

**Ю. Р. ИОАНЕСЯН
В. П. МАЦИЕВСКИЙ
А. А. ВАСИЛЕНКО**

**СОВРЕМЕННАЯ
ТЕХНИКА
ТУРБИННОГО
БУРЕНИЯ**

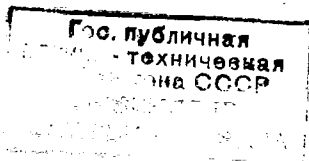
**Ю. Р. ИОАНЕСЯН,
В. П. МАЦИЕВСКИЙ,
А. А. ВАСИЛЕНКО**

СОВРЕМЕННАЯ ТЕХНИКА ТУРБИННОГО БУРЕНИЯ

КИЕВ · ТЕХНИКА · 1977

244-79528

БП 1.2
И 75



УДК 622.32

Современная техника турбинного бурения. Иоанесян Ю. Р., Мациевский В. П., Василенко А. А. Киев, «Техніка», 1977, 136 с.

Рассмотрены современные направления развития гидравлических забойных двигателей; приведены сведения о различных типах турбобуров, в том числе и о турбинной технике для специальных целей, промысловые данные о работе новых типов турбобуров, оценивающие сравнительную эффективность их применения. Большое внимание уделено выбору критериев, которыми следует руководствоваться при проектировании турбобуров и режимов турбинного бурения. Освещены основные поисковые работы в области гидравлических забойных двигателей, даны рекомендации по улучшению эксплуатации турбобуров на буровых предприятиях. Рассчитана на инженерно-технических работников нефтяной и газовой промышленности. Табл. 24, ил. 26, список лит. 51.

Рецензент д-р техн. наук В. Г. Ясов

Редакция литературы по тяжелой промышленности
Заведующий редакцией инж. В. И. Кравец

И $\frac{30803-099}{M202 (04)-77}$ 190-77

© Издательство «Техніка», 1977

ПРЕДИСЛОВИЕ

В основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 гг. указано на необходимость повышения эффективности буровых работ, сокращения на 25—30% сроков строительства скважин за счет увеличения скоростей бурения, внедрения буровых установок универсальной монтажеспособности, новых типов долот, забойных двигателей, промывочных жидкостей, высокопрочных обсадных и бурильных труб, а также за счет улучшения организации работ и применения прогрессивных методов освоения скважин.

Турбинное бурение является основным способом проводки глубоких нефтяных и газовых скважин. Требования, предъявляемые к турбинной технике, все время возрастают. Вызвано это непрерывным увеличением средних глубин скважин, ростом в связи с этим доли бурения долотами диаметром 394 мм и более, забойных температур, забойных давлений, из-за чего бурение ведут на растворах повышенной плотности, внедрением алмазных, шарошечных гидромониторных и новых колонковых долот. Была и остается сложной проблема борьбы с естественным искривлением ствола скважин, резкой вторых стволов, проводка наклонно направленных скважин и др.

Для решения этих проблем турбинная техника подверглась существенной модернизации. Так, для эффективного использования алмазных долот созданы

турбобуры, обладающие повышенной нагрузочной способностью при сохранении высоких частот вращения вала; для оптимизации турбинной обработки гидромониторных долот разработаны турбобуры с параллельным и последовательно-параллельным делением потока промывочной жидкости; с целью обработки долот в режиме роторного бурения, дающего повышенные проходки за рейс, что особенно важно при значительных глубинах, сконструированы и успешно внедряются турбобуры с системой гидродинамического торможения; эффективно решается проблема борьбы с кривизной путем применения новых турбобуров с вращающимся корпусом; для увеличения выноса керна созданы новые секционные турбодолота и индивидуальные подвески под турбобур и т. д.

Вопросы турбинного бурения решаются комплексно. Это значит, что параллельно с созданием новых конструкций турбобуров для решения той или иной проблемы ученые уделяют большое внимание долговечности машины, простоте ее обслуживания, повышению энергетических параметров. В последнее время созданы новые опоры в шпиндельном варианте, позволяющие кратно повысить межремонтный пробег турбобура, необходимость частых ремонтов в турбоцехе сведена к минимуму, так как замена шпиндельной секции проводится силами буровой бригады непосредственно на скважине. Разрабатываются новые типы турбин (точного литья, с полимерным покрытием, для бурения на утяжеленных растворах и др.), позволяющие увеличить вращающий момент турбобура и т. д. Основные из этих вопросов авторы излагают в данной работе.

Отзывы о книге просим направлять по адресу: 252601, Киев, 1, ГСП, Пушкинская, 28, издательство «Техніка».

ШПИНДЕЛЬНЫЕ ТУРБОБУРЫ И ОПЫТ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Турбобуры с наклонной линией давления типа А

Турбобуры с переменной линией давления находят широкое применение при бурении нефтяных и газовых скважин. Конструктивные особенности и принцип действия этих турбобуров подробно описаны в работе [15]. Улучшение эксплуатационных качеств и энергетических параметров турбобуров идет в направлении модернизации их отдельных узлов, усиления некоторых звеньев (например, шаровой опоры, вала) за счет применения новых материалов, конструктивных переделок и др.

На рис. 1 показана шпиндельная секция турбобура $\varnothing 240$ мм. Шпиндель состоит из вала 13, соединенного с помощью конусно-шлицевой полумуфты 7 с валом нижней турбинной секции. На валу 13 смонтированы нижняя и верхняя радиальные резинометаллические опоры 4, между которыми установлен многорядный упорно-радиальный шарикоподшипник № 128 723 (поз. II). Чтобы не допустить попадание крупного шлама в картер подшипника, над ним установлен торцевой сальник 2, с помощью которого при наличии перепада давления в гидромониторном узле долота уменьшается утечка промывочной жидкости из-под турбинной полости. Небольшого количества жидкости с мелкой фракцией абразивных примесей, которое фильтруется через сальник, достаточно для охлаждения подшипника и приработки шариков. Это необходимо для ликвидации неравномерности нагружения

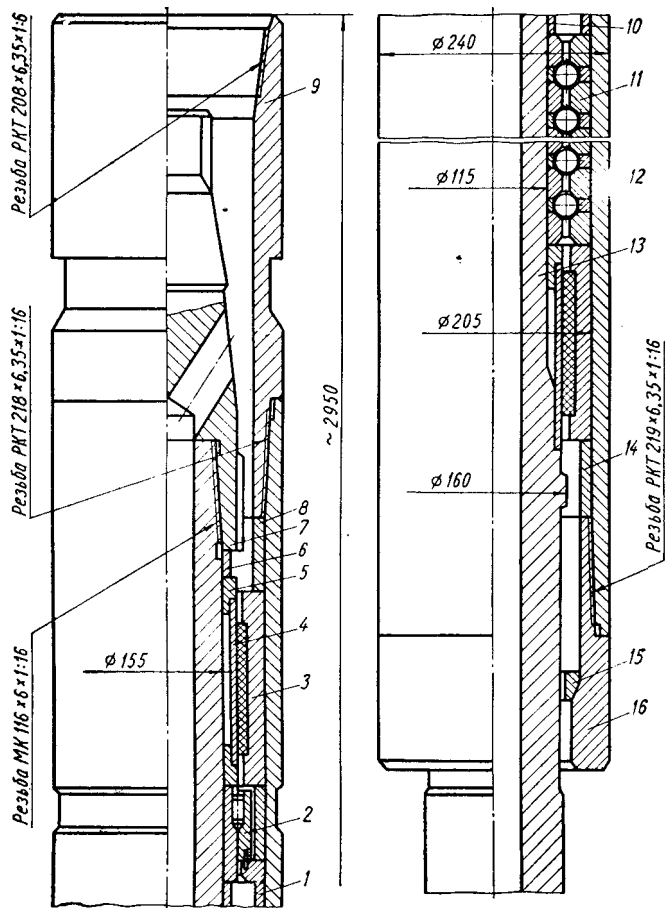


Рис. 1. Шпиндельная секция турбобура А9Ш.

рядов подшипника, возникающей от изменения осевой нагрузки на долото в процессе бурения.

Наружные обоймы подшипника 11 и радиальных резинометаллических опор 3, проставочные кольца 1, 8, 14 зажаты торцами верхнего переводника 9 и нипеля 16, подсоединенных сверху и снизу к корпусу 12. Вращающаяся часть системы (внутренние обоймы подшипника 11, радиальные опоры 4 и проставочные кольца 5, 6, 10) закреплена между упором на валу шпинделя и полумуфтой 7. На нижней части вала шпинделя нарезана резьба 3-133, к которой крепится предохранительный переводник, имеющий резьбу 3-147 для соединения с долотом. В нижней части

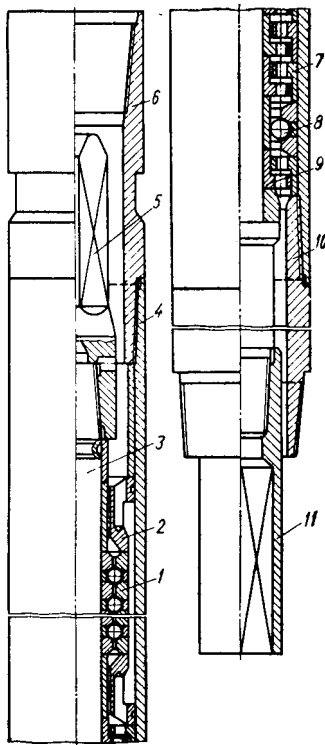


Рис. 2. Турбинная секция турбобура А6Ш:

1 — подшипник упорно-радиальный; 2 — фонарь; 3 — вал; 4 — корпус; 5 — квадрат; 6 — переводник; 7 — статор; 8 — опора средняя; 9 — ротор; 10 — переводник соединительный; 11 — муфта.

шпинделя установлено противоаварийное кольцо 15.

Турбобур А6Ш несколько отличается от серийно выпускаемых. В нем наружный диаметр корпуса уменьшен до 164 мм против 172, что обеспечивает лучшую проходимость по стволу скважины $\varnothing 190$ (188) мм, при этом уменьшается вероятность прихватов и других

осложнений, связанных с малым диаметральной зазором между корпусом и стенкой скважины. Шпindel турбобура А6Ш отличается от шпинделей турбобуров А9Ш и А7Ш только тем, что вместо конусно-шлицевой полумуфты в нем применяется квадратная телескопическая, так как валы всех секций имеют независимую подвеску и их соединение осуществляется нерегулируемыми телескопическими полумуфтами. Турбинная секция турбобура А6Ш показана на рис. 2. Упорно-радиальный подшипник устанавливается в верхней части вала. Для прохода промывочной жидкости на турбину с обеих сторон подшипника расположены специальной конструкции фонари. Ниже на всей длине вала установлены ступени турбины и радиальные опоры. Независимая подвеска валов каждой секции на своем подшипнике позволяет разгрузить последний от действия осевой нагрузки, что обеспечивает высокий моторесурс турбинных секций, а телескопическое соединение валов значительно упрощает регулировку турбобура.

Последнее обстоятельство очень важно, так как на больших глубинах, где в основном и применяются турбобуры данного размера, приходится непрерывно наращивать число секций для снижения частоты вращения вала.

В табл. 1 приведены сведения о шпиндельных высокомоментных турбобурах АШ.

Практика использования турбобуров с наклонной линией давления

Как известно, эффективность турбобуров с падающей к тормозу линией давления (типа А) во многом зависит от переменной производительности буровых насосов, так как изменение давления регулируется

Таблица 1

Геометрические и энергетические параметры высокомоментных турбобуров с падающей к тормозу линией давления *

Параметр	Турбобур		
	А6Ш	А7Ш	А9Ш
Тип	Секционный с наклонной линией давления, шпиндельный		
Количество секций	3	3	3
В том числе:			
турбинных	2	2	2
шпиндельных	1	1	1
Количество ступеней турбины	220	220	220
Расход жидкости ($\gamma = 1,2 \text{ г/см}^3$), л/с	20	30	45
Частота вращения вала, об/мин:			
при максимальной мощности	475	520	415
на холостом режиме	950	1040	830
Вращающий момент, Н · м:			
при максимальной мощности	736	1862	3060
на тормозном режиме	1470	3728	6140
Перепад давления в турбине, МПа:			
при максимальной мощности	4,41	8,04	6,66
на холостых оборотах	5,69	12,36	9,51
на тормозном режиме	2,94	5,2	3,92
Присоединительная резьба по ГОСТ 5286 — 58			
к бурильным трубам	3-121	3-147	3-171
к долоту	3-121	3-121	3-147
Диаметр посадочной поверхности вала, мм, секции:			
турбинной	65	80	110
шпиндельной	90	105	115
Упорно-радиальный шарикоподшипник, номер:			
шпинделя	128 718	128 721 К	128 723
секции	128 713	—	—
Радиальный шарикоподшипник секции, номер	350 713	350 716	350 722

Параметр	Турбобур		
	А6Ш	А7Ш	А9Ш
Габаритные размеры, мм:			
диаметр	164	195	240
длина	17 160	17 430	16 700
Масса, кг	1915	3180	4560

* В связи с взаимозаменяемостью турбинные секции соответствующих типов турбобуров можно компоновать с тремя, четырьмя и более турбинными секциями.

Бесшпиндельный вариант турбобуров типа А по своей энергетической характеристике незначительно отличается от шпиндельных.

режимом работы турбобура [15; 21]. Применение регулирующих устройств типа редукционных клапанов позволяет снизить число холостых оборотов турбо-

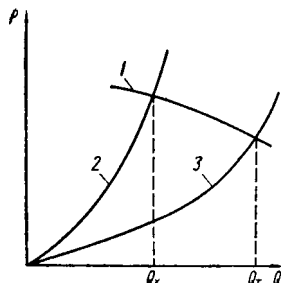


Рис. 3. Совмещенная $P - Q$ -характеристика турбобура с падающей к тормозу линией давления и дизеля:

1 — характеристика дизеля; 2 — линия давления турбобура на холостых оборотах; 3 — линия давления турбобура на тормозе; Q_x , Q_t — расход жидкости, поступающей в турбобур соответственно на холостых оборотах и тормозе.

бура, при этом получается вогнутая линия момента. Следует отметить, что при применении мягкого дизельного привода насосов также повышается эффективность работы турбобуров типа А, так как при этом осуществляется бесступенчатое регулирование расхода жидкости, причем величина перепада давления на турбине $P_n = \text{const}$. При максимальной мощности дизеля насос плавно изменяет число ходов от максимального (при заторможенном вале турбобура) до минимального

(при работе турбобура на разгонных оборотах). Графически это показано на рис. 3. Изменение расхода жидкости тем больше, чем больше величина отношения давления, потребляемого турбиной на холостых оборотах, к давлению в тормозном режиме и чем меньше потери во всех элементах циркуляционной системы буровой и скважины, исключая турбобур.

Таблица 2

Результаты бурения скважины № 216
Глинско - Розбышевской площади *

Проходка за долб- ление, м	Механиче- ская ско- рость, м/ч	Режим бурения		Примечание
		Осевая нагрузка, кН	Диаметр втулок, мм	
18,9	4,44	186,5	160	С регулятором РП-6 Без регулятора
12,3	3,45	186,5	150	

* Интервал бурения равен 2478 — 2663 м, количество долблений — 12.

Хорошие результаты были получены в случаях, когда подача насосов регулировалась разработанными во ВНИИнефтемаше регуляторами производительности РП. В работе [30] приведены результаты экспериментов, выполненные на скважине № 216 Глинско-Розбышевской площади Полтавского управления буровыми работами (УБР). При одних и тех же режимных параметрах турбобур А7Н4С работал лучше, когда подача насосов регулировалась (табл. 2). Так, проходка увеличивалась в 1,54 раза, а механическая скорость — на 28,4%.

Сравнительные данные о работе турбобуров разных типов приведены в табл. 3.

С помощью регулятора производительности РП-6 расход жидкости изменялся на 30—40%, что давало возможность насосу работать на цилиндрических втулках

Таблица 3

**Результаты работы турбобуров при регулируемой
подаче насосов ***

Тип турбобура	Количество долблений	Продолжительность бурения, ч	Проходка за долбление, м	Механическая скорость, м/ч	Нагрузка на долото, кН
A9K5Ca	17	101,2	21,7	3,65	256—274
ЗТСШ-240	13	42,9	9,8	3,0	156—186,5

* Интервал бурения равен 788—2285 м

большого размера ($\varnothing 150$ мм против $\varnothing 130$), благодаря чему в процессе бурения насосы имели резерв подачи. Путем регулирования подачи удалось установить оптимальный режим бурения при работе с турбобурами А9К5Са. Результаты значительно превысили таковые, полученные при использовании турбобура ЗТСШ-240. Отметим, что турбобуры ЗТСШ-240 устойчиво работали при нагрузках до 186,5 кН, а при нагрузках до 200—220 кН останавливались, в то время как остановка турбобуров А9К5Са фиксировалась при нагрузках 294—314 кН. Таким образом, регулирование подачи, несмотря на инерционность систем, благоприятно сказывается на технических показателях отработки турбобуров типа А. Регуляторы подачи типа РП находятся в стадии экспериментальной доработки, дизельный привод зачастую уступает место электрическому, жесткая характеристика которого не позволяет регулировать подачу насосов. Разработанные ранее редуцирующие клапаны имели малый ресурс. К тому же их установка в турбобуре была связана с дополнительными затратами и определенными трудностями. Поэтому в настоящее время ведутся промышленные испытания и конструктивная

отработка клапанно-редукционных регуляторов подачи, которые устанавливают непосредственно на насосе. Испытания таких регуляторов дали положительные результаты.

В 1965—1973 гг. объединением «Татнефть» совместно с ВНИИБТ было проведено опытное бурение

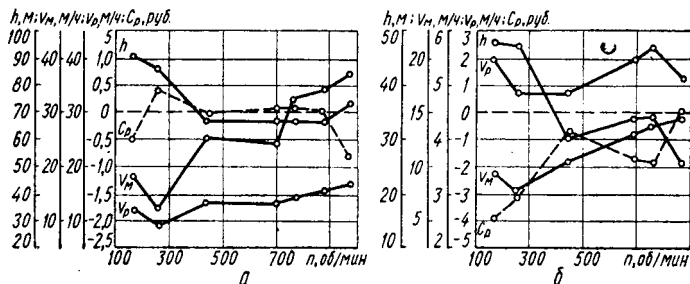


Рис. 4. Зависимости показателей бурения от частоты вращения долота:

h — проходка на долото; v_M , v_P — механическая и рейсовая скорости соответственно; C_p — величина снижения стоимости 1 м бурения,

в различных режимах с использованием семидюймовых забойных двигателей типа А, ЗТСШ и объемных Д2-170 [51]. Базовым турбобуром был выбран ЗТСШ-7 $\frac{1}{2}$ ", который получил наибольшее распространение. На рис. 4 показаны результаты проведенных испытаний.

