа скорость протекания раствора в каналах лап долота должна составлять 25 м/сек. Эта величина может быть принята также и для материала шарошек, которые в течение долбления непрерывно омываются раствором в таких долотах. Таким образом, из условия эксплуатации долот различных размеров, зная для каждого из них расход промывочной жидкости Q , нетрудно найти необходимое сечение промывочных каналов сумм $F_{\text{сумм}}$

$$F_{\text{сумм}} = \frac{Q}{v} = \frac{1}{25} Q. \quad (\text{VII.15})$$

В табл. 30 приведены выработанные практикой величины сечений каналов для долот различных размеров с центральной промывкой. Эти величины должны быть одинаковыми с величинами суммарных сечений подводящих каналов в лапах гидромониторных долот (либо близкими к ним).

Т а б л и ц а 30

Номинальный диаметр долота, мм	Суммарное сечение промывочных каналов, см ²	Номинальный диаметр долота, мм	Суммарное сечение промывочных каналов, см ²
46	1,7	172	9,0
59		190	10,0
76		214	13,5
93	2,5	243	17,0
97		269	
112		295	
118	4,0	320	21,0
132		346	
140		370	
145	6,0	394	
151		445	
161		490	

Многолетняя практика эксплуатации трехшарошечных долот с центральной промывкой, имеющих различные формы промывочных каналов, не смогла отдать абсолютного предпочтения какой-либо из них.

Применявшаяся в больших масштабах ранее щелевидная форма каналов в настоящее время пизжила себя. Не применяются более долота с одноконусными шарошками, в которых струя из щелей частично могла быть направлена в пространство между шарошками; в самоочищающихся долотах такая струя не сможет миновать металла шарошек.

Нецелесообразным стало выполнять промывку через три самостоятельных в каждой лапе долота отверстия. Основным назначением такой конструкции промывочных каналов была борьба с сальникообразованием на шарошках. Практика показывает, что почти во всех условиях бурения, подача раствора через центральный канал в долоте не приводит к сальникообразованию; этому способствует, очевидно, как форма выполнения долот (самоочищающиеся долота), так и повышенные количества прокачиваемой жидкости.

В последние годы при эксплуатации трехшарошечных долот увеличилось применение центральных сменных втулок с круглым каналом постоянного сечения.

В отличие от центрального канала в корпусе долота выходное сечение канала сменной втулки может быть приближено к шарошкам и к забою, это улучшает транспорт шлама породы, скапливающегося над шарошками.

При промывке через центральное отверстие долота его выходное сечение целесообразно приближать к забою по возможности до уровня шарошек.

Однако нельзя считать, что применение центральной сменной насадки может заменить собою гидромониторное долото. Последнее, как было показано, должно обеспечить воздействие высоконапорной струей жидкости на забой скважины. Струя, направленная в центр, неизбежно воздействует на шарошки; чрезмерная скорость истечения такой струи раствора вызовет эрозионный износ металла шарошек и особенно в роторном бурении.

§ 3. ДОЛОТА С ПРОДУВКОЙ ВОЗДУХОМ

Такие долота применяются главным образом при бурении взрывных скважин на карьерах; частично при бурении глубоких скважин с продувкой забоя сжатым воздухом или газом.

Особенностью трехшарошечных долот с продувкой воздухом или газом является центральный продувочный канал уменьшенного сечения в корпусе и каналы в каждой лапе, подводящие нагнетаемый воздух (газ) в полость опор шарошек для их охлаждения и продувки от возможного попадания в них мелких выбуренных частиц породы (пыли).

Для предотвращения попадания частиц породы через продувочные каналы в опоры шарошек в таких долотах необходимо приме-

нять обратный клапан (рис. 99). Конструкция обратного клапана должна обеспечить немедленное закрытие центрального продувочного канала долота после прекращения подачи воздуха и тем самым не допустить засасывание частиц породы в полость корпуса долота над входом в продувочные каналы лап.

В долотах с продувкой воздухом должна быть обеспечена непрерывная циркуляция продувочного агента через полость шарошек. Для этого необходимо выдержать определенное соотношение сече-

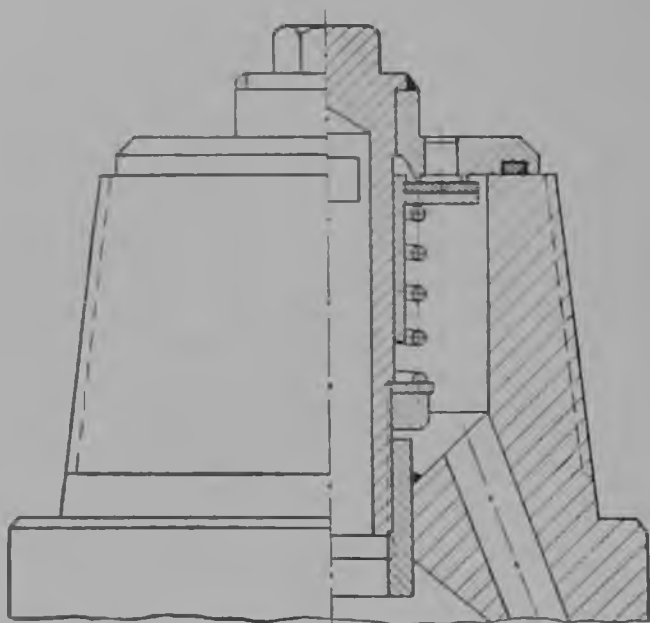


Рис. 99. Обратный клапан.

ний центрального продувочного канала и продувочных каналов в лапах. Экспериментально найдено, что при продувке воздухом с расходом 15—20 м³/мин и затратой перепада давления на долоте 2—3 кг/см² должно быть выдержано следующее соотношение

$$d = \sqrt{(0,1 \div 0,12) D^2}; \quad (\text{VII.16})$$

где d — диаметр отверстия в каждой лапе трехшарошечного долота; D — диаметр центрального отверстия в долоте.

В последнее время стали появляться долота с продувкой воздухом, в которых вместо одного центрального продувочного канала делают два или три боковых продувочных канала в асимметричных лапах (в лапах гидромониторных долот); продувка опор в этих долотах остается прежней. Соотношение сечений продувочных

каналов в этих долотах аналогично (VII.16) будет определяться следующим выражением

$$f_{\text{сумм}} = (0,3 \div 0,35) F_{\text{сумм}} \quad (\text{VII.17})$$

где $f_{\text{сумм}}$ — суммарное сечение отверстий в лапах; $F_{\text{сумм}}$ — суммарное сечение продувочных отверстий долота.

§ 4. ОСОБЕННОСТИ ПРОМЫВОЧНОЙ СИСТЕМЫ В КОРПУСНЫХ ДОЛОТАХ

Промывочные каналы в применяющихся до настоящего времени корпусных долотах расположены в специальных промывочных плитах, соединенных при помощи сварки с корпусом долота (рис. 100).

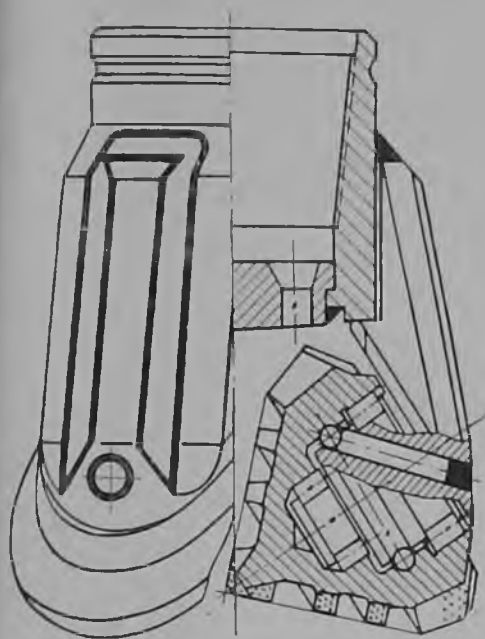


Рис. 100. Промывочные каналы корпусного долота.

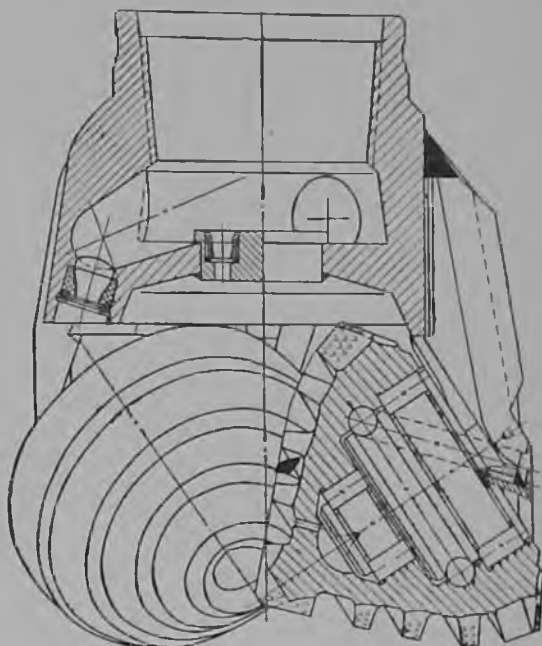


Рис. 101. Гидромониторное корпусное долото с литым корпусом.