Как следует из рис. 4, а, в интервале бурения 0—1110 м при применении испытуемых турбобуров снижения стоимости 1 м проходки не наблюдалось, хотя в зависимости от типа двигателя и его тихоходности проходка была увеличена на 8—48%. Снижение механической (на 20—61%) и рейсовой (на 7—38%) скоростей свело на нет преимущества по проходке. Несколько иными выглядели результаты, полученные при

работе турбобура 1А7Н4С*. Стоимость 1 м бурения снизилась на 0,78 руб., а общая экономия в интервале бурения 0—1110 м составила 864 руб.

Таблица 4

Результаты бурения скважины № 20
Монастырищенской площади *

Тип турбобура	Тип долота	Режим бурения			Проходка на долото, м	Механическая скорость, м/ч
		Расход жидкости, л/с	Перепад давления, МПа	Осевая нагрузка, кН		
А7Н4С ТС5Б-7 ¹ / ₂ ''	1К-214СТ, Т, Б214С, МГ	26—27	14,18	230	15,1	3,92
		26—27	12,66	119	7,14	1,91

* Интервал бурения равен 2853—3228 м.

Из рис. 4, б, построенного по результатам бурения на глубине 1110—1800 м, видно, что с увеличением глубины роль проходки за рейс как фактора повышения общих технических показателей сказывается более значимо, чем рост механической скорости. Так, при применении турбобуров 4А7Н4С-ГТ, 3А7Н4С и 2А7Н4С в сравнении с 3ТСШ-7¹/₂'' проходка за рейс увеличилась соответственно на 88, 19 и 24%, и хотя механическая скорость снизилась на 47 и 27%, турбобур 2А7Н4С имел одинаковую скорость с 3ТСШ-7¹/₂'' (стоимость 1 м бурения снизилась соответственно на 3,05; 0,89 и 1,75 руб./м). Таким образом, при бурении в интервале 0—1110 м эффективно применять высокооборотные турбобуры, а на больших глубинах — тихоходные.

* Цифра перед шифром турбобура обозначает количество секций.

Таблица 5

Технико-экономические показатели бурения в период внедрения высокомоментных турбобуров на Глинско-Розышевской площади Подтавского УБР *

Тип турбобура	Номер скважины	Стратиграфия	Интервал бурения, м	Общая проходка, м	Расход долот за рейс, шт.	Продолжительность бурения, ч	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч
А9К5Са	219/216	Пермь Карбон верхний	1833—2048	30/215	4/9	14/52	7,5/23,9	2,14/4,14
	214/216		2048—2262	126/214	9/12	49/69	14,0/17,8	2,57/3,11
	214/219	Пермь Карбон » C ₂ Карбон »	1710—1870	118/143	6/10	25/19	19,7/14,3	4,74/7,52
	213/219		1896—2078	68/182	6/11	26/31	11,3/17,4	2,62/3,75
	112/216		2306—2479	26/107	4/5	28/37	6,5/21,4	0,93/2,9
	111/219		2078—2388	9/310	2/22	6/105	4,5/14,1	1,5 /2,95
	212/214		1942—2245	160/219	10/13	47/57	16,0/19,9	3,4 /3,84
	206/214		2211—2377	30/ 90	4/ 8	16/32	7,5/11,3	1,87/2,82
Итого в среднем			1710—2388	567/1480	45/80	211/422	12,6/18,5	2,69/3,5
А6КЗС	209/212	C ₂	2951—3013	62/140	1/1	85 /135	62/140	0,73/1,04
	211**/216		2474—3928	92/180	2/14	177/ 58	46/12,8	0,52/3,11
	213/213		3078—3625	12/123	1/1	20/121	12/123	0,6 /1,02
	213/212		3088—3359	56/258	2/1	80/238	28/258	0,7 /1,09
	212/214		2520—2956	84/113	1/1	55/ 49	84/113	1,52/2,31
	209/212		3174—3593	70/183	1/1	144/171	70/183	0,49/1,07
Итого в среднем			2316—2841	53/149	1/1	58/144	53/149	0,9 /1,08
Итого в среднем			2316—3928	429/1149	9/22	619/915	47,6/52,0	0,69/1,25

* Данные, стоящие в числителе, относятся к серийным турбобурам, а в знаменателе — к высокомоментным.

** Бурение трехшарошечным долотом 31К-214СГ.

В работе [14] приведены данные по испытаниям турбобуров в Прилукском УБР объединения «Укрнефть» (табл. 4).

Технико-экономические показатели бурения с помощью турбобуров А9К5Са и А6К3С на Глинско-Розбышевской площади Полтавского УБР приведены в табл. 5.

При бурении турбобурами А9К5Са были использованы долота Д-32ОСГ, а А6К3С — алмазные долота Ø188 и 212 мм. Бурение проводили как в параллельных скважинах, так и путем чередования их. Везде применялось однотипное оборудование. Опыт использования высокомоментных турбобуров на шаровой опоре показывает, что их применение позволило расширить границы турбинного бурения, особенно в условиях высоких забойных температур, при бурении на растворах с большим содержанием нефти и нефтепродуктов, где турбобуры на резинометаллической пяте скольжения работают плохо либо совсем не работают.

Секционные шпиндельные турбобуры типа ЗТСШ

Секционный шпиндельный турбобур состоит из двух и более турбинных секций и осевой опоры, вынесенной в самостоятельную секцию-шпиндель. Турбинные секции конструктивно не отличаются от верхних и средних секций турбобуров типа ТС и взаимозаменяемы с ними. В турбинных секциях установлены ступени турбины и радиальные резино-металлические опоры. Шпиндельная секция комплектуется обрезаемыми подпятниками (обычно в количестве 25 шт., за исключением турбобура с диаметром 164 мм), представляющими собой непроточную пятую, вверху и внизу которой установлены радиальные опоры.

Осевая опора шпинделя воспринимает гидравлическую нагрузку и вес вращающихся деталей турбин-

Таблица 6

Основные технические данные турбобуров типа ЗТСШ

Шифр турбобура	Наружный диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг	Присоединительная резьба	
				к буровым трубам	к долоту
ЗТСШ-240	235/240 *	23 550	5870	3-171	3-147
ЗТСШ-215	215	24 500	5545	3-147	3-121
ЗТСШ-195	190/195 *	23 550	4165		
ЗТСШ-195ТЛ	190/195 *	26 110	4235		
ЗТСШ-172	172	25 330	3585	3-121	3-121
ЗТСШ-172ТЛ	172	25 490	3495		
ЗТСШ-164ТЛ	164	25 500	3205		

* Диаметр утолщенной части корпуса.

ных секций, а также выполняет роль сальника, снижающего утечку через ниппель. То, что осевая опора вынесена в отдельную секцию—шпиндель, позволяет менять шпиндель непосредственно без разборки секций. Поэтому обычно турбобуры типа ЗТСШ перед отправкой на буровую комплектуются двумя и более шпинделями.

В табл. 6 приведены основные технические данные турбобуров типа ЗТСШ [50].

Турбобуры $\varnothing 172$ и 195 мм выпускают как с турбинами полукокильного литья, так и изготовленными методом точного литья (ТЛ). Турбобур $\varnothing 164$ мм выпускают только с турбиной ТЛ. В табл. 7 приведены энергетические параметры турбобуров типа ЗТСШ, полученные при различных расходах рабочей

Таблица 7

Энергетические параметры турбобуров типа ЗТСШ [50]

Шифр турбобура	Количество ступеней турбины	Расход жидкости, л/с	Частота вращения вала, об/мин		Вращающий момент, Н · м		Максимальная мощность, кВт	Перепад давления в турбине при максимальной мощности, МПа
			на холостом режиме	при максимальной мощности	на тормозном режиме	при максимальной мощности		
ЗТСШ-240	318	32	840	420	5890	2940	133	5,9
		34	900	450	6640	3320	159	6,48
ЗТСШ-215	333	28	760	380	4220	2150	88,5	5,3
		30	810	405	4800	2400	106	5,9
ЗТСШ-195	285	22	970	485	3130	1530	79,5	5,9
		24	1060	530	3630	1815	106	7,06
ЗТСШ-195ТЛ	327	40	690	345	4220	2150	79,5	3,53
		45	780	390	5400	2700	115	4,71
ЗТСШ-172	369	18	900	450	2350	1180	53	5,9
		20	1000	500	2840	1420	75	7,65
ЗТСШ-172ТЛ	435	22	790	395	2840	1420	57,5	5,9
		24	860	430	3300	1650	75	7,06
ЗТСШ-164ТЛ	348	23	880	440	2590	1305	62	5,9
		25	960	480	3030	1530	75	6,48

жидкости плотностью $1,2 \text{ г/см}^3$ и условной вязкостью, равной 30 с по СПВ-5*.

Сборка, регулировка и особенности эксплуатации турбобуров описаны в инструкциях ВНИИБТ.

Опыт использования показал высокую надежность данной конструкции турбобуров, что предопределило их повсеместное распространение на промыслах СССР.

ТИХОХОДНЫЕ ТУРБОБУРЫ ДЛЯ БУРЕНИЯ ШАРОШЕЧНЫМИ ДОЛОТАМИ

Оптимизация процесса турбинного бурения шарошечными долотами

Основной показатель эффективности процесса бурения — углубление долота за один оборот — с увеличением частоты вращения выше некоторого предела эффективность разрушения породы снижается. Если в роторном бурении существует возможность выбора комбинации величин осевой нагрузки и частоты вращения долота, при которой углубление за долбление (равно как и углубление за оборот) будет оптимальным, то при бурении турбобурами нагрузка на долото (т. е. момент на валу турбобура) и частота его вращения взаимосвязаны и оптимальная их комбинация далеко не всегда возможна.

Многими исследователями установлено, что при увеличении глубины скважины механическая скорость бурения и углубление долота за один оборот уменьшаются прогрессирующим темпом. Обеспечение эффективности процесса разрушения забоя в этих усло-

* СПВ-5 — стандартный полевой вискозиметр с диаметром выходного отверстия воронки 5 мм.

виях связано с необходимостью увеличения контактных нагрузок и времени контакта зубьев долота с породой. Увеличение нагрузки на долото при существующих высоких частотах вращения вала турбобура практически приводит к такому уменьшению стойкости долота, которое не может компенсироваться увеличением механической скорости бурения.

Необходимость повышения эффективности процесса разрушения породы забоя в глубоких скважинах при турбинном бурении определила поиски путей снижения рабочих чисел оборотов вала турбобура при сохранении достаточных моментов для эффективности разрушения забоя.

Длительное время изменение характеристики турбобура достигалось путем варьирования числа его ступеней z , расхода промывочной жидкости Q и эффективно срабатываемого в турбобуре напора $P_{\text{эф}}$. Все эти изменения в конечном итоге отражались на расходе промывочной жидкости, подаваемой насосами к забою скважины, из-за неизбежных ограничений в величине предельного рабочего давления на выкиде насосов. Эти ограничения сохраняются в настоящее время и будут сохраняться впредь. В то же время расход промывочной жидкости должен быть только одним — технологически необходимым.

Решение вопроса снижения рабочих чисел оборотов вала турбобура путем создания тихоходных высоколитражных турбин вызывало значительные трудности из-за необходимости применять в таких турбинах крайне тонкие профили лопаток и чрезвычайно большое их количество. А если учесть, что при глубоком бурении, как правило, применяются промывочные растворы повышенной плотности с большими значениями динамического напряжения сдвига, т. е. растворы с большим содержанием твердой фазы (их удерживающая способность весьма велика), то

становится понятным нежелание и конструкторов турбобуров, и буровиков применять турбины с густыми решетками профилей.

Опыт экспериментальной отработки турбин этого типа показал, что рассчитывать на высокую стойкость такого турбобура не приходится из-за частого забивания и выхода из строя турбин. Более того, так как процесс забивания проточной части турбины протекает достаточно медленно, за исключением случаев, когда турбобур забивается при продавливании раствора в момент включения насосов, то можно с сожалением констатировать, что значительную часть своего ограниченного моторесурса такие турбобуры работают, имея характеристику весьма далекую от той, которая снимается с турбины в стендовых условиях при работе на воде. К тому же такие турбины можно производить только методом точного литья, что значительно увеличивает их стоимость по сравнению с литьем в землю, и, естественно, это оказывает, наряду с низкой долговечностью, большое влияние на экономическую эффективность их применения. В то же время турбобуры с переменной линией давления могут работать на пониженных частотах вращения только при условии использования специальных устройств, регулирующих расход промывочной жидкости в зависимости от изменения перепада давления на турбобуре. Однако даже эти турбобуры (типа А) по своей характеристике, а также в силу специфики применения их на промыслах (без регуляторов) являются относительно быстроходными.

В лаборатории высокомоментных турбобуров ВНИИБТ разработан новый способ снижения частоты вращения вала, основанный на превращении относительно быстроходной турбины с высоким исходным значением КПД в тихоходную и позволяющий получать величины углубки долота за рейс, сопоста-

вимые с таковыми при роторном бурении. Особенность нового способа заключается в использовании в турбобуре, наряду с обычными ступенями турбины, ступеней гидродинамического торможения (ГТ) (рис. 5).

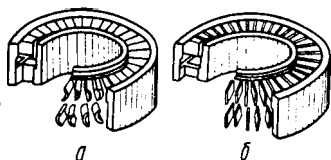


Рис. 5. Активная (а) и гидротормозная (б) ступени турбины турбобура АГТ.

Последние представляют собой роторы и статоры, закрепленные соответственно на валу и в корпусе турбобура, практически плоские лопатки которых наклонены под одним и тем же углом к плоскости, перпендикулярной оси вала турбобура. При таком

профиле лопаток ступени ГТ обладают весьма малым гидравлическим сопротивлением и не только не создают вращающего момента, но и потребляют некоторую его часть, которая возрастает с увеличением частоты вращения вала турбобура.

При вращении роторов ГТ относительно статоров возникает противодействующий вращающему момент, величина которого определяется по преобразованной формуле Эйлера:

$$M_{\text{ГТ}} = z_{\text{ГТ}} \frac{Q_{\text{ГТ}} \gamma}{q} r_{\text{ГТ}} U_{\text{ГТ}}, \quad (1)$$

где $z_{\text{ГТ}}$ — число ступеней гидроторможения; $Q_{\text{ГТ}}$ — расход жидкости, проходящей через ступени ГТ; $r_{\text{ГТ}}$ — средний расчетный радиус лопаточного венца ГТ; $U_{\text{ГТ}}$ — окружная скорость на среднем расчетном радиусе; γ — плотность раствора; q — гравитационная постоянная.

Естественно, что вал турбобура может разгоняться до тех пор, пока момент, развиваемый турбиной, не будет уравновешен моментом, расходуемым на ступенях гидроторможения (турбобур над забоем, момент

на долоте равен нулю). Тогда из условия равенства моментов можно записать

$$z = \frac{Q\gamma}{q} r_{\text{ср}} (U_x - U) = z_{\text{ГТ}} \frac{Q_{\text{ГТ}}}{q} r_{\text{ГТ}} U_{\text{ГТ}}. \quad (2)$$

Если ступени активной турбины и ГТ установлены на одном валу, то $Q = Q_{\text{ГТ}}$, $r_{\text{ср}} = r_{\text{ГТ}}$, $U = U_{\text{ГТ}}$. Тогда из равенства (2) получим выражение для нового разгонного числа оборотов вала турбобура:

$$U'_x = \frac{n_x}{1 + \varphi'}$$

$$\text{или } n'_x = \frac{n_x}{1 + \varphi'}, \quad (3)$$

где $\varphi' = z_{\text{ГТ}}/z$. Таким образом, новая линия момента турбобура — также прямая линия, соединяющая точки: на оси ординат — тормозной момент турбобура, а на оси абсцисс — новое разгонное число оборотов n'_x . Графически это показано на рис. 6.

Максимальной тормозящей способностью обладают ступени гидродинамического торможения с вертикальными лопатками, т. е. наиболее простые в изготовлении и наиболее «прозрачные». Собственно такие ступени ГТ и нашли промышленное применение. Они имеют повышенную тормозящую способность и для их расчета вместо выражения (3) с учетом потерь

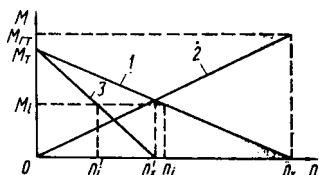


Рис. 6. Характеристика турбобура АГТ:

1 — линия момента турбины; 2 — линия момента, потребляемого ступенями гидродинамического торможения; 3 — результирующая линия момента турбины со ступенями ГТ; M_T — тормозной момент турбины; n_x — число оборотов ротора турбины на холостом ходу; $M_{\text{ГТ}}$ — момент, потребляемый ступенями ГТ при частоте вращения n_x ; n'_x — число оборотов турбины со ступенями ГТ на холостом ходу; n_i — число оборотов ротора турбины при моменте на валу M_i ; n'_i — число оборотов турбины со ступенями ГТ при моменте на валу M_i .

на трение следует пользоваться выражением

$$n'_x = \frac{n_x}{1 + 1,2\varphi'} \quad (4)$$

Некоторое увеличение тормозящей способности решеток гидроторможения сверх той, которая определяется по уравнению (3), объясняется наличием потерь на дисковое трение между системой ротора и статора. Поскольку гидроторможение вала турбобура представляет собой мощностное регулирование его характеристики, то это неизбежно связано с ухудшением исходного КПД турбины, создающей момент на валу турбобура. Однако турбобур с гидроторможением позволяет реализовать в турбине высокий перепад давления при минимально технологически допустимых расходах промывочной жидкости, т. е. позволяет увеличить общий КПД системы насосы—скважина — турбобур.

Допустим, что в высоколитражном турбобуре в данных условиях бурения срабатывается четвертая часть от давления на выкиде насосов. КПД высоколитражных турбин равен примерно 0,5, а это значит, что доля эффективного напора $P_{эф}$ составляет 0,125 от давления на выкиде насосов. Расход промывочной жидкости, подаваемой к такому турбобуру, а также число ступеней его примем равным 1. Тогда относительный момент высоколитражного турбобура $\bar{m} = \sqrt{0,125} = 0,355$ и относительное разгонное число оборотов $n = 0,355$.

Для получения такого же тормозного момента у турбобура со ступенями гидроторможения примем расход промывочной жидкости, равный 0,75 от расхода, принятого для высоколитражного турбобура. При турбулентном режиме течения промывочной жидкости в трубах и затрубном пространстве скважины

такое уменьшение расхода высвобождает на турбобур 58% давления на выкиде насосов вместо 25 в случае с высоколитражным турбобуром, т. е. улучшается общий КПД системы. Низколитражная турбина имеет значительно более высокий КПД, чем высоколитражная и, принимая его равным 0,78, получаем, что эффективный напор будет составлять 45% от давления на выкиде насосов. При этом, как показывают расчеты, на создание такого же момента на валу в турбобур следует установить вдвое меньше ступеней турбины, чем в тихоходный высоколитражный, т. е. $z_2' = 0,5 z_1$.

Относительный момент быстроходного турбобура также будет равен 0,355, но разгонное число оборотов его увеличится в 2,67 раза, или до 0,95. С использованием формулы (4) определим число ступеней гидроторможения, которое необходимо установить для выравнивания частот вращения вала обоих турбобуров:

$$\frac{n_2}{n_1} = 1 + 1,2 \frac{z_{ГТ}}{z_2'}$$

где n_2 и n_1 — соответственно разгонные числа оборотов быстроходной и тихоходной турбин; $z_{ГТ}$ — необходимое число ступеней гидроторможения с учетом того, что $z_2' = 0,5 z_1$; тогда $z_{ГТ} = 0,7 z_1$. Общее число ступеней (быстроходной турбины и гидроторможения) $z_2 = z_2' + z_{ГТ} = 1,2 z_1$.

Таким образом, одна и та же выходная характеристика турбобура в случае использования системы гидроторможения может быть получена при несколько большем общем числе ступеней, но при существенно более низком расходе промывочной жидкости, чем при использовании тихоходной высоколитражной турбины.

Особенно важным является тот факт, что одинаковая характеристика может быть получена при лучшей

буримости породы и уменьшении дифференциального давления.

С помощью системы гидроторможения число оборотов, близкое к разгонному, значительно снижается, поэтому при установке ступеней ГТ целесообразно применять турбину с падающей к тормозу линией давления, т. е. со смещенным к низким оборотам максимумом КПД. При таком сочетании ступени гидроторможения не только уменьшают число оборотов турбобура, но и соответственно понижают рабочий перепад давления в турбобуре, т. е. в конечном итоге снижается давление на выкиде насосов. Дальнейшее снижение перепада давления и оборотов турбобура, как и в случае работы турбобуров с падающей к тормозу линией давления, возможно лишь в сочетании с мягким приводом насосов, т. е. с регулированием расхода промывочной жидкости, поступающей в турбобур.

Таким образом, совместное использование в турбобуре ступеней турбины с решетками гидродинамического торможения позволяет сделать турбобуры более универсальными, дает возможность формировать необходимую для данных условий бурения характеристику турбобура. Кроме того, турбина и решетки ГТ достаточно прочны и «прозрачны», т. е. не боятся запесочивания и могут использоваться при бурении с любыми промывочными жидкостями.

Перепад давления, срабатываемый в турбобуре с решетками гидродинамического торможения, выше, чем в турбобуре с высоколитражной тихоходной турбиной, однако с увеличением глубины скважины, когда доминирующее значение в величине давления на насосах играет перепад давления по гидравлическому тракту насосы — бурильные трубы — забой — затрубное пространство, турбобур с гидроторможением позволяет даже снижать давление на выкиде насосов

за счет применения более низколиitraжных высоконапорных турбин, т. е. вследствие уменьшения количества промывочной жидкости, подаваемой насосами в скважину.

Характеристика турбобуров с системой гидроторможения

В настоящее время промышленностью выпускаются турбобуры с гидроторможением типов А9ГТШ, А7ГТШ, А6ГТШ (бесшпиндельный вариант А9ГТ, А7ГТ и А6ГТ соответственно). Технические данные этих турбобуров приведены в табл. 8.

Сборка и регулировка турбобуров типа АГТШ аналогична таковой типа АШ. Ступени гидроторможения устанавливаются в нижнюю секцию, так как гидравлическая нагрузка на них незначительна и при установке в верхние секции возникающий момент, противодействующий вращению, может привести к отвороту конусно-шлицевых полумуфт.

Количество ступеней гидротормоза в турбобуре можно изменять в зависимости от того, какую частоту вращения долота требуется получить. При заданном числе оборотов турбобура на холостом ходу необходимое количество ступеней гидроторможения определяется по формуле (4), которая после преобразования записывается так:

$$z_{ГТ} = z \frac{n_x - n'_x}{1,2'_x} \quad (5)$$

Не следует забывать, однако, что если при этом количество секций не изменять против исходного, то снижение оборотов может быть достигнуто вследствие уменьшения вращающего момента на валу

Таблица 8

Геометрические и энергетические параметры турбобуров с системой гидроторможения *

Параметр	Турбобур		
	А9ГТШ	А7ГТШ	А6ГТШ
Расход жидкости ($\gamma = 1,2 \text{ г/см}^3$), л/с	45	30	20
Частота вращения вала, об/мин:			
при максимальной мощности	240	300	285
на холостом ходу	480	600	570
Вращающий момент, Н·м:			
при максимальной мощности	3060	1865	735
на тормозном режиме	6140	3720	2800
Перепад давления, МПа:			
при максимальной мощности	5,69	7,06	4,710
на холостых оборотах	7,16	9,03	5,195
на тормозном режиме	4,91	5,89	3,435
Количество ступеней, шт.	340	382	342
В том числе:			
турбины	210	236	220
гидротормоза	130	146	122
Количество секций, шт.	4	4	4
В том числе:			
турбинных	2	2	2
гидротормоза	1	1	1
шпиндельных	1	1	1
Габаритные размеры, мм:			
длина	23 470	25 130	24 450
диаметр	240	195	164
Масса, кг	6700	4800	3040
Присоединительные резьбы			
к бурильным трубам	3-171	3-147	3-121
к долоту	3-147	3-121	3-121

* Энергетические параметры турбин приведены после пересчета результатов стендовых испытаний в режиме максимальной мощности.

Остальные конструктивные размеры такие же, как у соответствующих турбобуров типа АШ.

турбобура. Поэтому при выборе турбобура всегда сначала определяют количество ступеней турбины

для обеспечения необходимого вращающего момента, а затем — число ступеней гидроторможения для получения желаемой частоты вращения.

Опыт бурения турбобурами типа ГТ

Испытания турбобуров А9ГТ и А9ГТШ. Первые образцы турбобуров АГТ прошли промышленную проверку в районах Татарии, Куйбышева, Белоруссии и Восточной Украины в 1972 г., когда была выпущена опытно-промышленная партия на Кунгурском машиностроительном заводе.

Три комплекта турбобуров А9ГТ работали на пяти скважинах Горбатовской площади Отраденского УБР. Всего за период испытаний было пробурено 1005 м за 548,5 ч. В трехсекционные турбобуры было установлено 180 активных ступеней турбины Э-43 и 171 ступень ГТ. Сравнение данных, полученных при бурении турбобурами А9ГТ, Т12МЗБ-9'' и ТС5Б-9'', показывает: везде, начиная от фаменского яруса и кончая нашыйским горизонтом, проходка за рейс долота повысилась в 1,3—3,0 раза, значительно увеличилась также стойкость долота (например, в кыновском горизонте долбление турбобуром Т12 МЗБ-9'' составляло 3,4 ч, ТС5Б-9'' — 2,4 ч, а А9ГТ — 14,5 ч). Однако снижение механической скорости, а также тот факт, что бурение велось на глубинах до 3000 м, свело на нет все полученные преимущества по проходке за рейс. Рейсовая скорость была практически такой же, как и при работе серийными турбобурами, а на глубинах до 2200 м — даже меньше.

Вместе с тем данные бурения турбобурами А9ГТ в объединении «Куйбышевнефть» подтвердили их большую перспективность в деле получения повышенных проходок за рейс. Особенно показательны в этом

Таблица 9

Сравнительные результаты различных

Номер скважины	Способ бурения, шифр турбобура	Тип долота	Интервал бурения, м	Общая проходка, м
----------------	--------------------------------	------------	---------------------	-------------------

Глинско-Розбышевская

210, 217, 220, 222	А9ГТ	ДЗ20СГ	1419—2413	1535
206, 212, 213, 215, 216, 217, 220	Роторный		1400—2098	1444
131, 206, 214, 215, 216, 217, 220	А9К5А		1951—2408	1286
212, 213, 214, 216, 220	ЗТСШ-240		1445—2411	687
212, 213, 214	ЗТСБ5-9"		1890—2245	280

Сагайдакская

51, 55	А9ГТ	МТА-295СГ	1689—2406	818
51, 55	А9К5Са		1872—2448	323

Опошнянская

105, 107	А9ГТШ	МТА-295СГ, У295СГ	2443—3213	956
101, 102, 105	Роторный		2317—2968	1127
103	А9К5Са	ДЗ20СГ	2335—2835	500

Чижевская

25	А9ГТ	ДЗ20СГ	635—1507	872
17	Т12МЗБ-9"		763—1409	526
17	Роторный		РДГ-320	244

способов бурения на некоторых площадях

Режим бурения			Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Рейсовая скорость, м/ч	Стойкость долота, ч
Осевая нагрузка, кН	Расход жидкости, л/с	Перепад давления, МПа				

площадь

137—235	40—50	11,8—14,7	32,8	4,11	2,38	7,97
98—176	45—50	7,9—9,8	32,8	3,23	1,94	10,15
147—216	38—50	11,8—13,7	19,5	3,87	1,69	5,09
118—137	35—55	11,8—14,7	16,7	3,39	1,22	4,94
98—137	35—45	11,8—14,7	14,7	3,36	1,37	4,40

площадь

118—275	40—45	11,8—13,7	17,8	1,6	1,21	11,1
137—216	40—45	11,8—13,7	12,9	2,02	0,90	6,4

площадь

118—216	35—40	12,8—14,7	20,4	2,88	1,94	7,05
118—157	40—60	8,8—9,8	20,8	1,58	1,66	13,6
98—176	40—45	13,7	15,1	2,66	1,01	5,71

площадь

157—294	40	9,8—13,7	87,2	11,2	6,64	7,8
118—137	45	9,8—11,8	27,8	7,58	3,19	3,66
59—118	45	7,9—8,8	48,8	6,45	3,92	7,56

Номер скважины	Способ бурения, шифр турбобура	Тип долота	Интервал бурения, м	Общая проходка, м
----------------	--------------------------------	------------	---------------------	-------------------

Крестищенская

145	А9ГТ	Д394С	1681—2005	315
105, 114	Роторный		1655—1956	238
105	ТС5Б-9"		1640—1899	222
121	А9ГТ	У295СЗГ	1405—2088	463
121	ТС5Б-9"		1364—1819	241

Монастырищенская

27	А9ГТ	Д320СГ	875—2054	401
22, 24	Роторный		869—2085	874

плане результаты отработки данных бурения турбобурами в объединении «Укрнефть». За время промышленной проверки было пробурено 9533 м на 19 скважинах 11 нефтегазовых площадей Полтавского, Харьковского и Прилукского УБР. Некоторые данные испытаний приведены в табл. 9.

Первый турбобур А9ГТ отрабатывался на скважине № 220 Глинско-Розбышевской площади (Полтавское УБР). Турбобур в трехсекционном исполнении был собран следующим образом: нижняя секция — 123 ступени гидроторможения, средняя — 50 ступеней ГТ и 69 ступеней турбины А9КЗС, верхняя — 111 ступеней турбины А9КЗС. Бурение проводили с глубины 2098 м в отложениях верхнего карбона. Первое долото не было сработано ни по опоре, ни по вооружению и прошло 18 м за 3,5 ч. Подъем произвели из-за падения механической скорости, что объясняется изменением литологического состава разбу-

Режим бурения			Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Рейсовая скорость, м/ч	Стойкость долота, ч
Осевая нагрузка, кН	Расход жидкости, л/с	Перепад давления, МПа				

площадь

216—235	40—44	14,7	15,0	4,0	1,3	3,79
98—176	45—50	5,9—6,9	14,9	1,62	0,94	9,2
98—196	40—44	14,7	9,25	3,53	0,9	2,63
78—196	40	13,7—14,7	30,8	7,5	4,8	4,1
118—137	40—45	13,7	17,2	8,25	2,02	2,08

площадь

118—235	40—42	11,8—13,7	57,2	6,9	—	8,3
118—137	55	8,8—9,8	54,6	4,7	—	11,6

риваемой породы. После этого было сделано еще три долбления с постоянным увеличением времени механического бурения. За последний рейс в течение 14 ч было пробурено 26 м. Поскольку при увеличении времени механического бурения все больше времени задалживалось на ремонт насосов и механическая скорость была относительно невелика, было решено перебрать турбобур, уменьшив при этом количество ступеней ГТ. После переборки (нижняя секция — 125 ступеней ГТ, средняя и верхняя — соответственно по 109 и 110 ступеней А9КЗС) турбобур работал на скважине № 217 Глинско-Розбышевской площади. Следует заметить, что в дальнейшем все остальные турбобуры А9ГТ собирали в указанной компоновке.

Турбобуром в интервале 1810—2180 м было пробурено 270 м скважины за 37,8 ч, он работал устойчиво при нагрузках до 314—343 кН. Бурение осуществлялось при осевых нагрузках 216—235 кН. Полученные

показатели бурения турбобуром А9ГТ превосходили лучшие показатели бурения серийными турбобурами всех типов, а также роторные.

Аналогичные результаты были получены и по другим скважинам и площадям. Уменьшение нагрузок на долото при использовании серийных турбобуров объясняется их худшей приемистостью. Что касается роторного бурения, то, как показывает практика работ на площадях Днепровско-Донецкой впадины, нагрузки порядка 137—157 кН являются оптимальными для получения максимальной механической скорости. Необходимо отметить также, что при низких оборотах вала турбобура стойкость упорного подшипника повышается. Так, межремонтный период турбобуров по Полтавскому УБР составил: А9К5Са — 52,3 ч, А9ГТ — 73,5 ч, А9ГТШ — 186,5 ч. Экономическая эффективность использования турбобуров А9ГТ значительна и составляет 15—25 руб. на 1 м проходки.

Промышленные испытания турбобуров А9ГТ проводились в объединении «Белоруснефть» на восьми разведочных скважинах в интервалах от 487 до 2880 м в надсолевых и солевых отложениях. За время испытаний было пробурено 6646 м, а для анализа было взято 5536 м, пробуренных за 560,8 ч; 1110 м из анализа было исключено из-за отсутствия сопоставимых материалов. Показатели работы долот на турбобурах со ступенями гидродинамического торможения сопоставляли с показателями роторного бурения и бурения серийными турбинными турбобурами ТС5Б-9'' и ЗТС5Б-9'' (табл. 10). Бурение турбобурами А9ГТ проводили при повышенных нагрузках (за исключением скважин, указанных в примечании к табл. 10), которые составляли 178—300 кН. На скважине № 1 Руднянской площади нагрузку доводили до 371 кН. При низких оборотах вала турбобура и высоких

Таблица 10

Сравнительные результаты различных способов бурения *

Номер скважины, площадь	Интервал бурения, м	Способ бурения, шифр турбобура	Общая проходка, м	Средние показатели на одно долото		
				Проходка, м	Механическая скорость, м/ч	Стойкость долота, ч
12, Восточно-Первомайская	1139—1970	A9ГТ	709	47,3	3,96	12,0
10; 12, то же	1076—1934	Роторное	531	53,1	2,76	19,2
6, » »	1349—2002	ТС5Б-9"	572	27,0	5,6	4,85
15, Тишковская	2284—2513	A9ГТ	229	32,8	6,25	5,3
13, то же	2290—2621	Роторное	219	36,5	1,74	21,0
68, Осташковичи	611—1180	A9ГТ	569	81,3	15,0	5,46
80, то же	601—1158	ЗТС5Б-9"	537	59,7	17,0	3,46
1, Руднянская	551—1851	A9ГТ	1167	116,7	20,4	5,72
95, Речицкая	556—1894	Роторное	1311	77,0	4,35	17,6
8, Золотухинская	487—740	A9ГТ	253	126,5	15,6	8,12
91, Осташковичи	368—825	ТС5Б-9"	443	63,2	21,8	2,9
5, Золотухинская	430—1687	A9ГТШ	1162	72,6	17,2	4,24
95, Речицкая	556—1894	Роторное	1311	77,0	4,35	17,6
15, Барсуковская	580—1163	A9ГТШ	547	182,3	22,2	8,22
10, то же	596—1393	Роторное	793	113,0	11,1	10,2
1, Руднянская	1970—2884	A9ГТ	900	60,0	6,4	9,4
19, Осташковичи	1450—3153	ТС5Б-9"	1312	30,5	5,27	5,78

* Бурение скважин № 12 площади Восточно-Первомайская, № 68 площади Осташковичи и № 8 площади Золотухинская из-за опасности искривления производилось при ограниченных нагрузках — до 150 кН.

осевых нагрузках стойкость долот значительно повысилась (в 1,9 раза по сравнению с серийными турбобурами). За счет этого проходка на долото возросла в 1,7—1,8 раза при практически равной механической скорости (снижение на 10%). Сравнение результатов работы долот при роторном бурении и турбобуров А9ГТ показывает, что механическая скорость последних в среднем в 2—2,2 раза больше при незначительном уменьшении проходки на долото, а в ряде случаев и равных проходках.

Анализ результатов проведенных испытаний позволяет сделать следующие выводы:

1. Турбобуры А9ГТ и А9ГТШ зарекомендовали себя работоспособными и надежными гидравлическими двигателями, способными работать при высоких осевых нагрузках вплоть до 390 кН.

2. Межремонтный период названных турбобуров, лимитируемый износом упорно-радиальной пяты, в 1,3—1,8 раза выше, чем у турбобуров ТС и ЗТС, и составляет в среднем 110 ч. Рекордное значение продолжительности межремонтного периода турбобуров А9ГТ для условий Белоруссии и при работе шарошечными долотами составляет 230 ч.

3. Стойкость ступеней ГТ не уступает стойкости активных ступеней турбины.

Таким образом, результаты испытаний турбобуров А9ГТ позволяют рекомендовать этот двигатель в серийное производство. В табл. 11 приведены данные по бурению в объединении «Грознефть» за 1974 г.

При проводке скважины № 1 площади Шевченко турбобуром типа А9ГТ работали на глубинах до 5527 м [48], что явилось своеобразным рекордом. Это свидетельствует о том, что резервы турбобуров ГТ раскрыты еще далеко не полностью.