Промывочные каналы в плитах корпусных долот можно выполнять в любом из указанных выше вариантов для бескорпусных долот. Чаще всего выпускаются долота, в которых промывочная жидкость направляется на шарошки и в центр.

Корпусные долота в гидромониторном исполнении, распространение которых получило в последнее время, имеют промывочные каналы и сменные минерало-керамические насадки в нижней части специального литого корпуса (рис. 101). Особенностью таких долот является установка дополнительных пасадок в центре долота, способствующих борьбе с сальникообразованием над шарошками. Опыт показывает, что, если в бескорпусных гидромониторных долотах

диаметром до 295 мм боковая гидромониторная промывка обеспечивает их работу без сальникообразования, то в корпусных долотах диаметром 346 мм наличие только такой промывки может сопровождаться при работе долота и особенно в глинах скоплением выуренной породы под корпусом (над шарошками), т. е. сальникообразованием.

Корпусные долота изготавливаются только больших размеров диаметрами более 346 мм. Они изготавливаются с целым корпусом, к которому привариваются с боков отдельные секции. Эти долота имеют присоединительную муфтовую резьбу.

Корпусные долота имеют ряд недостатков, к числу которых можно отнести: а) повышенную аварийность; б) большую сложность обеспечения необходимой точности диаметра долота и расположения шарошек; в) повышенный вес долота.

В настоящее время ВНИИБТ, Куйбышевское СКБ и Саратовский завод им. Дзержинского ведут работы по замене корпусных долот на секционные.

Глава VIII

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ДОЛОТ, ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЮ КАЧЕСТВА ДОЛОТ

§ 1. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДОЛОТ *

Детали долота работают в чрезвычайно тяжелых условиях. Поэтому решающее значение приобретают прочность и износостойкость материалов, из которых они изготовлены.

В результате проводимых исследований качество металла и сплавов непрерывно улучшается, внедряются и совершенствуются новые марки сталей.

Стали для лап и шарошек

Марки сталей для лап и шарошек приведены в табл. 31.

Таблица 31

Диаметры долот, мм	Марки сталей	
	Для шарошек	Для лап
До 190 включи- тельно	17НЗМА ЧМТУ/ЦНИИЧМ 334—60	
214 и выше	18ХНЗМА ЧМТУ 1—358—68 и 20ХНЗА ЧМТУ/ЦНИИЧМ 1274—64	14Х2НЗМА ЧМТУ/ЦНИИЧМ 1274—64

Поверхности беговых дорожек на лапах и в шарошках и наружная поверхность шарошек цементируются. Химический состав долотных сталей приведен в табл. 32.

* Глава написана по данным РМ ВНИИБТ—1—63 и РМ ВНИИБТ 2—63, разработанным отделом металловедения ВНИИБТ под руководством С. С. Хачатурова, и Межреспубликанских технических условий МРТУ 2—04—9—63.

Химический состав допустных сталей, %

Марка стали	Углерод	Кремний	Марганец	Хром	Никель	Молибден	Сера	Фосфор	Медь
17НЗМА	0,17—0,23	0,17—0,37	0,40—0,60	Не более 0,30	3,25—3,75	0,20—0,30	Не более 0,030	Не более 0,035	Не более 0,25
18ХНЗМА	0,15—0,20	0,17—0,37	0,50—0,80	0,50—0,80	2,8—3,2	0,25—0,35	Не более 0,025	Не более 0,025	Не более 0,25
14Х2НЗМА	0,12—0,17	0,17—0,34	0,30—0,60	1,5—1,75	2,75—3,15	0,20—0,30	Не более 0,025	Не более 0,025	Не более 0,30
						0,20—0,30			
20ХНЗА	0,16—0,22	0,17—0,37	0,30—0,60	0,6—0,9	2,75—3,15	0,20—0,30			

Примечание. Проводятся работы по повышению качества этих сталей электрошлаковым и вакуумным переплавлением.

Глубина цементированного слоя и концентрация углерода приведены в табл. 33 и 34.

Таблица 33

Диаметры долот, мм	Глубина цементированного слоя, мм	
	на беговых дорожках цапфы лапы после оконча- тельной механичес- кой обработки	на зубьях шарошки *
76—93	0,7—1,0	0,6—0,9
97—132	1,1—1,4	1,0—1,3
140—161	1,2—1,5	1,1—1,4
190	1,6—1,9	1,5—1,8
214	1,7—2,0	1,6—1,9
243	1,8—2,1	1,7—2,0
269—295	1,9—2,2	1,8—2,1
320	2,0—2,3	1,9—2,3
346	2,0—2,3	2,0—2,3
394—490	2,1—2,4	2,1—2,4

* У долот диаметром 76—161 мм на межвенцовых про- точках.

Таблица 34

Наименование деталей	Концентрация углерода в цементированном слое на глубине 0,1—0,3 мм от песлифованной поверх- ности, %
Лапы	0,90 ÷ 1,10
Шарошки зубчатые	0,70 ÷ 0,9
Шарошки штыревых долот	0,60 ÷ 0,8

Таблица 35

Механические свойства	Марки стали			
	шарошек		лап	
	17H3MA	18XH3MA	20XH3A	14X2H3MA
Предел текучести не менее, кг/см ²	65	90	75	80
Относительное сужение не менее, %	55	50	50	45
Ударная вязкость не менее, кг/см ²	9	9	8	8
Твердость поверхности беговой дорожки, HRC	57 ÷ 60	57 ÷ 60	57 ÷ 60	58 ÷ 62
Твердость поверхности буртов не более, HRC	—	—	—	52
Твердость сердцевины буртов, HRC	—	—	—	34 ÷ 47

Бурты на цапфе, козырек, спилка и хвостовая часть лап должны предохраняться от цементации.

Механические свойства сердцевинный шарошек, лап и твердость поверхности их после полной химико-термической обработки приведены в табл. 35.

Твердые сплавы для армирования зубьев шарошек

Для армирования зубьев шарошек применяются твердые сплавы релит «З» зерновой (при нагреве ТВЧ) и релит «ТЗ» трубчатозерновой (при нагреве ацетилено-кислородным пламенем).

Зернистость релита и толщина армированного слоя приведены в табл. 36.

Таблица 36

Диаметры долот, мм	Зернистость релита, мм		Толщина армированного слоя, мм	
	венцовые зубья	тыльная часть	венцовые зубья	тыльная часть
161 и менее	0,45—0,28 и 0,63—0,45 и 0,9—0,63	0,63—0,45	0,6—1,2	1,5—2,0
190			0,7—1,3	1,5—2,0
214		0,9—0,63	0,7—1,3	1,8—2,3
243			0,7—1,3	1,8—2,3
269—295	0,9—0,63		1,0—1,5	1,8—2,3
320—490		1,6—0,9	1,0—1,5	3,0—3,5

§ 2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

В этой книге не ставится цель детального рассмотрения технологического процесса изготовления долот. Отметим только такие его элементы, которые должны учитываться конструктором при проектировании и изготовлении долота.

Лапа долота

На долотных заводах СССР принята центровая обработка лапы. Зацентровка производится на базе предварительно профрезерованного двугранного угла. Поэтому при конструировании цапфы необходимо предусматривать возможность выполнения центровых отверстий.

Патронная технология обработки цапфы с базированием по двугранному углу применяется в тех случаях, когда выполнить центровые отверстия невозможно (например, в малых долотах и в долотах с упорным подшипником скольжения типа Су).

Центровая технология обусловлена необходимостью шлифовки цапфы после окончательной термообработки для устранения искажений профиля беговых дорожек от поводки и получения доста-

точно высокой чистоты поверхности, так как работоспособность подшипников в условиях высокооборотного (турбинного) бурения в значительной степени определяется этими факторами.

В результате поводки ширина роликовых беговых дорожек на отдельных участках может уменьшиться. При этом возможно заклинивание ролика. Необходимо тщательно контролировать ширину дорожки и при необходимости вводить дополнительную механическую обработку по ширине.

В процессе термообработки возникает поводка, изменяющая положение двугранного угла относительно цапфы. Поэтому для устранения вредного влияния поводки после окончательной термообработки вводится шлифование или фрезерование плоскостей двугранного угла на базе окончательно обработанной (шлифованной) цапфы.

Сборочные штифтовые отверстия на плоскостях двугранного угла (и торец хвостовика при сборке с установкой на торец) также должны обрабатываться после окончательной термообработки.

При совместной с цапфой термической и механической обработке замкового пальца должна быть исключена возможность выступания пальца над поверхностью желоба. Для этого перед окончательной шлифовкой палец должен быть допрессован до упора. В этом смысле расположение фиксирующего штифта под углом к оси пальца имеет определенные преимущества.

Несоосность беговых дорожек на цапфе совершенно недопустима. Поэтому даже при центровой технологии (а при патронной тем более) наилучшим вариантом является обработка всех беговых дорожек за одну установку, что может быть выполнено с помощью созданных за последние годы специальных двухшпиндельных шлифовальных станков, на которых периферийная и замковая дорожки шлифуются одним шпинделем, а концевая дорожка — другим шпинделем.

Производительность и качество шлифования снижаются при уменьшении диаметра шлифовального круга. Поэтому при конструировании лапы необходимо придавать надшарошечной ее части форму и размеры, достаточные для подвода шлифовального круга соответствующего диаметра.