Испытания турбобуров с решетками гидроторможения типа А7ГТ. Первые промысловые испытания

Таблица 11

**Сравнительные результаты различных способов бурения
в объединении «Грознефть»**

Номер скважины, площадь	Интервал бурения, м	Способ бурения, шифр турбобура	Общая проходка, м	Продолжительность бурения, ч	Количество рейсов	Проходка на долото, м	Скорость		
							механическая, м/ч	рейсовая, м/ч	коммерческая, м/станко-мес
200, Восточный Гудермес	2486—2604 2604—2810	Роторное А9ГТ	115	75,25	5	23	1,53	0,59	354
			197	71,25	9	22	2,77	1,14	472
127, Правобережная	2010—2798 2115—2794	Роторное А9ГТ	788	285,75	22	35,5	2,75	1,18	867
			679	164,25	14	48,5	4,13	2,2	1000

были проведены в Татарии. Для этой цели во ВНИИБТ было подготовлено два варианта ступеней гидродинамического торможения (15/18-50 и 36/15-44), которые были установлены в серийные турбобуры А7Н4С (в дальнейшем они получили шифр А7ГТ). Целью испытаний было опробование нового двигателя и выяснение возможности увеличения проходки за рейс в турбинном бурении при сохранении достаточно высокой механической скорости.

Чтобы получить частоту вращения вала турбобура 150—200 об/мин (на первом этапе), турбобур А7ГТ собирали в четыре-пять секций. Для облегчения сборки пятисекционного турбобура между двумя нижними и тремя верхними секциями, имеющими свою собственную осевую опору, устанавливали специальную муфту квадратного сечения, допускающую осевое перемещение трех верхних секций относительно двух нижних, т. е. сборка пятисекционного турбобура представляла собой соединение двух турбобуров на самостоятельных осевых опорах. При сборке четырехсекционного турбобура квадратную муфту устанавливали

между двумя нижними и двумя верхними секциями, также имеющих самостоятельные опоры. Ниже приведены параметры турбобуров при первом и втором вариантах сборки и расходе воды 30 л/с (табл. 12).

Бурение вели на Лениногорской площади в скважине № 9391 с глубины 429 м. Пятисекционным турбобуром бурили в интервале 429—1226 м при нагрузках на долото 120—140 кН, а четырехсекционным — в интервале от 1226 до 1670 м при нагрузке на долото 150—200 кН. Частота вращения вала турбобура в процессе испытаний фиксировалась гидротурботахометром ГТН-3М. Как показали записи прибора, турбобур, собранный в пятисекционном варианте, обеспечивал устойчивую работу с указанными нагрузками при частоте вращения 150—200 об/мин, а по второму варианту — при 200—250 об/мин. Так как основной целью испытаний низкооборотных турбобуров было определение возможности получения при турбинном бурении проходок на долото, аналогичных проходкам при роторном бурении, то для сравнения брали данные по скважине № 8907, пробуренной роторным способом.

Таблица 12

Параметры турбобуров

Шифр турбобура	Количество ступеней		Тормозной момент, Н · м	Рабочая частота вращения, об/мин
	турбины	ГТ		
5А7Н4С-ГТ	100	455	2650	150
4А7Н4С-ГТ	150	385	3430	200

Сравнение показателей бурения (табл. 13) позволяет сделать выводы, что стойкость долота и проходка за рейс при бурении со ступенями гидроторможения и роторным способом находятся примерно на одном

Таблица 13

Сравнительные результаты различных способов бурения

Стратиграфия	Показатели бурения						
	средние по трем скважинам		скважины № 9391 турбобуром с гидротормождением			скважины № 8907 роторным способом *	
	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Частота вращения, об/мин	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч
Верхний карбон	63	36,2	87,6	7,96	200	73	9,2
Мячковский горизонт	61	25,4	100,4	8,32	180	99	8,3
Подольский горизонт	57	30	89	9,67	180	—	—
Каширский горизонт	45	41	99	10,9	200	93	7,7
Верейский горизонт	40	21	60	7,5	180	90	10,0
Башкирский ярус	40	21	60	7,5	180	90	10,0
Намюрский »	38,5	28,4	52	8,6	170	73	7,3
Серпуховско-Окский подъярус	34,6	18,4	54	7,8	200	59,5	7,3
Тульский горизонт	34	19	89	5,7	170	90	7,0
Угленосный ярус	34	19	89	5,7	170	90	7,0
Турнейский »	34	19	89	5,7	170	90	7,0
Верхнефаменский подъярус	19	15,8	—	—	—	117	7,33
Нижнефаменский подъярус	26	15,8	67	9,7	200	68	5,4
Мендымские слои	15,5	14,1	63	7,8	200	60**	6,0**

* При бурении скважины № 8907 частота вращения была равной 65 об/мин.

** Из-за отсутствия данных по скважине № 8907 в мендымских слоях приведены показатели по скважине № 1927, пробуренной роторным способом.

уровне. В табл. 14 приведены сравнительные данные, полученные при отработке четырехсекционного турбобура ГТ в скважине № 12510 Лениногорская и по шести скважинам, пробуренным турбобурами ЗТС5Б-7¹/₂."

Таблица 14

Показатели проходки скважин серийным и опытным турбобурами

Стратиграфия	ЗТСБ-7 1/2"*		4А7Н4С-ГТ		
	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Частота вращения, об/мин
Верхний карбон	55	36,4	106	12	350
Мячковский горизонт	61	33,4	76	10,3	300
Подольский »	54	36	110	18,3	300
Каширский горизонт	70	24	79	10,5	250
Верейский »					
Башкирский ярус	61	25	113	10,6	250
Намюрский »					
Серпуховско-Окский подъярус	37	19,6	43	10,5	350
Тульский горизонт	38	22	80	8,3	250
Угленосный ярус					
Верхнефаменский подъярус	30	22	59	9,2	250
Нижнефаменский »	33	19	89	8,7	250
Аскынские слои	24	16,2	71	8,7	250

* Частота вращения долота при бурении турбобуром ЗТСБ-71/2" до глубины 1000 м составляла 800 — 1000 об/мин, в после 1000 м — 700 — 800.

В поисках оптимального числа оборотов турбобура было установлено 160 ступеней активной турбины и 305 ступеней гидроторможения. Из табл. 14 видно, что при бурении турбобуром с гидроторможением в результате увеличения проходки за рейс число долот сокращается более чем в два раза.

В дальнейшем, с целью поисков оптимального сочетания соотношения активных ступеней и ступеней ГТ и рациональных режимов работы низкооборотных турбобуров, их комплектовали в трехсекционном исполнении. Это удалось осуществить в результате использования ступеней ГТ с повышенной тормозящей способностью типа 36/15-44. Во время испытаний

режим работы турбобура контролировали не только по индикатору, но и по перепаду давления на турбине при помощи задемпфированного манометра. Результаты испытаний подтвердили эффективность новых турбобуров в части получения повышенных значений проходок на долото [24].

Вместе с тем следует отметить, что для условий Татарии форсирование проходок на глубинах до 1110 м не является решающим фактором для получения высоких технико-экономических показателей проводки скважины, о чем говорят проведенные ранее упоминавшиеся исследования [51]. Как видно из рис. 6, турбобур с системой гидроторможения, позволяющий получить повышенные проходки за рейс, становится экономически выгодной машиной при использовании на глубинах свыше 1000 м. Авторы работы [51] рекомендуют использовать комбинированный способ бурения: до 1110 м — быстроходным турбобуром 1А7Н4С, а ниже — 3А7ГТШ. При этом проходка на долото в целом по скважине увеличивается с 39 до 60 м, количество долблений снижается с 45 до 29, а затраты на 1 м бурения уменьшаются на 1,65 руб., хотя механическая скорость в целом также уменьшается с 21 до 15 м/ч. По-видимому, целесообразность использования турбобуров ГТ на больших глубинах, где роль проходки более значима, чем роль механической скорости, сохраняется и для других районов страны.

Анализ большого количества промысловых данных, полученных при использовании турбобуров А9ГТ и А7ГТ (А9ГТШ и А7ГТШ) в объединениях «Укрнефть», «Куйбышевнефть», «Нижеволжскнефть», «Белоруснефть», «Татнефть» и других, показал, что величина оптимального темпа изменения числа оборотов с ростом глубины скважины может быть аппроксимирована показательной функцией вида

$$n = c/b^L,$$

где c — постоянная, равная приблизительно 800; L — глубина скважины, км; b — коэффициент, его значения колеблются в пределах от 1,35 до 1,45, причем большие значения соответствуют твердым и крепким породам, а меньшие — мягким.

Так как большинство разрезов нефтегазовых площадей представлено чередованием мягких и твердых пород, то частоту вращения долота следует выбирать для каждого конкретного случая, ориентируясь на получение максимальной рейсовой скорости. Опыт отработки турбобуров с гидроторможением показывает, что бурение на глубинах до 1000—1500 м целесообразно выполнять турбобурами без гидротормоза, а ниже — добавлять одну секцию со ступенями ГТ. На глубинах свыше 3000 м оправдывает себя применение четырехсекционных турбобуров типа АГТ с двумя секциями со ступенями гидроторможения. Об этом свидетельствует опыт бурения турбобурами А7ГТ в Татарии и других районах страны.

ТУРБОБУРЫ ДЛЯ АЛМАЗНОГО БУРЕНИЯ

Требования, предъявляемые к турбобурам для алмазного бурения

Эффективность алмазного бурения зависит от режима промывки, величины вылета алмазов из матрицы и глубины внедрения их в породу в соответствии с нагрузкой на долото и частотой его вращения. Режим промывки при алмазном бурении имеет важное значение. С одной стороны, количество прокачиваемой жидкости должно быть достаточным для хорошей очистки забоя и охлаждения рабочих поверхностей

долота, а с другой стороны, количество жидкости ограничивается опасностью размыва матрицы и необходимостью потребления больших перепадов давления на рабочих органах турбины.

В результате исследовательских работ в области улучшения материала матрицы, конструкции долота и его промывочной системы, а также использования турбобуров с пропеллерной турбиной и турбиной точного литья (ТЛ) удалось определить оптимальный режим промывки. Удельную гидравлическую мощность, срабатываемую в долоте, в пределах $0,07—0,1$ кВт/см² следует считать удовлетворительной [25], повышение ее до $0,7$ кВт/см² приводит к значительному увеличению эффективности отработки долот. Установлено, что для работы алмазного долота в режиме объемного разрушения горных пород необходимо, чтобы каждый алмаз за один оборот долота углублялся как минимум на $0,033$ своего диаметра, что для алмаза $\varnothing 3$ мм ($0,3$ карата) составляет $0,1$ мм [25].

Исходя из закона распределения осевого усилия на каждый алмаз в долоте, а также учитывая условия внедрения алмаза на $0,033$ своего диаметра, осевые нагрузки на долото, как показывают расчеты, должны быть значительно больше рекомендуемых. Так, например, согласно инструкции ВНИИБТ, рекомендуемая нагрузка на долото $\varnothing 212$ мм составляет 98 кН, а расчеты показывают, что для обеспечения объемного разрушения нагрузка на долото должна быть в два раза выше, и, хотя необходимость создания таких нагрузок вряд ли всегда целесообразна, так как возможны перегрев, затирание и графитизация режущих поверхностей алмаза, на практике в большинстве случаев бурят с нагрузками не более $39—59$ кН (вне зависимости от размера долота, т. е. со значениями, далекими от оптимальных). Это свидетельствует о том, что современные конструкции серийных турбобуров по

своей нагрузочной способности не отвечают требованиям успешной отработки алмазных долот.

Известно, что повышение частоты вращения приводит к увеличению скорости бурения. Так, в США при алмазном бурении роторным способом максимальное число оборотов ограничивается лишь вибрацией бурильной колонны, являющейся причиной искривления труб, их чрезмерного износа, быстрого повреждения и усталостных поломок.

Практика отработки алмазных долот в СССР свидетельствует об эффективности применения быстроходных турбобуров, поэтому в большинстве случаев алмазное бурение является турбинным. Оптимальное число оборотов долота, в зависимости от свойств породы, может быть различным. Так, для разбуривания высокопластичных пород, а также пород с абразивными пропластками целесообразно применять тихоходные турбобуры [1; 7], а в мало- и неабразивных породах предпочтение следует отдавать высокооборотным турбобурам, обладающим большой мощностью, т. е. способным создавать повышенные нагрузки.

Требованиям алмазного бурения наиболее полно отвечают турбобуры с пропеллерной турбиной, в которых при больших оборотах потребляется незначительный перепад давлений, а при малых — большой [18], и турбобуры с турбиной точного литья [8; 11]. Турбобуры с пропеллерной турбиной имеют ряд преимуществ. Во-первых, у них максимум КПД смещен в правую часть характеристики, что позволяет иметь турбобуры большей мощности именно при повышенных оборотах. Во-вторых, осевая гидравлическая нагрузка у таких турбин увеличивается при снижении числа оборотов, т. е. при увеличении нагрузки на долото. Поэтому результирующая нагрузка на осевой подшипник, т. е. разница между нагрузкой на долото и гидравлической нагрузкой, становится

минимальной. Это повышает долговечность подшипника, что очень важно в алмазном бурении, где продолжительность долбления зачастую лимитируется стойкостью опоры турбобура. В-третьих, переменное давление на турбине позволяет осуществить гидротелеконтроль за работой турбобура на забое, оптимизацию и автоматизацию турбинного бурения.

Применение турбобуров с пропеллерной турбиной пока ограничено, так как до сих пор в промышленном масштабе не решен вопрос регулирования подачи промывочной жидкости и нет высокоэффективных предохранительных устройств, позволяющих бесперебойно бурить при резких скачках давления, что имеет место при использовании пропеллерной турбины, у которой линия давления повышается к тормозу. Поэтому далее основное внимание будет уделено промышленным результатам отработки турбобуров с турбиной точного литья.

Характеристика турбобура для алмазного бурения

Турбобур для алмазного бурения типа ЗТСША-195ТЛ предназначен для бурения скважин долотами Ø212 мм. Технические данные турбобура следующие: наружный диаметр — 195 мм; длина — 25 930 мм; масса — 4475 кг; присоединительные резьбы по ГОСТ 5286—58 к долоту — 3-121, к бурильным трубам — 3-147. В турбобуре используется турбина 21/16, 5-195ТЛ с высотой ступени 52 мм. Диаметр посадочной поверхности вала турбинной секции 80 мм, а шпиндельной — 90 мм.

Турбобур может быть использован как в трех-, так и в четырехсекционном исполнении (одна секция шпиндельная). В шпиндельной секции длиной 3550 мм установлена 25-ступенчатая резинометаллическая

пята-сальник, воспринимающая гидравлическую и весовую нагрузку секций (сверху вниз) и реакцию забоя (снизу вверх). Ширина опорной поверхности подпятников по сравнению с серийными подпятниками шпинделей Ш1-195 увеличена, что снижает удельные нагрузки и тем самым увеличивает срок службы опоры. В шпинделе установлены также две радиальные резинометаллические опоры и узел лабиринта, предохраняющий опору от попадания крупного абразива.

В каждой секции установлено по 109 ступеней турбинок точного литья, 4 радиальные резинометаллические опоры и 3 ступени предохранительной резинометаллической пяты с осевым люфтом на 2 мм меньшим, чем осевой люфт турбины. Предохранительная пята предназначена для предотвращения посадки роторов турбины на статоры, что может иметь место при некачественной регулировке осевых зазоров в турбине или при износе осевой опоры турбобура сверх допустимой величины.

Таблица 15

Энергетическая характеристика турбины 21/16, 5-195ТЛ

Расход воды, л/с	Мощность, кВт	Частота вращения вала, об/мин	Вращающий момент, Н·м	Перепад давления, МПа
24	114	580	1910	6,47
26	147	625	2210	7,35
28	184	675	2600	8,83
30	225	725	3000	10,3

Энергетическая характеристика турбины 21/16, 5-195 ТЛ турбобура ЗТСША-195ТЛ при максимальной мощности и работе на воде приведена в табл. 15.

Сборка и регулировка турбобура производится согласно инструкции Кунгурского машиностроительного завода.

Опыт использования турбобуров для алмазного бурения

Испытания турбобуров для алмазного бурения проводили в Арчединском и Жирновском УБР объединения «Нижеволжскнефть». Турбобуры использовали при проводке скважин алмазными долотами отечественного производства и французской фирмы «Кристенсен».

Таблица 16

Сравнительные результаты испытаний турбобуров для алмазного бурения в объединении «Нижеволжскнефть» [11]

Тип долота	Опытные турбобуры						Серийные		
	Число секций турбобура	Интервал бурения, м	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Режим бурения		Средняя механическая скорость при бурении, м/ч, с долотом		
					Осевая нагрузка, кН	Расход жидкости, л/с	МДИ212	2К214СГ	2К214ТКЗ

Скважина №203 площади Тарасовская

НДР212С4	2	3387—3437	50	1,54	68—98	24—29	—	—	2—2,5
НДР212С4	2	3437—3472	35	1,2	49—98	26—30	—	—	—
МТ6-35	3	3681—3736	55	1,43	98—137	27—30	—	—	—
МТ6-40	3	3763—3967	204	1,75	98—137	27—30	—	—	—
МДК212С	2	3738—3761	23	2,05	78—98	27—30	—	—	—
Е24	2	4029—4063	34	1,43	79—98	27—30	—	—	—
МТ-24	3	4107—4119	12	1,2	39—88	27—30	—	—	—

Скважина №109 площади Кудиновская

НДР212С2	2	2104—2321	217	2,94	—	—	1,6—2,4	3,5—4,0	—
----------	---	-----------	-----	------	---	---	---------	---------	---

Скважина №105 площади Антиповская (второй ствол)

МДИ212	3	4367—4507	140	3,5	78—98	25—27	0,7—2,4	1,6	2,4
МДИ212	3	4511—4765	254	3,1	59—118	25—27	1,0	1,6	2,16
МДИ212	3	4765—4954	189	1,48	49—98	23—25	—	2,35	—

Скважина №107 площади Антиповская

МДИ212	3	4257—4420	183	1,8	—	—	1—1,5	2—2,5	—
--------	---	-----------	-----	-----	---	---	-------	-------	---

Скважина №1 площади Западно-Линевская

ИСМ212	2	1440—1944	504	4,0	69—108	—	—	7—10	—
--------	---	-----------	-----	-----	--------	---	---	------	---

Турбобуры были созданы на базе секций серийного турбобура ЗТСШ-195ТЛ, который комплектовался турбиной типа 21/16, 5-195ТЛ. При бурении были использованы турбобуры в двух- и трехсекционном исполнении. Результаты опытного бурения турбобурами данной конструкции приведены в табл. 16.

В процессе бурения было установлено, что данные турбобуры способны устойчиво работать при повышенных нагрузках. Так, в интервале 3881—3883 м на скважине № 203 нагрузки доводили до 176—202 кН, а на скважине № 1 — до 206 кН. При бурении скважины № 203 частоту вращения вала измеряли гидротурботахометром ГТН-8М. Исследования показали, что даже при нагрузке на долото в 176—196 кН число оборотов вала турбобура остается на достаточно высоком уровне — около 700 об/мин.