В последние годы проводятся работы по внедрению блочного профильного шлифования цапфы. Внедрение этих методов может внести существенные коррективы в технологический процесс.

Шарошка долота с фрезерованными зубьями

Шарошка долота, находясь в непосредственном контакте с породой, особенно подвержена износу. Поэтому основные требования предъявляются к качеству металла и наплавки. Однако, выполняя ряд требований к геометрии шарошки, можно при том же качестве металла существенно повысить срок ее службы.

Наиболее благоприятный износ бывает при одновременной работе одноименных элементов шарошек, так как в этом случае факторы,

вызывающие износ, равномерно распределены между шарошками. Наиболее подвержена износу в абразивных породах тыльная часть шарошки (калибрующая поверхность). Для обеспечения одновременной работы этих поверхностей технологическим процессом должна быть предусмотрена механическая обработка (шлифование, электроэрозионная) тыльной части с базированием на окончательно обработанную беговую дорожку шарикового замкового подшипника*. Наплавка тыльной части шарошки при этом должна производиться с припуском, обеспечивающим обработку без черноты. Очень важно при наплавке тыльной части получить достаточную толщину твердого сплава по краям зубьев.

Положение конусов шарошки относительно беговых дорожек и венцов на конусах шарошки трудно поддается контролю. В то же время весьма важно обеспечить их правильное положение, так как от этого зависят межвенцовые зазоры и толщина тела шарошки в опасном сечении. Поэтому технологический процесс должен предусматривать комплекс мероприятий, позволяющих надежно контролировать внешнюю форму шарошки косвенным путем — контролем наладки на станках.

При фрезеровании зубьев важно обеспечить равномерную ширину рабочей кромки зуба (исключить «бантик», т. е. расширение рабочей кромки по краям зуба от фрезерования дисковой профильной фрезой врезанием). Взаимное расположение венцов и зубьев часто не позволяет фрезеровать зубья дисковой фрезой «напроход». Поэтому целесообразно перейти на фрезерование зубьев пальцевыми профильными фрезами. Этот способ используется рядом зарубежных долотных фирм. Некоторое снижение производительности компенсируется лучшей породоразрушающей способностью и прочностью зубьев шарошки.

Шарошка штыревого долота

Выпадение зубков на забое является чрезвычайно неприятным явлением. Выпавшие зубки, попадая под зубки вращающихся шарошек, приводят к их сколу, уменьшая тем самым породоразрушающую способность долота. Для эффективной и безаварийной работы последующих долот (особенно алмазных) необходима тщательная очистка забоя. Поэтому любые затраты, связанные с повышением надежности запрессовки зубков, не идут ни в какое сравнение с теми потерями, которые имеют место от некачественной запрессовки.

Эксперименты показали, что наличие слоя цементации у края отверстия под зубок повышает надежность запрессовки. Поэтому отверстия сверлят после цементации. Последующая термообработка искажает форму отверстий. Этим диктуется необходимость исправления формы отверстий. Работы по созданию инструмента для чистовой

* Возможен обратный вариант: шлифование беговых дорожек на базе шлифованной калибрующей поверхности.

обработки отверстий после окончательной термообработки шарошек ведутся в научно-исследовательских лабораториях.

В ряде случаев при бурении крепких пород удовлетворительные результаты показывают долота, у которых поверхность венцов в месте запрессовки зубков не цементируется. Это упрощает изготовление и повышает надежность крепления зубков, так как отверстия абразивных пород после термообработки. В пластичных породах цементированная поверхность венцов может быть разрушена, что приведет к выпадению зубков.

Для обеспечения натяга при запрессовке требуется тщательный контроль размеров отверстий и зубков (при необходимости — селективный подбор). В этом смысле существенный интерес представляет созданная во ВНИИПТнефтемаше установка, имеющая бункеры с рассортированными по диаметру зубками и измерительный комплекс, по показаниям которого сборщику автоматически выдается зубок. Диаметр последнего в сочетании с диаметром измеренного отверстия обеспечивает требуемый натяг.

Сборка долота

Качество сборки в решающей степени определяется квалификацией и добросовестностью сборщика.

Прежде всего, организация сборочных работ должна исключать попадание на сборку тел качения различных отсортированных групп. Собранная опора должна свободно вращаться от усилия руки без заеданий. Восстанавливать свободное вращение шарошки прикаткой, расхаживанием ударами не следует. Необходимо ее разобрать, выявить и устранить причину неполадки. Особое внимание нужно уделять правильной установке замкового пальца.

Собирая секции долота между собой, даже при максимально точно выполненных сборочных базах можно существенно исказить геометрию долота (например, в пределах зазоров сборочных штифтов), поэтому контролю должны подвергаться помимо диаметра долота и межвенцовые зазоры, а при сборке с установкой на торец хвостовика — разповысотность шарошек.

Нарезка резьбы

После сварки собранных секций нарезается резьба. Предварительно при необходимости делают отпуск нижней части для уменьшения твердости. Базировку в приспособлении осуществляют по калибрующим поверхностям и межвенцовым проточкам (или венцам). Зажим долота производят по спинкам лап с поддержкой центром. Последнее требует фаски во внутреннем отверстии штифта.

Правильность нарезки резьбы контролируется калибрами, а положение оси резьбы — замером разовысотности радиального биения шарошек.

Гидроопторные долота после нарезки резьбы должны проверяться на герметичность сварных швов опрессовкой при перекрытых промывочных каналах давлением минимум 60 кг/см^2 .

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдуллаев А. М., Мамедов Т. Р. Аналитическое определение диаметра долот, имеющих смещение осей шарошек. «Машины и нефтяное оборудование», 1963, № 9.
2. Агониашвили Т. Г. К вопросу о скольжении паза забое при бурении шарошечными долотами. Тр. ВНИИБТ, вып. XVII. М., изд-во «Недра», 1967.
3. Балицкий П. В. Упругие волны в буровой колонке и динамика ее воздействия с недеформируемым плоским забоем. Труды МИНХ и ГП. Вып. 60. М., изд-во «Недра», 1966.
4. Богачев И. А., Духовный М. А. Расчет долот со смещенными осями шарошек. Сб. научн. трудов Криворожского горнорудного института, вып. VIII, 1960.
5. Бруевич Н. Г. О точности механизмов. М., изд-во АН СССР, 1941.
6. Бруевич Н. Г. Точность механизмов. М., Гостехиздат, 1946.
7. Владиславлев В. С. Разрушение пород при бурении скважин. М., Гостехиздат, 1958.
8. Владиславлев Ю. Е. Исследование влияния смещения осей шарошек на показатели работы трехшарошечных долот. Тр. ВНИИБТ, вып. XVII. М., изд-во «Недра», 1967.
9. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике, М., Физматгиз, 1963.
10. Дунаев П. Ф. Размеры цепи, М., Машгиз, 1963.
11. Егоров А. Ф. Теоретические основы конструирования и эксплуатации долот. М., Гостехиздат, 1945.
12. Колюдой А. К., Зубарев А. В., Федоров В. С. Проблемы скважин при бурении. М., Гостехиздат, 1963.
13. Корнеев К. Е., Палий П. А. Буровые долота. Справочник. М., изд-во «Недра», 1965.
14. Королько Е. И. К вопросу определения оптимального шага размещения призматических зубьев в венце шарошки. Тр. ВНИИБТ, вып. I, 1958.
15. Королько Е. И., Эйгелес Р. М. Исследование зависимости сопротивления породы от глубины внедрения зуба долота. Тр. ВНИИБТ, вып. XIII. М., Гостехиздат, 1964.
16. Королько Е. И., Эйгелес Р. М. Сопротивление горных пород динамическому внедрению зубьев долот. Тр. ВНИИБТ, вып. XX, М., изд-во «Недра», 1967.
17. Кулиев С. М., Абдуллаев А. М., Шомсиев А. А. Об износе зубьев скользящих шарошек. Докл. АН АзССР, № 12, 1962.
18. Меликов М. М., Гянджунцев П. А. Калибрующая поверхность шарошки трехшарошечного долота. «За технический прогресс», 1965, № 4.
19. Меликов М. М., Султанов С. Г., Гянджунцев П. А. К вопросу определения диаметра калибрующей поверхности шарошечного долота. «За технический прогресс», 1966, № 11.
20. Методика расчета размеров цепей. РТМ 23—61, Стандартгиз, 1962.

21. Мокшин А. С., Владиславлев Ю. Е. Абразивный износ вооружения трехпарошечных долот со смещенными осями шарошек. Тр. ВНИИБТ, вып. XIII, М., Гостеолтехиздат, 1964.
22. Мокшин А. С., Касаткина М. И. Новая конструкция долота для бурения в перемежающихся упруго-хрупких и пластичных породах. «Бурение», 1963, № 12.
23. Мокшин А. С., Комм Э. Л. Влияние точности изготовления на стойкость шарикового замкового подшипника в опоре шарошечного долота. Тр. ВНИИБТ, вып. XVII, М., изд-во «Недра», 1967.
24. Мягков В. Д. Допуски и посадки. Справочник, М., изд-во «Машиностроение», 1966.
25. Павлова Н. И., Шрейнер Б. А. Разрушение горных пород при динамическом нагружении. М., изд-во «Недра», 1964.
26. Поляков В. С. Некоторые вопросы механики работы шарошечных долот. «Нефтяное хозяйство», 1957, № 9.
27. Поляков В. С., Мокшин А. С., Кручинин И. Г., Коротков В. А. Исследование шарошечных долот с повышенным контактным давлением на породу. «Нефтяное хозяйство», 1966, № 5.
28. Спивак А. И., Попов А. Н. Об оценке абразивности горных пород. «Нефтяное хозяйство», 1968, № 1.
29. Спивак А. И. Механика горных пород. М., изд-во «Недра», 1967.
30. Филимопов Н. М., Мавмотов М. Р. Некоторые особенности разрушения горных пород при динамическом вдавливании штампов. «Горный журнал», 1965, № 10.
31. Шрейнер Л. А. Физические основы механики горных пород. М., Гостехиздат, 1950.
32. Шрейнер Л. А., Байдюк О. П. и др. Деформационные свойства горных пород при высоких давлениях и температурах. М., изд-во «Недра», 1968.

Угол t_0 при $\varphi_0 = 50^\circ$

$\frac{\tau h_0}{R_0}$	$\frac{c_0}{R_0}$														
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
0,30	0°	1° 40'	3° 20'	4° 59'	6° 39'	8° 17'	9° 54'	11° 31'	13° 06'	14° 40'	16° 13'	17° 44'	19° 13'	20° 42'	22° 08'
32	0	1 46	3 32	5 18	7 03	8 47	10 30	12 11	13 51	15 30	17 06	18 41	20 15	21 46	23 16
34	0	1 53	3 46	5 39	7 30	9 20	11 09	12 56	14 41	16 25	18 06	19 45	21 21	22 56	24 28
36	0	2 01	4 02	6 02	8 01	9 58	11 54	13 47	15 37	17 25	19 11	20 54	22 34	24 12	25 47
38	0	2 10	4 20	6 29	8 36	10 41	12 44	14 43	16 40	18 33	20 23	22 10	23 54	25 34	27 12
0,40	0°	2° 21'	4° 42'	7° 00'	9° 17'	11° 30'	13° 41'	15° 47'	17° 49'	19° 48'	21° 42'	23° 33'	25° 20'	27° 03'	28° 43'
42	0	2 34	5 06	7 37	10 04	12 27	14 45	16 59	19 08	21 11	23 10	25 04	26 53	28 39	30 20
44	0	2 49	5 36	8 20	10 59	13 33	16 00	18 21	20 35	22 43	24 46	26 43	28 34	30 21	32 04
46	0	3 07	6 12	9 11	12 04	14 49	17 25	19 53	22 13	24 25	26 30	28 29	30 23	32 11	33 54
48	0	3 30	6 56	10 14	13 21	16 17	19 02	21 36	24 01	26 16	28 24	30 24	32 18	34 06	35 49
0,50	0°	3° 59'	7° 51'	11° 30'	14° 53'	18° 01'	20° 53'	23° 33'	26° 00'	28° 17'	30° 25'	32° 26'	34° 20'	36° 07'	37° 50'
52	0	4 37	9 01	13 04	16 43	20 00	22 59	25 41	28 10	30 27	32 35	34 35	36 27	38 14	39 55
54	0	5 29	10 33	15 00	18 53	22 17	25 18	28 01	30 29	32 45	34 51	36 49	38 39	40 24	42 03
56	0	6 43	12 34	17 23	21 25	24 51	27 51	30 31	32 56	35 09	37 12	39 07	40 55	42 38	44 15
58	0	8 34	15 13	20 15	24 16	27 39	30 34	33 09	35 30	37 39	39 38	41 29	43 14	44 54	46 29
0,60	0°	11° 27'	18° 34'	23° 31'	27° 24'	30° 37'	33° 24'	35° 53'	38° 07'	40° 11'	42° 06'	43° 53'	45° 35'	47° 12'	48 44'
62	0	15 40	22 29	27 05	30 41	33 41	36 19	38 39	40 47	42 45	44 35	46 19	47 57	49 31	51 00
64	0	20 50	26 40	30 45	34 01	36 48	39 14	41 26	43 27	45 20	47 05	48 45	50 20	51 50	53 18
66	17° 14'	26 06	30 51	34 24	37 20	39 53	42 09	44 12	46 07	47 54	49 35	51 11	52 43	54 11	55 37
68	25° 13'	30 58	34 51	37 57	40 35	42 55	45 01	46 57	48 45	50 27	52 04	53 37	55 06	56 33	57 57
0,70	31° 07'	35° 23'	38° 39'	41° 22'	43° 44'	45° 53'	47° 50'	49° 40'	51° 22'	53° 00'	54° 34'	56° 03'	57° 30'	58° 55'	60° 18'
72	36° 01'	39 25	42 13	44 38	46 48	48 46	50 36	52 20	53 58	55 32	57 03	58 30	59 56	61 20	62 42
74	40° 18'	43 08	45 35	47 46	49 45	51 36	53 20	54 59	56 33	58 04	59 33	60 59	62 23	63 47	65 10
76	44° 09'	46 36	48 47	50 47	52 38	54 22	56 01	57 36	59 08	60 37	62 04	63 29	64 54	66 18	67 43
78	47° 71'	49 52	51 52	53 43	55 27	57 06	58 41	60 13	61 43	63 11	64 38	66 04	67 30	68 56	70 24
0,80	51° 00'	52° 59'	54° 49'	56° 34'	58° 13'	59° 49'	61° 21'	62° 52'	64° 21'	65° 49'	67° 16'	68° 45'	70° 14'	71° 45'	73° 18'

Продолжение приложения 1

Угол t_0 при $\varphi_0 = 52^\circ$

$\frac{\tau h_0}{R_0}$	$\frac{c_0}{R_0}$														
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
0,30	0°	1° 48'	2° 37'	5° 25'	7° 12'	8° 58'	10° 43'	12° 26'	14° 08'	15° 48'	17° 26'	19° 02'	20° 36'	22° 09'	23° 39'
32	0	1 56	3 52	5 47	7 41	9 33	11 24	13 13	15 00	16 45	18 27	20 07	21 45	23 20	24 53
34	0	2 04	4 08	6 11	8 13	10 13	12 10	14 06	15 58	17 48	19 35	21 19	23 00	24 38	26 13
36	0	2 14	4 27	6 40	8 50	10 58	13 03	15 04	17 03	18 58	20 49	22 36	24 21	26 02	27 39
38	0	2 25	4 50	7 13	9 33	11 49	14 02	16 11	18 15	20 15	22 10	24 02	25 49	27 32	29 12
0,40	0°	2° 39'	5° 16'	7° 51'	10° 22'	12° 49'	15° 10'	17° 26'	19° 36'	21° 41'	23° 40'	25° 35'	27° 24'	29 09'	30 50'
42	0	2 55	5 48	8 37	11 21	13 58	16 28	18 51	21 06	23 15	25 18	27 15	29 07	30 53	32 35
44	0	3 15	6 26	9 32	12 26	15 18	17 57	20 29	22 47	25 00	27 05	29 03	30 56	32 43	34 25
46	0	3 39	7 14	10 32	13 51	16 51	19 38	22 13	24 38	26 53	29 00	30 59	32 52	34 39	36 20
48	0	4 11	8 14	12 00	15 29	18 39	21 33	24 13	26 40	28 56	31 03	33 02	34 53	36 39	38 20
0,50	0°	4° 54'	9° 31'	13° 41'	17° 25'	20° 44'	23° 43'	26° 24'	28° 51'	31° 07'	33° 13'	35° 10'	37° 00'	38° 47'	40 23'
52	0	5 52	11 11	15 46	19 42	23 06	26 06	28 46	31 12	33 25	35 28	37 23	39 11	40 52	42 29
54	0	7 17	13 24	18 19	22 19	25 43	28 40	31 17	33 39	35 48	37 48	39 39	41 24	43 03	44 37
56	0	9 27	16 17	21 18	25 15	28 33	31 23	33 54	36 10	38 15	40 11	41 58	43 40	45 16	46 47
58	0	12 46	19 50	24 39	28 24	31 31	34 12	36 32	38 45	40 44	42 35	44 18	45 56	47 29	48 57
0,60	0°	17° 23'	23° 50'	28° 13'	31° 39'	34° 32'	37° 03'	39° 18'	41° 21'	43° 14'	44° 59'	46° 39'	48° 13'	49° 43'	51° 08'
62	8° 37'	22 36	27 59	31 49	34 55	37 34	39 54	42 00	43 56	45 43	47 24	48 59	50 30	51 56	53 20
64	20° 17'	27 40	32 02	35 22	38 08	40 33	42 42	44 40	46 29	48 11	49 47	51 19	52 46	54 10	55 31
66	27° 13'	32 17	35 52	38 46	41 16	43 28	45 28	47 18	49 01	50 38	52 10	53 38	55 02	56 24	57 43
68	32° 36'	36 28	39 39	42 02	44 17	46 18	48 09	49 53	51 30	53 03	54 31	55 56	57 18	58 38	59 55
0,70	37° 09'	40° 16'	42° 52'	45° 09'	47° 11'	49° 03'	50° 47'	52° 25'	53° 58'	55° 27'	56° 52'	58° 14'	59° 34'	60° 52'	62° 09'
72	41° 09'	43 47	46 04	48 07	49 59	51 44	53 32	55 15	56 24	57 49	59 12	60 32	61 51	63 08	64 25
74	44° 45'	47 03	49 06	50 58	52 42	54 20	55 53	57 22	58 48	60 11	61 32	62 51	64 09	65 27	66 43
76	48° 05'	50 07	51 59	53 43	55 21	56 54	58 23	59 49	61 12	62 34	63 54	65 12	66 31	67 49	69 07
78	51° 11'	53 02	54 46	56 23	57 56	59 25	60 51	62 15	63 37	64 58	66 17	67 37	68 56	70 17	71 38
0,80	54° 08'	55° 53'	57° 28'	59° 00'	60° 29'	61° 56'	63° 20'	64° 42'	66° 04'	67° 25'	68° 46'	70° 07'	71° 30'	72° 54'	74° 22'