Сравнение результатов опытного бурения на скважине № 105 показало, что применение турбобуров для алмазного бурения ведет к повышению механических скоростей на 20—80%. Всего опытными турбобурами с различными алмазными долотами было пробурено 1904 м за 857 ч механического бурения. Стойкость осевой опоры турбобура в полностью отработанных комплектах составила 140—150 ч. Испытания подтвердили достаточную прочность проточной части турбины 21/16,5ТЛ.

Для дальнейших испытаний была изготовлена опытно-промышленная партия в количестве 10 турбобуров под шифром ЗТСША-195ТЛ*. Испытания проводились в трех районах: Восточная Украина (объединение «Укрнефть»), Саратовская и Куйбышевская области (объединения «Саратовнефтегаз» и «Куйбышевнефть»).

* Буква А в шифре турбобура обозначает, что он предназначен для алмазного бурения.

При отработке турбобуров ЗТСША-195ТЛ в объединении «Саратовнефтегаз» средняя механическая скорость бурения алмазными долотами и долотами ИСМ составляла 2,57 м/ч, что выше средней скорости, получаемой при использовании серийных турбобуров, на 60—65% [8]. Они устойчиво работают при нагрузках до 140 кН при подаче насоса 30—35 л/с.

В табл. 17 приведены результаты отработки опытных турбобуров в сравнении с серийными на площадях Полтавского УБР. В процессе испытаний использовался глинистый раствор плотностью 1,17—1,35 г/см³, условной вязкостью 45—70 с. Нагрузки при опытном бурении составляли от 59 до 127,5 кН при подаче насосной группы 22—28 л/с. Давление на стояке при этом было не более 1,47 МПа. При бурении серийными турбобурами режимные параметры были такими же, за исключением осевой нагрузки на долото, которая составляла 39—68 кН, что обуславливалось приемистостью серийных турбобуров.

В целом при испытании турбобуров ЗТСША-195ТЛ было пробурено свыше 2500 м со скоростью на 30—60% выше сопоставимых скоростей бурения серийными турбобурами. Межремонтный период полностью отработанных опытных турбобуров составлял 220—250 ч, а серийных турбобуров ЗТСШ-195—120—140 ч. Турбобурами ЗТСША-195ТЛ разбуривали породы, мощность пачек которых составляла от 70 до 1000 м в скважинах на глубинах от 2600 до 5000 м. Первоначально бурение на скважинах № 109 Опош-нянской площади и № 401 Сагайдакской площади вели турбобурами в двухсекционном исполнении 2ТСША-195ТЛ. Поскольку в таком сочетании не удавалось поднять нагрузку свыше 68—78 кН, то в дальнейшем бурили турбобуром, собранным в три секции.

На скважине № 125 Клинской площади бурение вели в породах, представленных чередованием

Сравнительные результаты испытаний турбобуров

Опытные турбобуры ЗТСША-195ТЛ						
Номер скважины, площадь	Тип долота	Интервал бурения, м	Общая проходка, м	Продолжительность бурения, ч	Механическая скорость, м/ч	Режим
						Осевая нагрузка, кН
109, Опошнянская	ИСМ212	3706—4050	150	215,1	1,16	29—39
401, Сагайдакская	МДТ212, ИСМ212	3009—3323	71	62,2	1,14	39—78
125, Клинская	ИСМ212МС2, НДУС212, НДЛСИ212, УИСМ212, МДТ212, МДР212, МДИ212	3454—4927	863	666,7	1,3	68—128
28, Чижевская	НДЛСИ212, МДР212, МДТ212	2602—3831	1023	656,4	1,56	58—98
288, Глинско-Розбышевская	ИСМ212	2758—2911	153	110	1,39	58—78
132, Вениславовская	МДИ212	3460—4105	191	151	1,27	58
127, Клинская	ИСМ212	4107—4565	183	181	1,01	58—78

* Скважины № 109 и 401 бурили турбобурами ТСША-195Л, собранными в

для алмазного бурения в Полтавском УБР*

бурения		Серийные турбобуры					
		Номер скважины, площадь	Тип турбобура	Тип долота	Интервал бурения, м	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч
Расход жидкости, л/с	Перепад давления, МПа						
28	14	109, Опошнянская	ЗТСШ-7 $\frac{1}{2}$ "	ИСМ212	3624—4070	191	1,05
25	13	401, Сагайдакская	А7Н4С	МДТ212, ИСМ212	2879—3305	203	1,03
21—24	12—15	123, 124, 125, Клинская, 75, Солоховская	ЗТСШ-7 $\frac{1}{2}$ ", ЗТСШ-6 $\frac{3}{8}$ ", А7Н4С	ИСМ212, УИСМ212, МДТ212, ИСМ188	3456—4848	717	0,8
22—25	13—14	26, 28, Чижевская, 211, Глинско-Розбышевская	ЗТСШ-7 $\frac{1}{2}$ ", А7Н4С, ЗТСШ-6 $\frac{3}{8}$ "	ИСМ212, МДИ212, МДР212	2736—3806	693	1,02
28	14	211, Глинско-Розбышевская	А7Н4С	ИСМ212	2736—2892	116	1,4
27	12—15	131, Вениславовская	ЗТСШ-6 $\frac{3}{8}$ "	ИСМ212	3458—4070	160	0,91
28	12—14	125, 123, Клинская	А7Н4С, ЗТСШ-6 $\frac{3}{8}$ ", ЗТСШ-7 $\frac{1}{2}$ "	ИСМ212, УИСМ212, ИСМ188, МДТ212	4069—4548	162	0,72

двухсекционном варианте.

песчаников, аргиллитов и известняков средней твердости с пропластками твердых и крепких пород. Всего было пробурено 863 м со средней механической скоростью 1,3 м/ч, при использовании серийных турбобуров она обычно не превышает 1 м/ч.

Подобные результаты были получены и на скважине № 28 Чижевской площади, где было пройдено 1023 м со средней скоростью 1,56 м/ч. Интервал бурения был представлен московским и башкирским ярусами карбона, сложенными в основном аргиллитами, песчаниками и известняками твердыми и средней твердости. Отдельные пачки пород разбуривали со скоростью около 3 м/ч. Все это позволило рекомендовать турбобуры в серийное производство.

ТУРБОБУРЫ ДЛЯ БОРЬБЫ О ИНТЕНСИВНЫМ ИСКРИВЛЕНИЕМ СТВОЛА СКВАЖИНЫ

Предпосылки создания турбобуров для борьбы с кривизной

Известно, какие трудности представляет проводка вертикальных скважин в разрезах, имеющих тенденцию к сильному естественному искривлению. Условия, приводящие к неравномерному разбуриванию площади забоя и, соответственно, к искривлению ствола скважины, можно разделить на геологические, технические и технологические. К основным геологическим причинам, вызывающим естественное искривление стволов скважин, относятся: большие углы падения пластов, частая перемежаемость пород различной твердости, наличие зон тектонических нарушений, анизотропность горных пород и т. д. К техническим причинам можно отнести конструктивные особенности

компоновок низа бурильного инструмента, а к технологическим — режим бурения. Они в основном определяются осевыми нагрузками на долото. Путем регулирования параметров режима бурения можно уменьшить естественное искривление.

Компоновки должны обеспечивать максимальную жесткость низа и минимальные зазоры относительно стенки скважины. Большое распространение получили компоновки низа типа КНБК, включающие в себя расширители-калибраторы типа ТРС размером по диаметру долота и маховик, представляющий собой утяжеленную бурильную трубу большого диаметра. В турбинном бурении в основном применяется следующая компоновка: долото, расширитель-калибратор ТРС, маховик длиной 5—10 м, турбобур, центратор, утяжеленные бурильные трубы УБТ. С долотами $\varnothing$ 295 и 269 мм применяются маховики $\varnothing$ 245 мм, а с долотами $\varnothing$ 214 и 190 мм соответственно маховики $\varnothing$ 178 и 146 мм. Для долот диаметром более 295 мм специальных компоновок практически не имеется из-за технических трудностей изготовления отдельных элементов последних и их малой эффективности. Это определило способ проводки стволов скважин большого диаметра путем бурения опережающего ствола меньшего диаметра с последующим расширением до необходимого размера. Применение компоновок типа КНБК позволяет в некоторой степени уменьшить темп набора кривизны, однако при износе центрирующих элементов увеличивается зазор относительно стенки скважины, что в значительной мере снижает эффективность борьбы с искривлением. Наличие под турбобуром маховых масс несколько стабилизирует его работу, хотя резко сокращает межремонтный период, приводит к быстрому износу осевых и радиальных опор и искривлению валов турбобуров. Кроме того, любой способ борьбы с кривизной в основе своей мало эффективен,

если вопрос касается технических показателей (проходка, скорость бурения и т. д.). Связано это с необходимостью вести бурение при пониженных осевых нагрузках.

Неоднократно предпринимались попытки создания турбобура, у которого отбор мощности производился бы не с вращающегося вала, а с корпуса. Работы над турбобуром с вращающимся корпусом (ТВК) велись в направлении совершенствования сальника. Однако задача создания сальника, который надежно работал бы под действием перепада давления в турбобуре и долоте, не решена и по настоящее время. Начало серийного выпуска сальника было положено созданием непроточной резинометаллической пяты турбобура, расположенной в верхней части его корпуса и работающей на перепуске относительно небольшой части промывочной жидкости (0—5 л/с). В настоящее время такой сальник используется в качестве резинометаллической пяты в шпинделях секционных турбобуров типа ТСШ. Но необходимость работать под перепадом давления в 6—9 МПа неизменно приводила к тому, что такой сальник либо сгорал при незначительных утечках промывочной жидкости, либо размывался за 10—20 ч работы при начальных утечках жидкости 3 л/с. Последней попыткой было создание турбобура с радиально-аксиальной турбиной, где вместо сальника было длинное щелевое сопротивление. Однако и в этом случае не удалось обеспечить сколь-либо длительной работы турбобура с вращающимся корпусом.

Особенность новой конструкции турбобура заключается в том, что в нем вообще отсутствует сальник. Другая особенность — это параллельное деление потока промывочной жидкости, что обуславливает необходимость работы такого турбобура только в сочетании с высоконапорными гидромониторными долотами. При этом на забой через насадки долота поступает

только часть промывочной жидкости, подаваемой насосами, а перепад давления в долоте, вследствие параллельного деления потока, равен перепаду в системе турбобур—долото в целом.

Турбобур с вращающимся корпусом и разделяющимся потоком промывочной жидкости позволяет бурить с минимальными зазорами (в отдельных случаях до 8—9 мм и менее) между корпусом и стенкой скважины, что имеет немаловажное значение при борьбе с искривлением ствола скважины, так как известно, что темп набора кривизны при прочих равных условиях тем меньше, чем меньше этот зазор. Достичь такой зазор турбобуром с последовательным потоком практически невозможно, так как при этом возрастают потери давления по длине зазора и на турбобур действует значительная выталкивающая сила, направленная снизу вверх. Так, при диаметральном зазоре 9 мм на длине 12 м и расходе жидкости 60 л/с на турбобур действует выталкивающая сила, равная 0,3—0,34 МН, при этом трудно создавать необходимую осевую нагрузку на долото. Схема турбобура с параллельным делением потока устраняет это затруднение, так как в кольцевом пространстве турбобура в этом случае протекает в несколько раз меньшее количество жидкости.

Турбобуры ТВК, их назначение и техническая характеристика

Первые турбобуры с вращающимся корпусом выполнялись в односекционном варианте и имели шифр А9К6. Диаметр корпуса равнялся 270 мм, длина его была более 10,5 м, а масса около 6 т. Первый опыт эксплуатации на площадях Западной Украины показал, что приемистость турбобура к осевым нагрузкам

в односекционном исполнении недостаточна для бурения в оптимальном режиме.

В дальнейшем турбобуры с вращающимся корпусом изготавливались в двухсекционном варианте под шифром ТВК-270. Они имели корпус $\varnothing$ 270 мм, что создавало свои трудности как в эксплуатации (масса секции около 4 т), так и в изготовлении (необходимость изыскания заготовок большого диаметра). С целью устранения этих недостатков в дальнейшем был разработан турбобур ТВК1-270, имеющий корпус $\varnothing$ 240 мм, а вопрос уменьшения зазора между корпусом и стенкой скважины решался за счет сменных протекторов с наружным $\varnothing$ 285 мм.

В настоящее время используется турбобур ТВК1-270. Он представляет собой универсальный гидравлический забойный двигатель и предназначен для бурения вертикальных скважин гидромониторными долотами $\varnothing$ 295 мм в сложных геолого-технических условиях, где наблюдается интенсивное самопроизвольное искривление стволов скважин. Турбобур ТВК1-270 относится к турбобурам бессальникового типа с разделенным потоком промывочной жидкости. Он может также эксплуатироваться как турбобур с вращающимся валом (при снятых протекторах) с гидромониторными долотами $\varnothing$ 269 и 295 мм. Ниже приведены технические данные турбобура ТВК1-270:

Расход жидкости ($\gamma = 1,2 \text{ г/см}^3$), л/с:	
подаваемой насосами	50
через турбину	30
через долото	20
Частота вращения корпуса (вала), об/мин:	
разгонная	910
при максимальной мощности	400—450
Вращающий момент, Н · м:	
тормозной	6700
при максимальной мощности	3300—3600
Максимальная мощность, кВт:	
на турбине	155

гидравлическая на долоте	149
Перепад давления, МПа:	
на турбине	7,45
на долоте	7,45
Количество ступеней турбины, шт.	283
Количество секций, шт.	3
Присоединительные резьбы по ГОСТ 5286—58:	
к бурильным трубам	3-147
к долоту	3-152
Диаметр посадочной поверхности вала, мм	115
Внутренний диаметр вала, мм	60
Наружный диаметр корпуса, мм	240
Наружный диаметр протекторов, мм	285
Длина турбобура, мм	23 500
Масса, т:	
с протекторами	7,5
без протекторов	6,7

Турбобур ТВК1-270 состоит из трех секций, корпуса которых соединяются переводниками, а валы — конусно-шлицевыми полумуфтами. Валы всех секций полые. Вал верхней секции соединяется с бурильными трубами, и промывочная жидкость, закачиваемая насосами в бурильные трубы, проходит через полый вал турбобура и поступает в турбинную полость, где и происходит деление потока. Часть промывочной жидкости поступает через гидромониторную насадку на забой скважины со скоростью 80—120 м/с, очищая забой и долото от выбуренной породы. Остальная жидкость поступает в пространство между корпусом и валом и, проходя по рабочим органам турбобура, приводит во вращение его корпус; затем выходит через фонарь и окна в корпусе в кольцевое пространство скважины, где соединяется с восходящим потоком, идущим от долота.

Увеличенная за счет высоконапорного гидромониторного эффекта гидравлическая мощность на долоте позволяет улучшить очистку его вооружения и забоя. Вследствие параллельного деления потока

жидкости перепад давления на долоте равен перепаду давления в рабочих органах турбобура, что и позволяет отказаться от использования сальниковых уплотнений.

В верхней секции турбобура (рис. 7) устанавливается шариковый упорно-радиальный многорядный

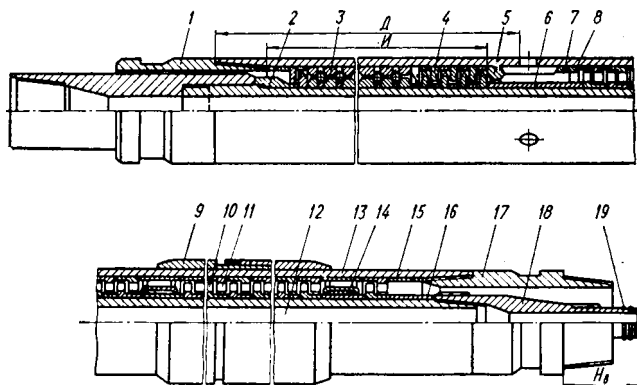


Рис. 7. Верхняя секция турбобура с вращающимся корпусом:

1 — ниппельная гайка; 2 — упор; 3 — подшипник упорно-радиальный; 4 — фрикцион; 5 — фонарь; 6 — втулка фонаря; 7 — кольцо уплотнительное; 8 — кольцо упорное; 9 — протектор; 10 — статор; 11 — ротор; 12 — вал; 13 — корпус; 14 — опора радиальная; 15 — кольцо регулировочное корпуса; 16 — кольцо регулировочное вала; 17 — переводник соединительный; 18 — полумуфта конусно-шлицевая верхняя; 19 — кольцо уплотнительное.

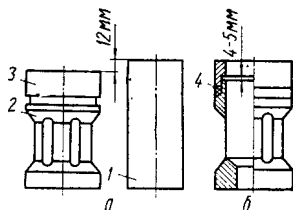
подшипник 3, фрикционы 4 для снижения разгонной частоты вращения корпуса 13 и увеличения моторесурса турбобура, фонарь 5 для выхода промывочной жидкости, ступени ротора 11 и статора 10, закрепленные в корпусе и на валу 12, а также резинометаллические промежуточные опоры 14 для восприятия радиальных нагрузок.

Положение ротора относительно статора задается разницей в длинах фонаря вместе с упорным кольцом

(без уплотнительного кольца) и втулки фонаря (рис. 8). Для герметизации зазора между корпусом и пакетом турбин имеется уплотнительное резиновое кольцо. При сборке турбобура обязательно проверяется величина деформации этого кольца, которая должна быть

Рис. 8. К определению размера, задающего положение ротора относительно статора (а), и схема проверки размера на сжатие уплотнительного кольца (б):

1 — втулка фонаря; 2 — фонарь; 3 — кольцо упорное; 4 — кольцо уплотнительное.



в пределах 4—5 мм. Установка уплотняющего кольца без последующей деформации, или установка бракованного кольца приводит к попаданию в зазор между

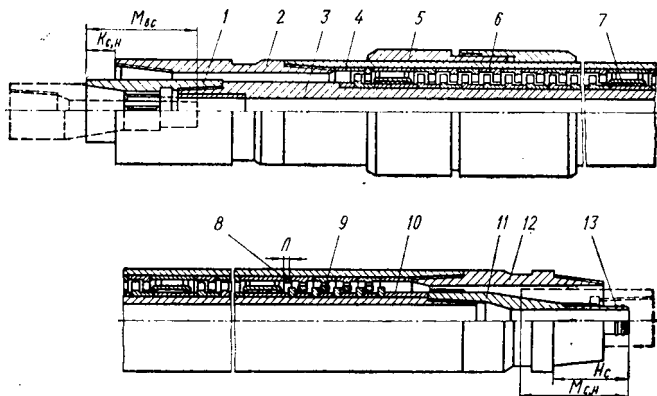


Рис. 9. Средняя (нижняя) секция турбобура с вращающимся корпусом:

1 — полумуфта конусно-шлицевая верхняя; 2 — переводник корпуса верхний; 3 — вал; 4 — кольцо регулировочное; 5 — протектор; 6 — ступень турбины; 7 — опора радиальная; 8 — кольцо регулировочное фальшпята; 9 — фальшпята; 10 — кольцо регулировочное вала; 11 — полумуфта конусно-шлицевая нижняя; 12 — переводник соединительный нижний; 13 — кольцо уплотнительное.