Угол t_0 при $\varphi_0 = 55^\circ$

$\frac{r_{k_0}}{R_0}$	$\frac{v_k}{R_0}$														
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
0,30	0°	2°05'	4°10'	6°14'	8°17'	10°17'	12°15'	14°11'	16°04'	17°54'	19°41'	21°25'	23°06'	24°44'	26°19'
32	0	2 15	4 30	6 43	8 54	11 03	13 08	15 11	17 09	19 04	20 56	22 43	24 28	26 08	27 45
34	0	2 27	4 52	7 16	9 37	11 55	14 09	16 18	18 22	20 22	22 18	24 09	25 56	27 38	29 17
36	0	2 40	5 19	7 56	10 28	12 55	15 17	17 33	19 44	21 49	23 48	25 42	27 31	29 15	30 55
38	0	2 57	5 52	8 42	11 27	14 05	16 36	18 59	21 15	23 24	25 26	27 22	29 13	30 58	32 39
0,40	0°	3°17'	6°31'	9°38'	12°37'	15°26'	18°06'	20°35'	22°56'	25°08'	27°13'	29°10'	31°01'	32°47'	34°28'
42	0	3 42	7 19	10 46	14 00	17 01	19 48	22 23	24 47	27 02	29 07	31 05	32 56	34 41	36 21
44	0	4 15	8 21	12 10	15 39	18 50	21 44	24 23	26 49	29 01	31 09	33 06	34 56	36 40	38 18
46	0	4 59	9 40	13 53	17 37	20 56	23 54	26 34	29 00	31 14	33 17	35 12	37 00	38 42	40 18
48	0	5 59	11 23	16 00	19 55	23 18	26 17	28 55	31 19	33 30	35 30	37 23	39 08	40 47	42 21
0,50	0°	7°28'	13°40'	18°34'	22°34'	25°55'	28°50'	31°24'	33°43'	35°50'	37°47'	39°36'	41°18'	42°54'	44°24'
52	0	9 43	16 36	21 35	25 29	28 44	31 31	33 59	36 12	38 14	40 06	41 50	43 28	45 01	46 29
54	0	13 10	20 11	24 55	28 36	31 39	34 17	36 36	38 43	40 38	42 25	44 05	45 39	47 08	48 33
56	0	17 51	24 10	28 27	31 48	34 37	37 03	39 14	41 13	43 02	44 44	46 20	47 50	49 15	50 37
58	10°26'	23 02	28 15	31 59	34 59	37 33	39 49	41 51	43 42	45 25	47 02	48 33	49 59	51 22	52 41
0,60	21°00'	27°59'	32°12'	35°25'	38°06'	40°26'	42°31'	44°24'	46°09'	47°46'	49°18'	50°45'	52°08'	53°27'	54°43'
62	27 37	32 27	35 55	38 43	41 07	43 14	45 09	46 55	48 33	50 05	51 32	52 55	54 15	55 31	56 45
64	32 47	36 29	39 24	41 51	44 00	45 56	47 43	49 21	50 54	52 21	53 44	55 04	56 20	57 34	58 46
66	37 09	40 09	42 39	44 49	46 46	48 33	50 12	51 44	53 12	54 35	55 54	57 11	58 25	59 37	60 47
68	40 58	43 30	45 41	47 38	49 25	51 04	52 36	54 04	55 27	56 46	58 03	59 17	60 29	61 39	62 48
0,70	44°25'	46°36'	48°33'	50°19'	51°58'	53°30'	54°57'	56°20'	57°39'	58°56'	60°10'	61°22'	62°32'	63°41'	64°49'
72	47 33	49 29	51 15	52 53	54 25	55 52	57 15	58 34	59 50	61 04	62 16	63 27	64 36	65 45	66 52
74	50 28	52 13	53 50	55 22	56 48	58 10	59 29	60 46	62 00	63 12	64 23	65 32	66 41	67 50	68 58
76	53 13	54 49	56 20	57 45	59 07	60 26	61 42	62 56	64 09	65 20	66 30	67 40	68 49	69 58	71 08
78	55 49	57 19	58 44	60 05	61 24	62 40	63 54	65 07	66 18	67 29	68 39	69 50	71 00	72 12	73 25
0,80	58°19'	59°43'	61°04'	62°23'	63°39'	64°53'	66°06'	67°18'	68°30'	69°41'	70°53'	72°05'	73 19'	74°34'	75°53'

Продолжение приложения 1

Угол t_0 при $\varphi_0 = 57^\circ 30'$

$\frac{r_{k_0}}{R_0}$	$\frac{e_0}{R_0}$														
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
0,30	0°	2°24'	4°48'	7°10'	9°29'	11°45'	13°57'	16°05'	18°08'	20°07'	22°02'	23°53'	25°39'	27°21'	29 00'
32	0	2 37	5 14	7 48	10 18	12 44	15 04	17 19	19 28	21 32	23 31	25 24	27 13	28 56	30 35
34	0	2 53	5 45	8 33	11 15	13 52	16 21	18 43	20 57	23 06	25 07	27 03	28 53	30 38	32 18
36	0	3 13	6 23	9 27	12 23	15 10	17 48	20 17	22 37	24 48	26 52	28 49	30 40	32 25	34 05
38	0	3 37	7 10	10 33	13 44	16 42	19 28	22 03	24 26	26 40	28 45	30 42	32 33	34 18	35 57
0,40	0°	4°08'	8°08'	11°53'	15°20'	18°29'	21°22'	24°00'	26°26'	28°40'	30°45'	32°42'	34°31'	36°14'	37°52'
42	0	4 50	9 23	13 32	17 14	20 32	23 29	26 09	28 34	30 48	32 51	34 46	36 33	38 14	39 50
44	0	5 46	11 02	15 35	19 29	22 51	25 49	28 28	30 51	33 02	35 02	36 54	38 39	40 17	41 50
46	0	7 09	13 12	18 04	22 03	25 25	28 20	30 55	33 14	35 20	37 17	39 05	40 46	42 21	43 51
48	0	9 14	16 01	21 00	24 56	28 11	30 59	33 28	35 41	37 42	39 33	41 17	42 54	44 25	45 52
0,50	0°	12°26'	19°29'	24°17'	28°00'	31°04'	33°43'	36°03'	38°09'	40°04'	41°50'	43°29'	45°02'	46°29'	47°53'
52	0	16 56	23 25	27 47	31 10	34 00	36 28	38 38	40 37	42 25	44 06	45 40	47 09	48 33	49 52
54	6°48'	22 06	27 29	31 18	34 20	36 55	39 11	41 12	43 03	44 45	46 20	47 50	49 14	50 34	51 51
56	19 31	27 05	31 26	34 43	37 26	39 46	41 50	43 43	45 26	47 02	48 32	49 57	51 18	52 35	53 48
58	26 31	31 37	35 10	38 00	40 24	42 31	44 25	46 05	47 46	49 17	50 42	52 03	53 20	54 33	55 44
0,60	31°51'	35°40'	38°38'	41°06'	43°15'	45°10'	46°55'	48°32'	50°03'	51°28'	52°15'	53°36'	54°53'	56 06	57 17
62	36 16	39 20	41 51	44 01	45 57	47 43	49 20	50 50	52 13	53 36	54 53	56 06	57 17	58 25	59 31
64	40 06	42 39	44 50	46 47	48 32	50 09	51 39	53 04	54 25	55 41	56 54	58 05	59 13	60 19	61 23
66	43 31	45 42	47 38	49 23	51 00	52 30	53 54	55 14	56 30	57 43	58 54	60 02	61 08	62 12	63 15
68	46 37	48 32	50 16	51 52	53 21	54 45	56 05	57 21	58 33	59 43	60 51	61 57	63 01	64 04	65 06
0,70	49°28'	51°11'	52°46'	54°14'	55°38'	56°56'	58°12'	59°24'	60°34'	61°41'	62°47'	63°51'	64°54'	65 56'	66 58'
72	52 07	53 41	55 08	56 31	57 49	59 04	60 16	61 25	62 32	63 38	64 42	65 45	66 48	67 49	68 50
74	54 37	56 03	57 25	58 42	59 57	61 08	62 17	63 24	64 30	65 34	66 38	67 40	68 42	69 44	70 45
76	56 59	58 20	59 48	60 50	62 01	63 10	64 17	65 23	66 27	67 31	68 33	69 36	70 39	71 41	72 44
78	59 16	60 31	61 45	62 55	64 04	65 11	66 16	67 21	68 25	69 28	70 31	71 35	72 39	73 43	74 50
0,80	61°28'	62°52'	63°50'	64°58'	66°05'	67°11'	68°16'	69°20'	70°24'	71°28'	72°33'	73°38'	74°45'	75°54'	77°05'