корпусом и турбинами промывочной жидкости и шлама, что вызывает затруднения при разборке секции.

Средняя и нижняя секции (рис. 9) турбобура конструктивно аналогичны и содержат ступени ротора

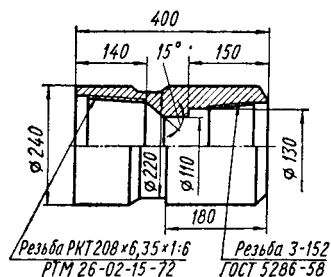


Рис. 10. Специальный переводник для гидромониторного узла.

и статора, резинометаллические промежуточные опоры и фальшпята, предотвращающие износ ступеней ротора и статора при выработке люфта в подшипнике и фрикционе более 10 мм, а также при остановках насосов, когда валы средней и нижней секций опускаются вниз. При восстановлении циркуляции валы нижней и средней секций под действием силы, равной

разности массы вала в сборе и гидравлической нагрузки на него, прижимаются друг к другу и к верхнему валу, воспринимая реактивный момент турбобура.

На корпусе каждой секции устанавливаются сменные протекторы, которые закрепляются с помощью эксцентричного замка и по мере износа наружного диаметра заменяются на новые. Малые кольцевые зазоры между вращающимися вместе с корпусом протекторами и стенкой скважины позволяют эффективно предотвращать самопроизвольное искривление ствола скважины.

Для устранения перетока жидкости из полости вала к рабочим органам турбины в соединениях валов на конусно-шлицевых полумуфтах имеется уплотнение в виде резиновых колец (рис. 7, поз. 19 и рис. 9, поз. 13). На нижнюю секцию наворачивается специальный переводник МРКТ-208 × М3-152, имеющий внутренний упорный торец, наличие которого

обеспечивает уплотнение гидромониторного узла (рис. 10). Гидромониторный узел состоит из сопла с минерало- или металлокерамической насадкой и уплотнительного резинового кольца, которое устанавливается на торец долота. Зажатие в два торца (переводника и долота) устраняет утечки промывочной жидкости мимо гидромониторного сопла, а упругое резиновое кольцо компенсирует возможную разницу в длинах резьб долот в пределах 5 мм.

Сборка и регулировка турбобура ТВК

Сборка верхней секции. Детали на вал набирают в следующем порядке (рис. 7): упор 2, один ряд фрикциона 4, шарикоподшипник 3, диски и кольца фракционного узла и втулку фонаря 6, фонарь 5, резиновое кольцо 7, упорное кольцо 8, статор 10, ротор 11, среднюю опору 14, 25-ступеней турбины, среднюю опору, 25 ступеней турбины, среднюю опору, 25 ступеней турбины, среднюю опору и одну ступень турбины.

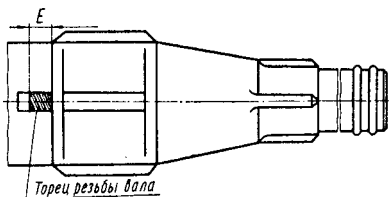


Рис. 11. К проверке зажатия системы вала (определение высоты регулировочного кольца 16, рис. 7).

На конце вала устанавливают прорезное кольцо (рис. 11), которое должно выступать над упорным торцом резьбы вала на 20—25 мм. Конусно-шлицевую полумуфту 18 (рис. 7) заворачивают с приложением момента 590—785 Н · м, т. е. усилием одного человека ключом с длиной ручки около 1 м. Размер E (рис. 11) в прорези кольца измеряют штангенциркулем. Величина E должна быть равна 10—11 мм, если фактичес-

кий размер меньше 10 мм, то на вал устанавливают дополнительное кольцо размером (10— E) мм. Если же фактический размер E больше 11 мм, то осевую высоту кольца уменьшают на величину ($E-11$) мм. Полумуфту заворачивают с приложением момента, величина которого указана в табл. 18.

Таблица 18

Величины натягов и моментов свинчивания резьб турбобура ТВК1-270

Резьба	Натяг по гладким калибрам, мм		Натяг по резьбовым калибрам, мм		Натяг по деталям, мм, при приложении момента 195—294 Н·м		Крутящий момент свинчивания, кН·м
	по кольцу	по пробке	по кольцу	по пробке	при первом свинчивании	при втором свинчивании	
МК98×6× ×1:16	16—3,2	2,0—1,2	16+0,3	2,0—0,3	1,4±0,6	1,2±0,6	13,7—15,7
МК116×6× ×1:16	16—3,2	2,0—1,2	16+0,3	2,5—0,3	1,4±0,6	1,2±0,6	9,81—11,7
РКТ208×6. 35×1:6	16—3,2	2,0—0,8	16+0,25	2,0—0,25	1,4±0,6	1,1±0,6	31,4—33,4
РКТ218×6. 35×1:16	20—3,2	4,6—1,4	16+0,3	4,6—0,3	3,2±0,6	2,5±0,6	32,4—34,4
3-152	16,5—1,2	0,0—1,2	16+0,25	0,0+0,25	0,8±0,6	0,6±0,6	25,5—29,4
3-147							

Для того чтобы отверстия в корпусе совпали с фонарем, расстояние D замеряют от торца корпуса до отверстий, а расстояние H — от торца кольца до торца фонаря (рис. 7). Размер D должен быть больше размера H на 195 ± 10 мм, что регулируют изменением осевой высоты кольца. Вал с набранными деталями устанавливают в корпусе в крайнее верхнее положение, ниппель I заворачивают с приложением момента, величина которого указана в табл. 18. С другой стороны корпуса замеряют размер G (рис. 12) и размер P

соединительного переводника. Высоту регулировочного кольца h , мм, определяют по формуле

$$h = \Gamma - P + (10 \dots 11). \quad (6)$$

Соединительный переводник заворачивают с приложением момента 590—785 Н · м. Величина зазора между упорными торцами корпуса и переводника Ж (рис. 12) должна быть равна 10—11 мм, если фактический размер Ж больше или меньше этой величины, то соответственно уменьшают или увеличивают осевую высоту регулировочного кольца. После этого заворачивают соединительный переводник. Люфт вала собранной верхней секции не должен превышать 0,5 мм. Вал должен легко вращаться при приложении момента 98—186 Н · м, отверстия в корпусе не должны быть перекрыты внутренними деталями.

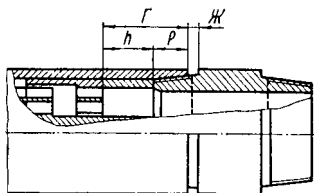


Рис. 12. К проверке зажатия системы корпуса (определение высоты регулировочного кольца 15, рис. 7).

Сборка средней секции. В сборе она показана на рис. 9. Перед сборкой проверяют размер L у детали фальшпята, которая определяет положение фальшпята относительно ступеней турбины. Размер L должен быть равен 15,5 мм. Замеряют величину вылета полумуфты в верхней секции H_v (рис. 7). Определяют размер K_c :

$$K_c = M_{вс} - H_v - 2, \quad (7)$$

где $M_{вс}$ — величина захода конусов средней и верхней секций, замеренная заранее перед сборкой верхней секции; 2 — величина подъема диска фальшпята относительно самой фальшпята, мм.

Детали на вал набирают в следующем порядке: упор, одна ступень турбины 6, опора средняя 7,

33 ступени турбины, опора средняя, 33 ступени турбины 6, опора средняя, 33 ступени турбин, опора средняя, кольцо 8, детали фальшплеты 9, кольцо регулировочное 10. После уточнения размера осевой высоты прорезного кольца заворачивают полумуфту 11. Вал в сборе устанавливают в корпус. Определяют

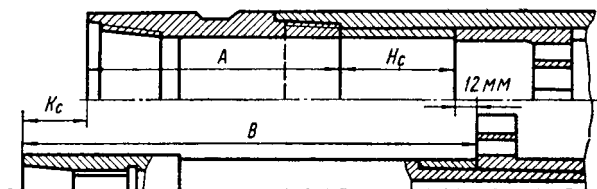


Рис. 13. К определению высоты регулировочного кольца средней секции (поз. 4, рис. 9).

высоту регулировочного кольца H_c (рис. 13), определяющего регулировку секции, для чего на соединительном переводнике замеряют размер A , а на валу — размер B . Высоту H_c регулировочного кольца определяют по формуле

$$H_c = B - (K_c + A + 12), \quad (8)$$

где K_c — размер, определенный по формуле (7); 12 — величина подъема роторов, мм, относительно статоров при теоретическом люфте 16 мм.

Устанавливают регулировочное кольцо в корпус и заворачивают соединительный переводник. Затем определяют высоту нижнего кольца по формуле (6) и заворачивают нижний соединительный переводник 12 (рис. 9). Люфт собранной секции должен быть не менее 12 мм, вал легко вращается при приложении момента 98—186 Н · м, присоединительный размер K_c должен быть равен расчетному или быть меньше не более, чем на 1 мм.

Сборка нижней секции аналогична сборке средней секции. Размер K_n (то же, что K_c на рис. 13), который необходимо выдержать при сборке нижней секции, определяется по формуле

$$K_n = M_{cn} - H_c, \quad (9)$$

где M_{cn} — величина захода конусов полумуфт средней и нижней секций; H_c — величина вылета полумуфты средней секции при нижнем положении вала. Осевую высоту H_n регулировочного кольца, определяющего положение ротора относительно статора, определяют по формуле

$$H_n = B_n - (K_n + A_n + 12). \quad (10)$$

Все размеры с индексом «н» относятся к нижней секции.

Особенности бурения турбобуром ТВК1-270

Перед началом бурения на нижнюю секцию наворачивают специальный переводник МРКТ-208 × МЗ-152, а на долото перед его креплением устанавливают гидромониторный узел с резиновым уплотнительным кольцом. Опробование турбобура на устье начинают при работе одного насоса. Турбобур должен легко запускаться при давлении 2—3 МПа и плавно останавливаться при выключении насоса.

Во избежание засорения гидромониторного узла под квадратной штангой необходимо устанавливать фильтр. Турбобур следует спускать осторожно, не допуская посадок, так как компоновка с турбобуром жесткая — зазор между стенкой скважины и протекторами составляет 10 мм. Суженные участки ствола скважины прорабатывают.

Запуск турбобура над забоем и при проработке производят при работе одного насоса, и только после

того, как давление установится на одном уровне, включают второй насос. Такой метод запуска позволяет избежать забивания гидромониторного узла шламом и песком, находящимся в промывочной жидкости. Таким же образом запускают турбобур и после кратковременных остановок в процессе бурения (наращивания, ремонт насосов и др.). При попадании в гидромониторную насадку посторонних предметов, не способных пройти через нее, сопло забивается и долото вращается без промывки. При этом заметно повышается давление на выкиде насосов, так как резко увеличивается количество промывочной жидкости, поступающей на турбину, механическая скорость бурения падает до нуля, при отрыве от забоя наблюдаются затяжки. В этом случае необходимо поднять долото, прочистить или сменить гидромониторный узел и заменить долото.

При подъемах турбобура для смены долота проверяют состояние протекторов, сопла и уплотнения гидромониторного узла. В случаях срабатывания протекторов до диаметра 270 мм, размыва сопла или уплотнения необходимо их заменять.

Опыт бурения турбобурами типа ТВК

Первые испытания турбобуров типа ТВК были проведены на скважинах № 5 и 6 Космачевской, № 3 Ясеньской, № 15 Россильной площадей, где было пробурено 2980 м за 651 ч. Бурение осуществлялось, в основном, при следующей компоновке низа бурильного инструмента: долото Ø 295 мм, расширитель-калибратор ТРС-12, турбобур А9К6*, расширитель-ка-

* А9К6 — первоначальный шифр турбобура ТВК в односекционном исполнении.

либратор ТРС-12, утяжеленная бурильная труба УБТ $\varnothing$ 203 мм.

Испытания показали, что темп искривления интервалов стволов скважин, где применялись турбобуры А9К6, был значительно ниже, чем на сопоставимых буровых, где использовалась компоновка КНБК-12; не было также и резких изменений угла и азимута. Такие результаты по борьбе с кривизной были получены несмотря на то, что сработка нижнего расширителя-калибратора ТРС-12 допускалась очень большой (до $\varnothing$ 270 мм). Верхний ТРС, соосный с турбобуром, изнашивался мало. Заслуживает внимания тот факт, что на скважине № 3 Ясеньской площади бурили турбобуром с применением долот $\varnothing$ 269 мм. Поскольку износ корпуса турбобура достигал 8—10 мм, то фактический зазор между стенкой скважины и корпусом составлял 4 мм на сторону. Затруднений при бурении и спускоподъемных операциях отмечено не было [41].

Применение турбобура с вращающимся корпусом позволило выявить также его преимущества в сравнении с обычной компоновкой в части увеличения средних проходок и механических скоростей. Это объясняется двумя факторами: во-первых, работой турбобуров типа ТВК без ограничения нагрузки на долото и без опасения искривления ствола скважины выше допустимого, и, во-вторых, улучшением очистки забоя от выбуренной породы [17; 41].

Турбобуры в двухсекционном исполнении испытывали на площадях Западной и Восточной Украины и в Белоруссии. За время испытаний было пробурено около 20 тыс. м. Применение турбобуров типа ТВК на площадях Западной Украины, где естественное искривление скважин — острая проблема, особенно в интервале 0—2000 м, диктовалось тем, что компоновка низа КНБК была недостаточно эффективной, так

как темп увеличения зенитного угла зачастую достигал более 3° на 100 м проходки.

В ходе испытаний были опробованы следующие компоновки низа турбобуров: № 1 — долото $\varnothing 295$ мм, ТРС-12, ТВК-270, ТРС-12, УБТ $\varnothing 203$; № 2 — долото $\varnothing 295$ мм, ТВК-270, УБТ $\varnothing 203$; № 3 — долото $\varnothing 295$ мм, маховик-удлинитель $\varnothing 270$, ТВК-270, УБТ $\varnothing 203$; № 4 — долото $\varnothing 269$ мм, ТРС-11, ТВК $\varnothing 260$ (с изношенным корпусом), ТРС-11, УБТ $\varnothing 203$. Сравнение проводилось с компоновкой КНБК-12. Результаты испытаний даны в табл. 19.

Таблица 19

Сравнительные показатели темпов набора кривизны при бурении турбобуром ТВК-270 с компоновкой КНБК - 12

Номер компоновки	Количество скважин	Общая проходка	Осевая нагрузка, кН		Темп набора кривизны на 100 м проходки, ...°			
			ТВК-270	КНБК-12	ТВК-270		КНБК-12	
					$\Delta\alpha_{\text{макс}}$	$\Delta\alpha_{\text{ср}}$	$\Delta\alpha_{\text{макс}}$	$\Delta\alpha_{\text{ср}}$
1	4	2755	118—177	49—59	0,8	0,5	1,8	1,5
2	3	2545	127—157	39—59	1,5	1,0	1,4	1,3
3	3	3275	157—216	78—98	0,6	0,4	1,6	1,25
4	2	580	118—177	59—78	0,8	0,4	2,2	1,7

Как видно из табл. 19, бурение турбобурами ТВК-270 велось без ограничения нагрузок на долото. Тем не менее темп набора кривизны во всех случаях был значительно ниже, чем при бурении на ограниченных нагрузках с применением компоновок КНБК-12. Компоновки № 1 и № 3 в работе показали себя равноценными. В то же время предпочтение следует отдать, по-видимому, компоновке № 3, где отсутствие центраторов-расширителей позволяет избежать потерь момента на трение его со стенкой скважины,

упрощает и удешевляет эксплуатацию. Наименее эффективна компоновка № 2. Компоновку № 4, как имеющую минимальный зазор между корпусом и стенкой скважины, целесообразно применять в особо сложных условиях.

Самопроизвольное искривление скважин в Белоруссии наблюдается при бурении надсолевого комплекса, сложенного глинисто-мергелистой пачкой горных пород (каменноугольная система и данковский горизонт верхнего девона). Эти отложения характеризуются частой перемежаемостью пропластков небольшой мощности и различной буримости с углами залегания пород, изменяющимися в широких пределах, и достигают иногда 60° .

Именно в этих отложениях и были проведены испытания турбобура ТВК-270 [32]. Предварительное бурение с компоновками КНБК, включающими: долото, ТРС-12, маховик длиной 4,5 м, $\varnothing$ 245 мм, ТРС-12, турбобур $\varnothing$ 240 мм, лопастной центратор $\varnothing$ 290 мм, УБТ $\varnothing$ 178 мм, длиной 10 м, лопастной центратор $\varnothing$ 290 мм, УБТ $\varnothing$ 178 мм, длиной 36 м, положительного результата не дали. Так, при бурении скважины № 57 Осташковичской площади зенитный угол в интервале 195—864 м увеличился с 1° до 6° , хотя нагрузки были понижены до 70—100 кН. Ужесточение компоновки КНБК-12 (установка маховика, лопастных спаренных центраторов и т. д.) также привело к увеличению зенитного угла (скважина № 65 Речицкой площади глубиной 986 м, $\alpha = 8^\circ 30'$). На скважине № 19 Осташковичской площади в интервале 270—1238 м даже при увеличении нагрузки до 147 кН зенитный угол уменьшался с $4^\circ 45'$ до $2^\circ 30'$. Такие же результаты были получены и на других скважинах Осташковичской, Речицкой, Руднянской и других площадях. Так, на скважине № 108 Осташковичской площади угол был уменьшен с $7^\circ 15'$ до 2° в интервале 409—

1924 м, на скважине № 2 Руднянской площади — с $3^{\circ}45'$ до $2^{\circ}15'$ в интервале 710—894 м, на скважине № 112 Осташковичской площади — с $3^{\circ}30'$ до $1^{\circ}15'$ в интервале 886—1019 м и т. д. Таким образом, при применении турбобура ТВК-270 можно не только набирать величину зенитного угла с меньшим темпом, чем при использовании обычных жестких компоновок, но также стабилизировать его или даже уменьшать.

Рассмотрим опыт проводки скважины № 1 Синегорской площади в тресте «Харьковнефтегазразведка» [33]. Бурение проводили в районе Донбасса на площадях, разрез которых представлен очень крепкими и твердыми породами карбона с залеганием пластов под углом $20\text{—}35^{\circ}$. При бурении сопоставимой скважины № 1 Бобриковской площади долотом $\varnothing 394$ мм уже на глубине 200 м кривизна достигала $16^{\circ}30'$. Перебурка ствола с жесткой компоновкой низа КНБК-12 и ограничением нагрузок до 59—68 кН положительного эффекта не дала. Уже на глубине 600 м зенитный угол составлял 11° , а дальнейшее бурение с применением кривых переводников приводило к ликвидации скважины по техническим причинам.

При проводке скважины № 1 Синегорской площади с помощью компоновки № 1 нагрузка была повышена до 118—177 кН. При этом темп набора кривизны при использовании турбобура ТВК-270 составлял: $0^{\circ}18'$ на 100 м в интервале 34—444 м и $0^{\circ}32'$ на 100 м в интервале 544—1015 м. При бурении турбобуром КНБК-12 в скважине № 1 Бобриковской площади в интервале 0—426 м и увеличение зенитного угла составляло $1^{\circ}40'$ на 100 м проходки. Опыт, накопленный в процессе отработки одно- и двухсекционных турбобуров ТВК, позволил оценить их преимущество и недостатки. Было установлено, что при бурении окварцованных пропластков песчаника резко усиливается износ корпуса и может составлять 10 мм

на 100 ч работы, чего не наблюдается при бурении глин и глинистых сланцев. По мере износа корпуса возрастает темп искривления скважин, и поэтому использование таких турбобуров малоэффективно.

В дальнейшем для уменьшения износа корпуса его диаметр был уменьшен до 240 мм и защищен съемными протекторами с наружным диаметром 285 мм. Установкой протекторов преследовалась двоякая цель. Во-первых, их наличие уменьшает износ корпуса, а во-вторых, они центрируют турбобур в стволе скважины, не давая его оси сколь-нибудь заметно отклониться от оси ствола, препятствуя тем самым его искривлению. Конструкция протекторов, выполненная на эксцентрическом замке, позволяет закрепить протектор на любой части гладкого корпуса турбобура.

Испытания таких турбобуров (шифр ТВК1-240) в объединениях «Грознефть», «Укрнефть», «Белоруснефть» и «Коминнефть» подтвердили первоначальные выводы как по вопросу борьбы с искривлением, так и по вопросу повышения технических результатов бурения.

ТУРБОБУРЫ ДЛЯ БУРЕНИЯ ГИДРОМОНИТОРНЫМИ ДОЛОТАМИ

О возможностях использования гидромониторных долот в турбинном бурении

В настоящее время бóльшая половина изготавливаемых отечественных долот для глубокого бурения выпускается в гидромониторном исполнении. Об эффективности гидромониторных долот в роторном

бурении дискутировать не приходится. Однако, когда отработка ведется турбинным способом, то, в силу специфики турбобурения, рентабельность гидромониторных долот зачастую бывает весьма сомнительной, хотя основной объем бурения в СССР ведется по разрезам, представленным вязкопластичными глинами и глинистыми сланцами, т. е. породами, где применение высоконапорных гидромониторных долот обеспечивает получение высоких показателей [5; 26].

Для качественной отработки долот гидромониторного типа одним из основных требований является необходимость подвода к насадкам промывочного узла высокого перепада давления. Эффективность бурения гидромониторными долотами зависит или от максимальной силы удара струи о забой, или от поддержания режима максимальной забойной мощности. В первом случае перепад давления, срабатываемый на долоте, должен быть равен половине давления на насосах, т. е. $P_d = 1/2 P_n$, а во втором $P_d = 2/3 P_n$, при этом $P_n = \text{const}$. Вопрос усложняется также отсутствием турбобуров с надежным уплотнением вала, которые могли бы работать надежно при больших подпорах [4; 27].

По данным специальных исследований, величина утечек через номинальный кольцевой зазор нижней опоры турбобура составляет около 20%, а при увеличении кольцевого зазора до 2 мм по диаметру утечки превышают 50% от количества промывочной жидкости, подаваемой насосами. Величина утечек определяется перепадом давления на долоте, т. е. $Q_{\text{ут}} = f(P_d)$. Таким образом, всякая попытка увеличить скорость истечения промывочной жидкости из сопел долота приводит, с одной стороны, к росту давления на долоте и соответствующему росту давления на насосах, а с другой стороны, к росту абсолютной величины утечек через уплотнение, т. е. резко интенсифици-

руется скорость его износа, что сопровождается ростом утечек и т. д.

Скорость истечения промывочной жидкости из насадок долота при турбинном бурении в лучшем случае достигает 30—40 м/с, при этом трудно ожидать роста показателей работы долот.

Лучшие из уплотнений вала — непроточная резинометаллическая пята скольжения в торцовый сальник — также не обеспечивают эффективного применения гидромониторных долот. Непроточная пята недолговечна при перепаде давления на долоте 5—6 МПа и приводит к большим потерям момента на трение, торцовый сальник также не может длительное время работать при перепаде выше 6 МПа.

В настоящее время эта проблема решена путем создания турбобуров с принципиально новой гидравлической схемой. Это турбобуры с параллельным и последовательно-параллельным потоком промывочной жидкости. Такие турбобуры не могут работать иначе, чем в паре с высоконапорными гидромониторными долотами, в них отсутствует сальниковое устройство.

Основы проектирования турбобура с параллельно-раздельным потоком промывочной жидкости

• Турбобур с разделенным потоком по своей гидравлической схеме представляет собой параллельное соединение двух гидравлических сопротивлений — турбобура и долота. Промывочная жидкость, подаваемая насосами в скважину, делится на два потока, один из которых, минуя турбину, поступает непосредственно к долоту; другой — непосредственно в турбину и далее в затрубное пространство, минуя долото, т. е.

$$Q'_н = Q'_т + Q'_д, \quad (11)$$

где $Q'_н$ — подача насоса; $Q'_т$ — расход промывочной жидкости, которая поступает на турбину турбобура с параллельным делением потока; $Q'_д$ — расход жидкости, поступающей на долото.

Сравним работу турбобура, выполненного по обычной схеме и с параллельным делением потока, при одинаковых исходных условиях. Примем, что величины $Q_н$, $P_н$, $P_{д.п}$, Z , $D_{ср}$ постоянны для обеих схем; здесь $P_{д.п}$ — потери давления по гидравлическому тракту буровой и скважины; $D_{ср}$ — средний диаметр турбины. В системе турбобур — долото при различных конструктивных схемах должна реализоваться одинаковая гидравлическая мощность, т. е. должно соблюдаться равенство

$$P'_т Q'_н = (P_д + P_т) Q'_н,$$

где $P'_т$ — перепад давления в системе турбобур — долото для случая параллельного деления потока; $P_т$ — перепад давления в турбобуре обычной конструкции; $P_д$ — перепад давления на долоте при обычной схеме.

Необходимым условием сравнения является равенство рабочих и тормозных моментов обоих турбобуров, т. е. $M_т = M'_т$. В этом случае уравнение Эйлера записывается

$$\left(\frac{Q'_т}{Q_н} \right)^2 = \frac{P_т}{P'_т} \frac{\eta}{\eta'}, \quad (12)$$

где η и η' — соответственно КПД турбины обычного турбобура и с параллельным делением потока.

Условие (12) всегда выполнимо, так как перепад давления и КПД турбины с параллельным делением потока всегда выше, чем у турбины обычного турбобура (первая всегда относительно менее литражная). Но такая турбина всегда более быстроходная, а чис-

ло оборотов определяется из выражения

$$\frac{n'}{n} = \sqrt{\frac{P'_T \eta'}{P_T \eta}}, \quad (13)$$

где n и n' — соответственно число оборотов обычного турбобура и турбобура с параллельным делением потока. Таким образом, турбобуры с параллельным делением потока всегда относительно более мощные, чем обычные.

Рассмотрим соотношение величин гидравлических мощностей, расходуемых на очистку забоя скважины. Для обычного турбобура

$$N_{г.д} = (Q'_H - Q_{ут}) P_d,$$

для турбобура с параллельным делением потока

$$N'_{г.д} = (Q'_H - Q'_T) P'_T.$$

Введем обозначение

$$\varphi = \frac{Q_{ут}}{Q'_H} = f(P_d); \quad (14)$$

$$\varphi' = \frac{P_d}{P'_T} = \frac{P_d}{P_T + P_d}. \quad (15)$$

Тогда с учетом выражений (13), (14) и (15)

$$\frac{N'_{г.д}}{N_{г.д}} = \frac{(Q'_H - Q'_T) P'_T}{(Q'_H - Q_{ут}) P_d} = \frac{1 - \sqrt{(1 - \varphi') \eta}}{(1 - \varphi) \varphi'}, \quad (16)$$

где $\bar{\eta} = \eta/\eta'$.

На рис. 14 показана зависимость $\varphi = f(\varphi')$ для значений, при которых обеспечивается равенство гидравлических мощностей, расходуемых на очистку забоя. Как видно из рисунка, забойная гидравлическая мощность при работе обычного турбобура равна таковой при работе турбобура с параллельным делением потока только в том случае, если величина

утечки уменьшается с повышением перепада на долото. Но, как известно, такое условие на практике не выполнимо. Таким образом, в случае, когда используются малонапорные долота, предпочтение всегда

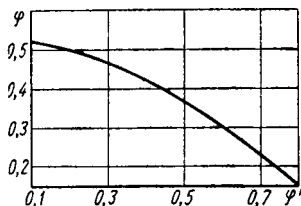


Рис. 14. Зависимость $\varphi=f(\varphi')$ для условия $N'_{г.}/N_{г.} = 1$.

следует отдавать турбобуру, выполненному по обычной схеме. С ростом перепада давления на долоте утечка прогрессивно возрастает и поэтому при использовании высоконапорных долот всегда целесообразно применять турбобур с параллельным делением потока, который при прочих равных условиях обеспе-

чивает получение большей забойной гидравлической мощности, т. е. $N'_{г.д.}/N_{г.д.} > 1$. Условие $N'_{г.д.}/N_{г.д.} = 1$ будет выполняться только в том случае, если будет создано достаточно долговечное уплотнение вала, обеспечивающее при $\varphi' = P_{д.}/P_{т.} + P_{д.} = 0,6$ относительную утечку промывочной жидкости не более 0,3, т. е. $\varphi = Q_{ут.}/Q_{н.} \leq 0,3$.

Предположим, что возможно создать высоконапорные уплотнения для обычных турбобуров, способные обеспечить практически нулевые утечки промывочной жидкости. Рассмотрим вопрос о том, какой турбобур при одинаковой характеристике может обеспечить большую величину гидравлической мощности, реализуемой в соплах долота. При равенстве числа ступеней турбобуров расход промывочной жидкости, подаваемой насосами в обычный турбобур, меньше расхода, подаваемого насосами при работе турбобуров с параллельным потоком, т. е. $Q_{т.} = Q_{н.} = Q'_{т.} = Q'_{н.} - Q'_{д.}$. При $P'_{т.} = P_{т.}$ условие равенства гид-

равлических мощностей на долоте имеет вид

$$\Delta Q P'_T = \alpha_{\text{д.п}} (Q'_T)^3, \quad (17)$$

где $\Delta Q = Q'_H - Q'_T$, а $\alpha_{\text{д.п}} (Q'_T)^3 = (P_H - P'_T - P_{\text{д.п}}) \times Q'_T$, т. е. при бурении турбобуров с параллельным делением потока промывочной жидкости очистка забоя скважины обеспечивается избыточной подачей насосов ΔQ , в то время как при бурении обычным турбобуром — разницей давлений $(P_H - P'_T - P_{\text{д.п}})$.

После преобразования выражений (17) получаем

$$\alpha_{\text{д.п}} = \frac{Q'_T P_H - Q'_H P'_T}{(Q'_T)^3},$$

т. е. до определенной глубины турбобур с параллельным делением потока всегда способен пропустить к соплам долота большую гидравлическую мощность (при $P_H = \text{const}$). А так как в современном турбинном бурении на небольших глубинах установочная мощность насосов никогда не используется больше, чем на 70%, то последний вывод имеет большое принципиальное значение.

Методика расчета режима бурения турбобуром с параллельным делением потока

Как правило, на практике выбор режима бурения турбобуром определяется максимально допустимым давлением на выкиде насосов P_H .

Рассмотрим методику расчета.

I. Давление на выкиде насосов ограничено и постоянно. В общем виде

$$P_H = P_{\text{д.п}} + P'_T.$$

Пренебрегая потерями давления в обвязке буровых насосов и манифольде (вследствие их малости) и учитывая, что при турбулентном режиме течения жидкости

$\lambda_{\text{тр}} k_3 \approx \lambda_{\text{к.п.}}$, выражение для определения потерь давления в циркуляционной системе буровой запишется так:

$$P_{\text{д.п}} = 10^{-6} A Q_{\text{н}}^2,$$

где $\lambda_{\text{тр}}$, $\lambda_{\text{к.п}}$ — соответственно коэффициенты сопротивления гладкой части трубы и кольцевого пространства; k_3 — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление в высаженной части бурильных труб.

Коэффициент A , определяющий гидравлическое сопротивление системы бурильные трубы — кольцевое пространство, определяется по формуле

$$A = \lambda_{\text{к.п.}} \frac{0,032 L_{\text{скв}} \gamma}{\pi^2 D_{\text{скв}}^5} \left[\frac{1}{\alpha_1^3} + \frac{1}{(1 - \beta_1^2)^2 (1 - \beta_1)} \right], \quad (18)$$

где $\alpha_1 = d_{\text{вн}}/D_{\text{скв}}$; $\beta_1 = d_{\text{тр}}/D_{\text{скв}}$; $D_{\text{скв}}$ — диаметр скважины, м; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр бурильных труб, м; $d_{\text{тр}}$ — наружный диаметр бурильных труб, м; $L_{\text{скв}}$ — глубина скважины, м.

При условии выполнения равенства $P_{\text{т}} = 2/3 P_{\text{н}}$, т. е. при условии максимума подведения гидравлической мощности к системе турбобур—долото,

$$Q_{\text{н}} = \sqrt{\frac{P_{\text{н}}}{3A}} 10^3. \quad (19)$$

Поскольку $P_{\text{т}} = P_{\text{д}}$, то остальные параметры турбобура определяются по его паспортной характеристике из известных соотношений: расход жидкости,

поступающей в турбобур, $Q_{\text{т}} = Q' \sqrt{\frac{P_{\text{т}}'}{P'}}$; частота

вращения вала $n_{\text{х}} = n' \frac{Q_{\text{т}}'}{Q'}$; момент на валу турбобура

$M_{\text{т}} = M_{\text{т}}' \left(\frac{Q_{\text{т}}'}{Q'} \right)^2$. Здесь p' , n' и $M_{\text{т}}'$ — соответствен-

но перепад давления, число холостых оборотов и тормозной момент турбобура по паспортным данным при производительности Q' . Расход жидкости на долото $Q_d = Q_n - Q'_t$. Перепад давления на насадках долота, как уже говорилось, равен перепаду давления на турбобуре, т. е. $P_d = P'_t$. Тогда диаметр насадки долота

$$d = 0,538 \sqrt[4]{\frac{Q_d^2 \gamma}{\mu^2 P_d}}, \quad (20)$$

где μ — коэффициент расхода; размерность величин, входящих в формулу, следующая: Q_d — м³/с; P_d — кПа; γ — кг/м³.

Для коноидальных насадок $\mu = 0,97$, тогда формула (20) приобретает вид

$$d = 0,545 \sqrt[4]{\frac{Q_d^2 \gamma}{P_d}}. \quad (21)$$

Однако при $P_n = \text{const}$ условие подведения к системе турбобур—долото максимальной гидравлической мощности не всегда приемлемо, так как в определенных условиях при Q_n , рассчитанном по формуле (19), в турбобуре не может быть сработан перепад давления $P_t = 2/3 P_n$, а в случае применения турбобура с параллельным делением потока может получиться, что через долото будет проходить очень незначительное количество промывочной жидкости.

Вопрос о необходимой для очистки забоя производительности при высоких перепадах давления в турбинном бурении изучен еще недостаточно, однако на основании анализа значительного количества промысловых данных можно рекомендовать при перепаде давления на насадках долота 7,85—9,80 МПа следующие величины минимальных расходов жидкости

на долота $\varnothing$ 269 и 295 мм: для мягких пород — 10—12 л/с, для твердых — 7—8 л/с.

II. Если условие $P_T = 2/3 P_H$ неприемлемо, то за исходный расход промывочной жидкости через долото можно принять Q_d . Давление на гыкиде насосов

$$P_H = P_{д.п} + P'_T = A Q_H^2 + K Q_T^2 = A Q_H^2 + K (Q_H - Q_d)^2,$$

где $k = 10^6 P_T / Q_T^2$ — коэффициент гидравлического сопротивления турбобура, определяемый по его паспортной характеристике; здесь P_T — в кПа; Q_d — в л/с. Решив это уравнение, получим значение максимально возможной для данных условий подачи насосов:

$$Q_H = \frac{k Q_d + \sqrt{k^2 Q_d^2 - (A + k) (k Q_d^2 - P_H 10^6)}}{A + k}. \quad (22)$$

Затем определяют остальные параметры.

III. Расчет целесообразно вести, принимая за критерий максимальную гидравлическую мощность, подводимую к долоту. Распределение потока промывочной жидкости между турбобуром и долотом характеризуется выражением

$$Q_T^1 = \beta Q_H.$$

Теоретически коэффициент β определяется по формуле

$$\beta = \frac{\alpha - \sqrt{\alpha k}}{\alpha - k},$$

где α — коэффициент гидравлического сопротивления насадок долота. Тогда $Q_d = Q_H (1 - \beta)$, а так как $P_d = P'_T$ и $P'_T = k (Q'_T)^2$, то $P'_T = k (\beta Q_H)^2 = P_d$.

Гидравлическая мощность, срабатываемая в долоте,

$$N_{г.д} = Q_d P_d = Q_d P'_T = Q_H (1 - \beta) k (\beta Q_H)^2 = k Q_H^3 \times (\beta^2 - \beta^3).$$

Исследовав данную зависимость на максимум при $k = \text{const}$, получим, что $\beta = 2/3$. Следовательно, при максимуме гидравлической мощности на долоте $Q'_T = 2/3 Q_H$, а $Q_d = 1/3 Q_H$. Тогда давление на насосах

$$P_H = P_{д.п} + P'_T = A Q_H^2 + k (2/3 Q_H)^2,$$

откуда

$$Q_H = \sqrt{\frac{P_H}{A + 4/9 k}} 10^3. \quad (23)$$

Затем определяют остальные параметры.