Приложение 2

Значения $\sin \frac{180^\circ}{Z}$, $\cos \frac{180^\circ}{Z}$ и $\lg \frac{180^\circ}{Z}$ в зависимости от величины Z

Z	$\sin \frac{180^\circ}{Z}$	$\cos \frac{180^\circ}{Z}$	$\lg \frac{180^\circ}{Z}$	Z	$\sin \frac{180^\circ}{Z}$	$\cos \frac{180^\circ}{Z}$	$\lg \frac{180^\circ}{Z}$
1	0,0000	1,0000	0,0000	26	0,1205	0,9927	0,1213
2	1,0000	0,0000	—	27	0,1161	0,9932	0,1169
3	0,8660	0,5000	1,7320	28	0,1120	0,9937	0,1128
4	0,7071	0,7071	1,0000	29	0,1081	0,9941	0,1086
5	0,5878	0,8090	0,7265	30	0,1045	0,9945	0,1051
6	0,5000	0,8660	0,5774	31	0,1012	0,9948	0,1017
7	0,4339	0,9009	0,4816	32	0,0980	0,9951	0,0985
8	0,3827	0,9239	0,4142	33	0,0951	0,9954	0,0955
9	0,3420	0,9397	0,3660	34	0,0923	0,9957	0,0926
10	0,3090	0,9511	0,3249	35	0,0896	0,9959	0,0899
11	0,2817	0,9594	0,2937	36	0,0872	0,9962	0,0875
12	0,2588	0,9659	0,2680	37	0,0848	0,9964	0,0851
13	0,2393	0,9709	0,2406	38	0,0826	0,9966	0,0828
14	0,2225	0,9749	0,2282	39	0,0805	0,9967	0,0807
15	0,2079	0,9782	0,2127	40	0,0785	0,9969	0,0787
16	0,1951	0,9808	0,1990	41	0,0766	0,9970	0,0768
17	0,1838	0,9829	0,1870	42	0,0747	0,9972	0,0749
18	0,1737	0,9848	0,1763	43	0,0730	0,9973	0,0731
19	0,1646	0,9863	0,1668	44	0,0713	0,9974	0,0714
20	0,1564	0,9877	0,1584	45	0,0698	0,9976	0,0699
21	0,1490	0,9888	0,1508	46	0,0682	0,9976	0,0683
22	0,1423	0,9898	0,1438	47	0,0668	0,9978	0,0670
23	0,1362	0,9906	0,1375	48	0,0654	0,9979	0,0655
24	0,1305	0,9914	0,1316	49	0,0641	0,9979	0,0642
25	0,1253	0,9921	0,1263	50	0,0628	0,9980	0,0629

Приложение 3

Размеры беговых дорожек подшипников в опорах шарошек

Число роликов Z _p	Диаметры роликов, мм														
	4			5			6			7			8		
	D _в	D _{ср}	D _н	D _в	D _{ср}	D _н	D _в	D _{ср}	D _н	D _в	D _{ср}	D _н	D _в	D _{ср}	D _н
8	6,6	10,58	14,6	8,2	13,20	18,2	9,8	15,81	21,8	11,4	18,42	25,4	13,0	21,04	29,0
9	7,8	11,84	15,8	9,8	14,77	19,8	11,7	17,69	23,7	13,6	20,61	27,6	15,5	23,54	31,5
10	9,1	13,11	17,1	11,3	16,34	21,3	13,6	19,58	25,6	15,8	22,81	29,8	18,1	26,05	34,1
11	10,4	14,38	18,4	12,9	17,92	22,9	15,5	21,47	27,5	18,0	25,02	32,0	20,6	28,57	36,6
12	11,7	15,65	19,7	14,5	19,51	24,5	17,4	23,38	29,4	20,2	27,24	34,2	23,1	31,10	39,1
13	12,9	16,92	20,2	16,1	21,10	26,1	19,3	28,28	31,3	22,5	29,36	36,5	25,6	33,64	41,6
14	14,2	18,20	22,2	17,7	22,69	27,7	21,2	27,19	33,2	24,7	31,68	38,7	28,2	36,18	44,2
15	15,5	19,48	23,5	19,3	24,29	29,3	23,1	29,10	35,1	26,9	33,91	40,9	30,7	38,72	46,7
16	16,8	20,76	24,8	20,9	25,89	30,9	25,0	31,01	37,0	29,1	36,14	43,1	33,3	41,26	49,3
17	18,0	22,04	26,0	22,5	27,48	32,5	26,9	32,93	38,9	31,4	38,37	45,4	35,8	43,81	51,8
18	19,3	23,32	27,3	24,1	29,08	34,1	28,8	34,84	40,8	33,6	40,60	47,6	38,4	46,36	54,4
19	20,6	24,61	28,6	25,7	30,68	35,7	30,8	36,76	42,8	35,8	42,83	49,8	40,9	48,91	56,9
20	21,9	25,89	29,9	27,3	32,28	37,3	32,7	38,67	44,7	38,1	45,07	52,1	43,5	51,46	59,5
21	23,2	27,17	31,2	28,9	33,88	38,9	34,6	40,59	46,6	40,3	47,30	54,3	46,0	54,01	62,0
22	24,5	28,46	32,5	30,5	35,48	40,5	36,5	42,51	48,5	42,5	49,54	56,5	48,6	56,56	64,6
23	25,7	29,74	33,7	32,1	37,09	42,1	38,4	44,43	50,4	44,8	51,77	58,8	51,1	59,12	67,1
24	27,0	31,03	35,0	33,7	38,69	43,7	40,4	46,35	52,4	47,0	54,01	61,0	53,7	61,67	69,7
25	28,3	32,31	36,3	35,3	40,29	45,3	42,3	48,27	54,3	49,3	56,25	63,3	56,2	64,23	72,2
26	29,6	33,60	37,6	36,9	41,90	46,9	44,2	50,19	56,2	51,5	58,49	65,5	58,8	66,78	74,8
27	30,9	34,89	38,9	38,5	43,50	48,5	46,1	52,11	58,1	53,7	60,73	67,7	61,3	69,34	77,3
28	32,2	36,17	40,2	40,1	45,10	50,1	48,0	54,03	60,0	56,0	62,97	70,0	63,9	71,90	79,9
29	33,5	37,46	41,5	41,7	46,71	51,7	50,0	55,96	62,0	58,2	65,21	72,2	66,5	74,45	82,5
30	34,8	38,75	42,8	43,3	48,31	53,3	51,9	57,88	63,9	60,5	67,45	74,5	69,0	77,01	85,0

Число шариков Z	Диаметр роликов, мм														
	9			10			12,5			15			17		
	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}
8	14,7	23,65	32,7	16,3	26,26	36,3	20,3	32,79	45,3	22,7	36,71	50,7	24,3	39,33	54,3
9	17,5	26,46	35,5	19,4	29,38	39,4	24,2	36,69	49,2	27,1	41,08	55,1	29,0	44,00	59,0
10	20,3	29,29	38,3	22,5	32,52	42,5	28,1	40,61	53,1	31,5	43,47	59,5	33,7	48,70	63,7
11	23,1	32,12	41,1	25,7	35,67	45,7	32,1	44,55	57,1	35,9	49,87	63,9	38,6	53,62	68,6
12	26,0	34,97	44,0	28,8	38,83	48,8	36,0	48,49	61,0	40,3	54,29	68,3	43,2	58,15	73,2
13	28,8	37,82	46,8	32,0	41,99	52,0	39,9	52,44	64,9	44,7	58,71	72,7	47,9	62,89	77,9
14	31,7	40,67	49,7	35,2	45,16	55,2	43,9	56,40	68,9	49,1	63,14	77,1	52,6	67,63	82,6
15	34,5	43,53	52,5	38,3	48,34	58,3	47,9	60,36	72,9	53,6	67,58	81,6	57,4	72,39	87,4
16	37,4	46,39	55,4	41,5	51,51	61,5	51,8	64,33	76,8	58,0	72,02	86,0	62,1	77,14	92,1
17	40,3	49,25	58,3	44,7	54,69	64,7	55,8	68,30	80,8	64,5	76,46	90,5	66,9	81,90	96,9
18	43,1	52,12	61,1	47,9	57,88	67,9	59,8	72,27	84,8	66,9	80,91	94,9	71,7	86,67	101,7
19	46,0	54,98	64,0	51,1	61,06	71,1	63,8	76,25	88,8	71,4	85,36	99,4	76,4	91,44	106,4
20	48,9	57,85	66,9	54,2	64,24	74,2	67,7	80,23	92,7	75,8	89,81	103,8	81,2	96,21	111,2
21	51,7	60,72	69,7	57,4	67,43	77,4	71,7	84,20	96,7	80,3	94,27	108,3	86,0	100,98	116,0
22	54,6	63,59	72,6	60,6	70,62	80,6	75,7	88,18	100,7	84,7	98,72	112,7	90,8	105,75	120,8
23	57,5	66,46	75,5	63,8	73,81	83,8	79,7	92,17	104,7	89,2	103,18	117,2	95,5	110,53	125,5
24	60,3	69,33	78,3	67,0	77,00	87,0	83,7	96,15	108,7	93,6	107,64	121,6	100,3	115,30	130,3
25	63,2	72,21	81,2	70,2	80,19	90,2	87,6	100,13	112,6	98,1	112,10	126,1	105,1	120,08	135,1
26	66,1	75,08	84,1	73,4	83,38	93,4	91,6	104,12	116,6	102,6	116,56	130,6	109,9	124,86	139,9
27	69,0	77,95	87,0	76,6	86,57	96,6	95,6	108,10	120,6	107,0	121,02	135,0	114,6	129,64	144,6
28	71,8	80,83	89,8	79,8	89,76	99,8	100,0	112,09	124,6	111,5	125,49	139,5	119,4	134,42	149,4
29	74,8	83,70	92,7	83,0	92,95	103,0	103,6	116,08	128,6	116,0	129,95	144,0	124,2	139,20	154,2
30	77,6	86,58	95,6	86,2	96,15	106,2	107,6	120,06	132,6	120,4	134,41	148,4	—	—	—

Число шариков Z	Диаметры шариков, мм											
	3,175			3,969			4,763			5,556		
	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}
8	5,5	8,69	11,9	6,7	10,76	14,9	8,0	12,84	17,7	9,3	14,91	20,5
9	6,5	9,72	13,0	8,0	12,04	16,1	9,6	14,36	19,2	11,1	16,68	22,3
10	7,5	10,76	14,0	9,3	13,33	17,4	11,1	15,90	20,7	12,9	18,47	24,1
11	8,6	11,80	15,0	10,6	14,62	18,6	12,6	17,44	22,3	14,7	20,25	25,9
12	9,6	12,85	16,1	11,9	15,91	19,9	14,2	18,98	23,8	16,4	22,05	27,7
13	10,7	13,89	17,1	13,2	17,21	21,2	15,7	20,53	25,3	18,2	23,84	29,5
14	11,7	14,94	18,2	14,5	18,51	22,5	17,3	22,08	26,7	20,0	25,64	31,3
15	12,8	15,99	19,2	15,8	19,81	23,8	18,8	23,63	28,4	21,8	27,44	33,1
16	13,8	17,04	20,3	17,1	21,11	25,1	20,4	25,18	30,0	23,6	29,25	34,9
17	14,9	18,10	21,3	18,4	22,42	26,4	22,0	26,74	31,6	25,5	31,05	36,7
18	16,0	19,15	22,4	19,7	23,72	27,7	23,5	28,29	33,1	27,3	32,86	38,5
19	17,0	20,20	23,4	21,0	25,02	29,0	25,0	29,85	34,7	29,1	34,67	40,3
20	18,0	21,25	24,5	22,3	26,33	30,4	26,6	31,41	35,9	30,9	36,47	42,1
21	19,1	22,31	25,5	23,6	27,64	31,2	28,2	32,96	37,8	32,7	38,28	43,9
22	20,1	23,36	26,6	24,9	28,94	33,0	29,7	34,52	39,3	34,5	40,09	45,7
23	21,2	24,42	27,6	26,2	30,25	34,3	31,3	36,08	40,9	36,3	41,90	47,5
24	22,3	25,47	28,7	27,5	31,56	35,6	32,8	37,64	42,5	38,1	43,72	49,3
25	23,3	26,53	29,8	28,8	32,86	36,9	34,4	39,20	44,0	39,9	45,53	51,1
26	24,4	27,58	30,8	30,2	34,17	38,2	36,0	40,76	45,0	41,7	47,34	52,9
27	25,4	28,64	31,9	31,5	35,48	39,5	37,6	42,32	47,1	43,5	49,15	54,8
28	26,5	29,70	32,9	32,8	36,79	40,8	39,1	43,88	48,7	45,4	50,96	56,6
29	27,5	30,75	34,0	34,1	38,10	42,1	40,6	45,44	50,3	47,2	52,78	58,4
30	28,6	31,81	35,0	35,4	39,41	43,4	42,2	47,00	51,8	49,0	54,59	60,2

Число шариков $Z_{ш}$	Диаметры шариков, мм											
	5,953			6,35			7,144			7,938		
	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$
8	9,9	15,95	22,0	10,6	16,99	23,4	11,9	19,06	26,3	13,2	21,13	29,1
9	11,8	17,84	23,9	12,6	19,00	25,4	14,1	21,33	28,5	15,6	23,55	31,5
10	13,8	19,75	25,8	14,6	21,03	27,4	16,4	23,60	30,8	18,2	26,17	34,2
11	15,7	21,66	27,7	16,7	23,07	29,5	18,7	25,89	33,1	20,7	28,71	36,7
12	17,6	23,58	29,6	18,7	25,11	31,5	21,0	28,18	35,4	23,3	31,25	39,2
13	19,5	25,50	31,5	20,8	27,16	33,6	23,0	30,48	37,7	25,8	33,80	41,8
14	21,4	27,43	33,4	22,8	29,21	35,6	25,6	32,78	40,0	28,4	36,35	44,3
15	23,4	29,35	35,4	24,9	31,26	37,7	27,9	35,08	42,3	30,9	38,90	46,9
16	25,3	31,28	37,3	26,9	33,32	39,7	30,2	37,39	44,6	33,5	41,46	49,5
17	27,2	33,21	39,2	29,0	35,37	41,8	32,5	39,70	46,9	36,0	44,02	52,0
18	29,1	35,15	41,2	31,0	37,43	43,8	34,8	42,00	49,2	38,6	46,58	54,6
19	31,1	37,08	43,1	33,1	39,49	45,9	37,1	44,31	51,5	41,2	49,14	57,1
20	33,0	39,01	45,0	35,2	41,55	48,0	39,4	46,63	53,8	43,7	51,70	59,7
21	34,9	40,95	47,0	37,2	43,61	50,0	41,7	48,94	56,1	46,3	54,27	62,3
22	36,9	42,88	48,9	39,3	45,67	52,1	44,1	51,25	58,5	48,8	56,83	64,8
23	38,8	44,82	50,8	41,3	47,74	54,1	46,4	53,57	60,8	51,4	59,40	67,4
24	40,8	46,76	52,8	43,4	49,80	56,2	48,7	55,88	63,1	54,0	61,96	70,0
25	42,7	48,69	54,7	45,5	51,86	58,3	51,0	58,20	65,4	56,5	64,53	72,5
26	44,5	50,53	56,5	47,5	53,93	60,3	53,3	60,51	67,7	56,5	67,10	75,1
27	46,6	52,57	58,6	49,6	55,99	62,4	55,6	62,83	70,0	61,7	69,67	77,7
28	48,5	54,51	60,5	51,7	58,05	64,5	58,0	65,15	72,3	64,3	72,24	80,2
29	50,4	56,45	62,5	53,7	60,12	66,5	60,3	67,46	74,7	66,8	74,81	82,8
30	52,4	58,39	64,4	55,8	62,18	68,6	62,6	69,78	77,0	69,4	77,38	85,4

Число шариков $Z_{ш}$	Диаметры шариков, мм											
	9,525			11,113			12,7			14,288		
	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$	D_B	D_{cp}	$D_{гн}$
8	15,7	25,28	34,9	18,3	29,43	40,6	20,8	33,58	46,3	23,4	37,73	52,1
9	18,7	28,29	37,9	21,8	32,93	44,1	24,8	35,57	50,3	27,9	42,21	56,6
10	21,7	31,31	40,9	25,8	36,45	47,6	28,8	41,58	54,3	32,4	46,72	61,1
11	24,8	34,34	43,9	28,8	39,98	51,1	32,9	45,61	58,4	36,9	51,25	65,6
12	27,8	37,38	47,0	32,4	43,52	54,7	36,9	49,65	62,4	41,5	55,78	70,1
13	30,9	40,43	50,0	35,9	47,06	58,2	40,9	53,69	66,4	46,0	60,33	74,7
14	33,0	43,47	54,0	39,5	50,61	61,8	45,0	57,75	70,5	50,6	64,88	79,2
15	37,0	46,53	56,1	43,0	54,17	65,3	49,1	61,80	74,6	55,1	69,44	83,8
16	40,0	49,59	59,2	46,6	57,73	68,9	53,1	65,87	78,6	60,0	74,01	88,3
17	43,3	52,65	62,2	50,1	61,29	72,5	57,2	69,93	82,7	64,2	78,57	92,8
18	46,4	55,72	65,3	53,7	64,86	76,0	61,3	74,00	86,8	68,8	83,14	97,5
19	49,2	58,78	68,4	57,3	68,43	79,6	65,3	78,07	90,8	73,4	87,72	102,1
20	52,3	61,85	71,4	60,8	72,00	83,2	69,4	82,14	94,9	78,0	92,29	106,6
21	55,3	64,91	74,5	64,4	75,57	86,7	73,5	86,22	99,0	82,5	96,87	111,2
22	58,4	67,98	77,6	68,0	79,14	90,3	77,5	90,29	103,0	87,1	101,45	115,8
23	61,5	71,05	80,6	71,6	82,71	93,9	81,6	94,37	107,1	91,7	106,03	120,4
24	64,6	74,12	83,7	75,1	86,29	97,5	85,7	98,45	111,2	96,3	110,61	125,0
25	67,6	77,19	86,8	78,7	89,86	101,0	89,8	102,53	115,3	100,9	115,20	129,5
26	70,7	80,27	89,8	82,3	93,44	104,6	93,9	106,61	119,4	105,4	119,78	134,1
27	73,8	83,34	92,9	85,9	97,02	108,2	97,9	110,69	123,4	110,0	124,37	138,7
28	76,8	86,41	96,0	89,4	100,59	111,8	102,0	114,77	127,5	114,6	128,95	143,3
29	79,9	89,48	99,1	93,0	107,17	115,3	106,1	118,85	131,6	119,2	133,54	147,9
30	83,0	92,56	102,1	96,6	107,75	118,9	110,2	122,93	135,7	123,8	138,12	152,5

m 2 кондиш осей	Диаметры шариков, мм											
	15,875			19,050			22,225			25,4		
	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}	D_B	D_{cp}	D_{rH}
8	26,0	41,87	57,8	31,1	50,17	69,3	36,2	58,47	80,7	41,3	66,76	92,2
9	30,9	46,85	62,8	37,0	56,14	75,2	43,1	65,42	87,7	49,3	74,70	100,2
10	35,9	51,86	67,8	43,0	62,13	81,2	50,1	72,41	94,7	57,2	82,68	108,1
11	41,0	56,88	72,8	49,1	68,15	87,3	57,1	79,42	101,7	65,2	90,69	116,1
12	46,0	62,92	77,8	55,1	74,18	93,3	64,2	86,45	108,7	73,3	98,72	124,2
13	51,0	66,96	82,9	61,1	80,23	99,3	71,2	93,50	115,8	81,3	106,76	132,2
14	56,1	72,02	87,9	67,2	86,28	105,4	78,3	100,55	122,8	89,4	114,82	140,3
15	61,2	77,08	93,0	73,3	92,35	111,5	85,3	107,62	129,9	97,4	122,89	148,3
16	66,2	82,14	98,1	79,3	98,42	117,5	92,4	114,69	137,0	105,5	130,96	156,4
17	71,3	87,21	103,1	85,4	104,49	123,6	99,5	121,77	144,0	113,6	135,05	164,5
18	76,4	92,28	108,2	91,5	110,57	129,7	106,6	128,85	151,1	121,7	147,14	172,6
19	81,4	97,36	113,3	97,6	116,65	135,8	113,7	135,94	158,2	129,8	155,23	180,7
20	86,5	102,44	118,4	103,6	122,73	141,8	120,8	143,03	165,3	137,9	163,33	188,8
21	91,6	107,52	123,4	109,7	128,82	147,9	127,9	150,12	172,4	146,0	171,43	196,9
22	96,7	112,60	128,5	115,8	134,91	154,0	135,0	157,22	179,5	154,1	179,53	205,0
23	101,8	117,69	133,6	121,9	141,00	160,1	142,1	164,32	186,6	162,2	187,64	213,1
24	106,9	122,77	138,7	128,0	147,10	166,2	149,2	171,42	193,7	170,3	195,75	221,2
25	111,9	127,86	143,8	134,1	153,19	172,3	156,3	178,52	200,8	178,4	203,86	229,3
26	117,0	132,95	148,9	140,2	159,29	178,4	163,4	185,63	207,9	186,5	211,97	237,4
27	122,1	138,04	154,0	146,3	165,38	184,5	170,5	192,73	215,0	194,6	220,08	245,5
28	127,2	143,13	159,1	152,4	171,48	190,6	177,6	199,84	222,1	202,8	228,20	253,7
29	132,3	148,22	164,1	158,5	177,58	196,7	184,7	206,95	229,2	210,9	236,31	261,8
30	137,4	153,31	169,2	164,6	183,68	202,8	191,8	214,06	236,3	219,0	244,43	269,9

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	Стр. 3
Глава I. Общие сведения о буровых долотах	5
§ 1. Разновидности буровых долот	5
§ 2. Типы трехшарошечных долот	8
§ 3. Терминология основных элементов трехшарошечного долота	11
Глава II. Буримость горных пород и их механические и абразивные свойства	14
§ 1. О закономерностях разрушения горных пород при статическом вдавливании штампа и при ударе	15
§ 2. Механическая скорость проходки при бурении скважины шарошечным долотом	19
§ 3. Абразивность горных пород и износ зубьев долота	22
Глава III. Некоторые сведения по механике шарошечных долот	28
§ 1. Вертикальное перемещение долота	32
§ 2. Скользящие шарошки по забою при вращении вокруг пересекающихся осей	35
§ 3. Скользящие шарошки при вращении вокруг перекрещивающихся осей (при смещенных осях шарошек в плане)	36
§ 4. Удельные скольжения	38
Глава IV. Основные условия, определяющие конструкции шарошечных долот	39
§ 1. Некоторые данные промышленных исследований	43
§ 2. Основные требования к трехшарошечным долотам ударно-действием, предназначенным для бурения твердых и крепких пород	47
§ 3. Основные требования к трехшарошечным долотам ударно-сдвигающего действия, предназначенным для бурения пород мягких и средней твердости	50
§ 4. Основные требования к долотам, предназначенным для бурения абразивных пород	55
§ 5. О влиянии направления смещения осей шарошек на работу трехшарошечного долота	213

	Стр.
§ 6. Нормальный ряд и основные параметры отечественных шарошечных долот	58
Глава V. Конструирование вооружения шарошечного долота	62
§ 1. Графическое построение калибрующих поверхностей долота со смещенными осями шарошек	62
§ 2. Графическое построение калибрующих поверхностей долота с пересекающимися осями шарошек	66
§ 3. Аналитическое определение размеров калибрующих поверхностей долота со смещенными осями шарошек	68
§ 4. Аналитическое определение размеров калибрующих поверхностей долота с пересекающимися осями шарошек	87
§ 5. Построение развертки шарошек с пересекающимися осями	91
§ 6. Построение развертки шарошек со смещенными осями	92
§ 7. Определение оптимального угла наклона оси цапфы к оси долота φ_0 и соответствующего ему угла основного конуса шарошки 2β	100
§ 8. Определение положения вершины основного конуса шарошки относительно оси долота	102
§ 9. Расчет габаритов шарошек	104
§ 10. Геометрическая форма зубьев шарошек	108
§ 11. Расположение венцов на поверхности шарошек (перекрывание зубом)	111
§ 12. Геометрический расчет зубьев шарошек	112
§ 13. Армирование зубьев шарошек долот твердым сплавом	120
§ 14. Конструирование вооружения с твердосплавными зубками. Сортамент зубков для буровых долот	122
Глава VI. Конструирование опор шарошек	128
§ 1. Конструктивные схемы опор	128
§ 2. Конструкция подшипников опоры	135
§ 3. Тела качения. Сортамент и нормы точности	141
§ 4. Расчет диаметров беговых дорожек подшипников качения	144
§ 5. Основы расчета размерных цепей	147
§ 6. Зазоры в подшипниках опор шарошек	151
§ 7. Осевые зазоры в опорах с несколькими шариковыми подшипниками	167
§ 8. Осевые зазоры в опорах с упорными подшипниками скольжения	171
§ 9. Учет зазоров в подшипниках опоры при определении баз шарошек	172
§ 10. Опоры долот для бурения с продувкой воздухом	174
§ 11. Герметизированные маслонаполненные опоры	175
Глава VII. Конструирование долот с различными системами промывки	177
§ 1. Гидромониторные долота	177
§ 2. Долота с центральной промывкой	187

§ 3. Долота с продувкой воздухом	Стр. 189
§ 4. Особенности промывочной системы в корпусных долотах . . .	191

Г л а в а VIII. Материалы для деталей долот, основные сведения по технологии изготовления и контролю качества долот 193

§ 1. Материалы, применяемые для изготовления долот	193
§ 2. Основные сведения о технологии изготовления паропечных долот	196
Литература	200
Приложение	202

**Мокшин Анатолий Степанович,
Владиславлев Юрий Евгеньевич,
Комм Эдуард Львович**

ШАРОШЕЧНЫЕ ДОЛОТА

Редактор А. С. Мокшин
Редактор издательства Н. А. Круглова
Техн. редактор Т. Г. Силова
Переплет художника Б. Г. Дударева
Корректор Н. А. Громова

Сдано в набор 2/VI 1971 г.
Подписано в печать 11/X 1971 г.
Т-14799. Формат 60×90¹/₁₆. Печ. л. 13,5.
Уч.- изд. л. 13,5. Бумага № 2. Индекс 1—3—1
Заказ 493/795—5. Тираж 2200 экз. Цена 92 коп.

Издательство «Недра», Москва, К-12,
Третьяковский проезд, 1/19.
Ленинградская типография № 14
«Красный Печатник» Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР,
Московский пр., 91.