Пример 1. Глубина скважины $L_{скв} = 2000$ м; диаметр скважины $D_{скв} = 269$ мм; диаметр бурильных труб $d_{тр} = 140$ мм, $d_{вн} = 120$ мм; плотность промывочной жидкости $\gamma = 1200$ кг/м³; максимально допустимое давление на выкиде насоса $P_H = 14\,715$ кПа.

Рассчитать режим бурения турбобуром ТВК1-270.

Определим значение коэффициента A по формуле (18):

$$A = 0,034 \frac{0,32 \cdot 2000 \cdot 1200}{3,14^2 \cdot 0,269^5} \times \left\{ \frac{1}{\left(\frac{0,12}{0,269}\right)^3} + \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{0,14}{0,269}\right)^2\right]^2 \left(1 - \frac{0,14}{0,269}\right)} \right\} = 2,85 \cdot 10^6.$$

Расход жидкости, обеспечивающий максимум гидравлической мощности, подведенной к системе турбобур — долото, определим по формуле (19):

$$Q_H = \sqrt{\frac{14\,715}{3 \cdot 2,86 \cdot 10^6}} 10^3 = 41,5 \text{ л/с}$$

Перепад давления в турбобуре

$$P_T = 2/3 \cdot 14715 = 9800 \text{ кПа.}$$

По характеристике турбобура ТВК1-270 расход жидкости через него

$$Q_T = 30 \sqrt{\frac{9800}{7450}} = 34,5 \text{ л/с.}$$

Тормозной момент на валу турбобура

$$M_T = 6700 \left(\frac{34,5}{30} \right)^2 = 8900 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Разгонная частота вращения вала (холостые обороты)

$$n_x = 910 \frac{34,5}{30} = 1050 \text{ об/мин.}$$

Расход жидкости через насадку долота

$$Q_d = 41,5 - 34,5 = 7 \text{ л/с.}$$

Диаметр насадки долота

$$d = 0,545 \sqrt[4]{\frac{7^2 \cdot 1200}{9800}} = 0,84 \text{ см.}$$

Гидравлическая мощность, срабатываемая в долоте,

$$N_{г.д} = P_d Q_d = 9800 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 68,6 \text{ кВт.}$$

Скорость истечения жидкости из насадки

$$v_{ист} = \frac{7 \cdot 10^{-3}}{3,14/4 \cdot 0,84^2} = 125 \text{ м/с.}$$

Пример 2. Если в примере 1 величина $Q_d = 7 \text{ л/с}$ оказывается недостаточно эффективной для очистки долота и забоя, то задаемся расходом жидкости через долото $Q_d = 10 \text{ л/с} = 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$. Определим коэффициент гидравлического сопротивления турбобура ТВК1-270:

$$k = \frac{7450}{30^2} 10^6 = 8,3 \cdot 10^6.$$

Подачу насосов определим по формуле (22):

$$Q_H = 8,3 \cdot 10^6 \cdot 10 + \frac{+ 1 \cdot 8,3^2 (10^6)^2 \cdot 10^2 - (2,86 + 8,3) 10^6 (8,3 \cdot 10^6 \cdot 10^2 - 14 \cdot 715 \cdot 10^6)}{(2,85 + 8,3) 10^6} = 43,5 \text{ л/с.}$$

Расход жидкости, поступающей в турбобур,

$$Q_T = 43,5 - 10 = 33,5 \text{ л/с.}$$

Перепад давления на турбобуре

$$P_T = 7450 \left(\frac{33,5}{30} \right)^2 = 9310 \text{ кПа.}$$

Тормозной момент турбобура

$$M_T = 6700 \left(\frac{33,5}{30} \right)^2 = 8400 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Число холостых оборотов

$$n_x = 910 \frac{33,5}{30} = 1020 \text{ об/мин.}$$

Диаметр насадки долота

$$d = 0,545 \sqrt[4]{\frac{10^2 \cdot 1200}{9310}} = 1,1 \text{ см.}$$

Гидравлическая мощность, срабатываемая в насадках долота,

$$N_{г.д} = 9310 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 93,1 \text{ кВт.}$$

Скорость истечения жидкости из насадки

$$v_{ист} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{3,14/4 \cdot 1,1^2} = 105 \text{ м/с.}$$

Пример 3. Для тех же условий используем критерий максимума гидравлической мощности, срабатываемой в насадках долота. Подачу насосов определяем по формуле (23):

$$Q_H = \sqrt{\frac{14 \cdot 715}{(2,86 + \sqrt[4]{9} \cdot 8,3) 10^6}} = 47,5 \text{ л/с.}$$

Далее

$$Q_T = \sqrt[2]{3} \cdot 47,5 = 31,7 \text{ л/с; } Q_D = \sqrt[1]{9} \cdot 47,5 = 15,8 \text{ л/с;}$$

$$P_T = 7450 \left(\frac{31,7}{30} \right)^2 = 8320 \text{ кПа}; \quad M_T = 6700 \left(\frac{31,7}{30} \right)^2 = 7460 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$n_x = 910 \frac{31,7}{30} = 960 \text{ об/мин}; \quad d = 0,545 \sqrt[4]{\frac{15,8^3 \cdot 1200}{8320}} = 1,32 \text{ см};$$

$$N_{г.д} = 8320 \cdot 15,8 \cdot 10^{-3} = 132 \text{ кВт};$$

$$v_{\text{нст}} = \frac{15,8 \cdot 10^3}{3^{14/4} \cdot 1,32^2} = 115 \text{ м/с}.$$

Как видно из приведенных примеров, в расчетах лучше всего использовать критерий максимума гидравлической мощности, срабатываемой в насадке долота, так как при этом темп снижения крутящего момента турбобура незначителен в связи с увеличением подачи насосов. Так, для условий примера при переходе от критерия максимума гидравлической мощности, подводимой к системе турбобур—долото, к критерию максимума гидравлической мощности, подводимой к долоту, отношение

$$\frac{N_{г.д3}}{N_{г.д1}} = \frac{132}{68,6} = 1,92, \quad \text{а} \quad \frac{M_{T1}}{M_{T2}} = \frac{8900}{7460} = 1,2.$$

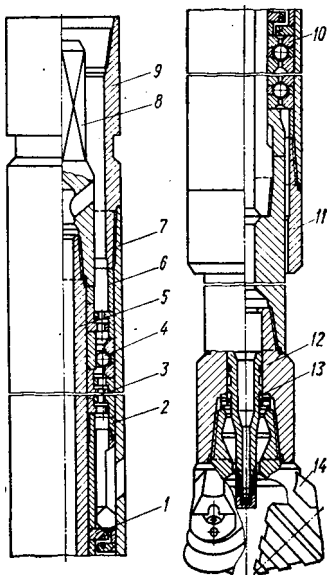
Однако, если для каких-то условий снижение вращения момента турбобура переходит предел, обуславливающий снижение показателей бурения по причине уменьшения осевой нагрузки, принимаемой турбобуром, то, естественно, необходимо пользоваться первым критерием, т. е. в конечном итоге увеличивать гидравлическое сопротивление долота путем установки в него насадки меньшего диаметра.

Турбобуры с последовательно-параллельным потоком промывочной жидкости

На основании промысловых испытаний турбобуров с параллельным потоком типа ТВК сделан вывод о том, что система очистки забоя скважин при бурении такими турбобурами эффективнее, чем имеющая место при использовании обычных турбобуров. Однако трудности получения высокой скорости истечения жидкости из насадок долота резко возрастают по мере увеличения глубины, расчетного числа оборотов ротора турбобура (т. е. соответственного уменьшения

Рис. 15. Базовая (нижняя) секция турбобура БГТ-240:

1 — торцовый сальник; 2 — упор; 3 — ступени турбины; 4 — радиальная опора; 5 — вал; 6 — кольцо регулировочное; 7 — корпус; 8 — соединительная муфта; 9 — переводник верхний; 10 — подшипник упорно-радиальный; 11 — ниппель; 12 — переводник долота; 13 — гидромониторный узел; 14 — долото



перепада давления, срабатываемого одной ступенью турбины). Эти трудности можно преодолеть, увеличив число ступеней турбины. Можно также искусственно завышать перепад давления в турбобурах с решетками гидроторможения. Этот путь развития нашел конструктивное решение созданием турбобура с последовательно-параллельным потоком промывочной жидкости, получившего название БГТ.

На рис. 15 приведена базовая конструкция нижней секции турбобура БГТ-240. Верхние секции не приводятся, так как они представляют собой стандартные турбинные секции, в которых устанавливаются ступени гидроторможения, а при необходимости повышения крутящего момента турбобура — также и ступени турбины типа А.

В этом турбобуре весь поток промывочной жидкости, подаваемой насосами в скважину, попадает в верхние секции, заполненные ступенями гидроторможения и, отработав в них, поступает в полость, где делится на два параллельных: один из них отработывается в быстроходной нижней секции и сбрасывается в затрубное пространство скважины, а другой — через промывочные окна в соединительной полумуфте попадает в полый вал и затем через сопла долота — на забой. Так же, как и в турбобуре с параллельным делением потока, отношение разделившихся потоков определяется отношением коэффициентов гидравлического сопротивления турбины и соплового аппарата долота.

Сравним между собой турбобуры со ступенями гидроторможения с последовательным потоком и последовательно-параллельным. Для того чтобы рабочие турбины таких турбобуров развивали при одинаковом числе ступеней одинаковый момент, необходимо соблюдать условие

$$z_1 \frac{Q_1 \gamma}{q} r_1 u_{x_1} = z_2 \frac{Q_2 \gamma}{q} r_2 u_{x_2},$$

где Q_1 , r_1 , u_{x_1} — соответственно расход жидкости через турбину, расчетный радиус и окружная скорость на расчетном радиусе турбины при холостом вращении вала для турбины турбобура, работающей на последовательном потоке жидкости; Q_2 , r_2 , u_{x_2} — те же параметры для турбины турбобура, работающего на последовательно-параллельном потоке.

Необходимость форсирования оборотов турбобура с последовательно-параллельным потоком, а также конструктивная и технологическая сложность выполнения полых валов малого диаметра приводят к тому, что средний расчетный радиус турбин таких турбобуров всегда больше, чем у турбин турбобура с последовательным потоком. Это увеличение в зависимости от диаметра турбобура составляет 5—10%, поэтому принимает $r_2 = 1,07 r_1$. Величина отношения Q_2/Q_1 всегда меньше единицы и на больших глубинах колеблется в пределах $0,66 < Q_2/Q_1 < 1$. Для дальнейшего рассмотрения примем $Q_2/Q_1 = 0,75$, тогда $u_{x_2} = 1,25 u_{x_1}$ и, соответственно, напоры в турбобурах $H_{u_{x_2}}/H_{u_{x_1}} \approx 1,56$.

Так как турбина БГТ всегда быстроходнее обычной, то и общее количество ступеней с решетками гидроторможения всегда больше. Количество ступеней гидроторможения, необходимое для получения заданных оборотов, определяем по формуле (5).

Сопоставим КПД сравниваемых турбобуров. Для турбобура с последовательным потоком

$$\eta_1 = \frac{7,5 N_m}{Q_1 P_1}, \quad (24)$$

где $N_m = \frac{Mn}{716,2}$ — мощность, реализуемая долотом на забое; P_1 — перепад давления на турбобуре.

Для турбобура с последовательно-параллельным потоком

$$\eta_2 = \frac{7,5 N_m + (Q_1 - Q_2) P_2}{Q_1 P_1}, \quad (25)$$

где $\frac{(Q_1 - Q_2) P_2}{7,5}$ — гидравлическая мощность, реализуемая в долоте; P_2 — перепад давления на турбобуре.

Перепады давления в турбобурах соотносятся

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2. \quad (26)$$

При одинаковых значениях N_m из выражений (24), (25) и (26)

$$\frac{\eta_2}{\eta_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 + \frac{(Q_1 - Q_2) P_1}{7,5 N_m}.$$

Полагая величину мощности N_m известной,

$$N_m = \frac{Q_1 P_1 \eta_1}{7,5}. \quad (27)$$

С учетом зависимости (27)

$$\frac{\eta_2}{\eta_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 + \frac{1}{\eta_1} \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right). \quad (28)$$

Выражение (28) иллюстрируется графиками рис. 16. Так как значение η_1 уменьшается с увеличением числа ступеней гидроторможения, то следует вывод, что достоинства турбобура с последовательно-параллельным потоком типа БГТ увеличиваются с ростом глубины скважины. Они могут проявляться и на небольшой глубине в случае, когда показатели работы долот зависят, в основном, от наличия гидромониторного эффекта.

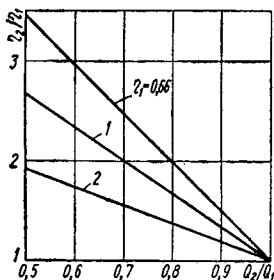


Рис. 16. Зависимость $\eta_2/\eta_1 = f(Q_2/Q_1)$.

В общем случае такой турбобур может эффективно использоваться при бурении глубоких скважин, когда перепад давления в турбобуре перестает оказывать существенное влияние на рабочее давление на выкиде насосов и на первый план выходят конструктив-

ные достоинства машины. Как уже говорилось, турбобур с параллельным делением потока — это турбобур типа ТВК. Он может работать как с вращающимся корпусом, так и с вращающимся валом. Для сборки турбобура в любом варианте выточки под хомут сделаны с обоих концов корпуса. При эксплуатации турбобура ТВК1-270 с вращающимся валом с него снимаются протекторы, а соответствующий специальный переводник под гидромониторный узел наворачивается на вал турбобура. Корпус турбобура выполнен диаметром 240 мм, что позволяет работать долотами таких же размеров, что и серийные турбобуры в габарите $\varnothing 240$ мм.

В настоящее время турбобуры БГТ-240 выпущены опытной партией. Первые промышленные испытания проведены в Красноградском УБР («Укргазпром»), Ново-Санжарской ЭГБ («Полтаванефтегазразведка») и объединении «Куйбышевнефть». Результаты испытаний подтвердили все принципиальные положения об эффективной отработке гидромониторных долот турбобурами с последовательно-параллельным делением потока промывочной жидкости.

ТЕХНИКА ДЛЯ ТУРБИННОЙ ПРОВОДКИ СКВАЖИН БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

Пилотная проводка скважин

Особенности пилотного метода заключаются в том, что как проводка опережающего ствола, так и последующее расширение его могут осуществляться при соблюдении оптимальных режимных параметров. Здесь имеется в виду, что технология проводки скважин (или пилот-стволов) диаметром до 320 мм в

разрезах, способствующих искривлению, более или менее отработана. Более того, бурение долотом меньшего диаметра при последующем расширении специально предназначенными для этого расширителями, темп углубления которыми в 5—10 раз превышает темп бурения, оказывается намного эффективнее, чем проводка скважины сразу долотом большого диаметра.

Приведем некоторые примеры. Успешная проводка скважины № 1, площади Шевченко при бурении под колонну 324 мм осуществлялась пилотным способом. Причем бурение пилот-ствола велось долотами $\varnothing$ 295 мм, а последующее расширение — расширителями РД-394, РПД-394, РШ4-394, РШ6-394 [48]. Скважину № 1 Берта Роджерс в США, имеющую глубину 9583 м, бурили пилотным способом [3]. В работе [9] описаны преимущества пилотной проводки скважин диаметром 346 мм в Азербайджане, когда расширение вели долотами. Исходя из опыта бурения в других районах страны, например, на Украине, рекомендовать такой способ (с расширением долотом), по-видимому, не следует, так как в ряде случаев расширение может идти медленнее, чем бурение опережающего ствола. Например, при бурении ранее упоминавшейся скважины № 1 Бобриковской площади в тресте «Харьковнефтегазразведка» бурение в интервале 0—928 м было осуществлено 123 долотами типа У295СТ, ТК, а на расширение этого же интервала было израсходовано 135 долот типа Д394Т [33].

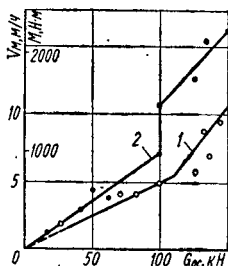
Дело в том, что характер сработки долот, работающих на расширении, совершенно иной, чем при бурении сплошным забоем. При расширении усилия в основном направлены вдоль оси цапфы пяты к оси скважины. Соответственно, основным звеном опоры, долговечность которого определяет стойкость всей опоры в целом, является шаровой замковый ряд.

В момент обрушения кольцевой полки забоя, а также при просаживании инструмента в каверну эти усилия достигают таких величин, что зачастую ломаются лапы долот.

На рис. 17 приведена типичная зависимость $v_m = f(G_{oc})$, снятая в стендовых условиях, где резкий перегиб кривой соответствует нагрузке, при которой кольцевая полка начинает обваливаться; там

Рис. 17. Изменение механической скорости и крутящего момента от нагрузки на расширитель:

1 — $v_m f(G_{oc})$, порода — гранит, $n = 68$ об/мин; 2 — $M = f(G_{oc})$, расширитель РД-394Б, $n = 200$ об/мин.



же отложен момент на расширителе $M = f(G_{oc})$. Как видно из графика, наиболее интересной, но и наиболее опасной зоной по нагрузке является та, при которой кольцевая полка обламывается. Этой же зоне соответствует и наибольшее значение разницы в крутящих моментах на расширителе. При роторном бурении здесь наблюдаются заклинивания инструмента; при турбинном — частые остановки турбобура. Отрыв инструмента от забоя сопряжен с его затяжками. Поэтому конструкция расширителя, усовершенствованная именно для таких условий работы, показывает значительно лучшие результаты в сравнении с шарошечными долотами, работающими на расширении.

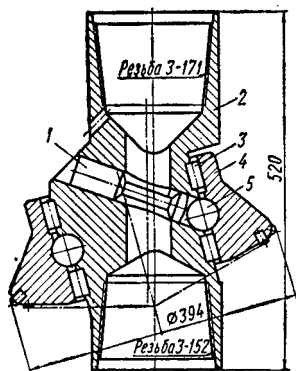
Очень показательны в этом отношении данные (табл. 20), полученные в объединениях «Белоруснефть» и «Грознефть», где проходили промышленную проверку расширители РОП-394А (рис. 18). Этот расширитель состоит из корпуса 2, на котором эксцентрично размещена шарошка 4. Опора шарошки состоит из замкового пальца 1, шарикового подшипника качения

Таблица 20

Сравнительные результаты работы расширителей РОП-394А и долот 2Д-294С при расширении пилот-стволов $\varnothing 295$ мм

Номер скважины, площадь	Тип долота, расширителя	Интервал расширения, м	Проходка за рейс, м (%)	Механическая скорость, м/ч (%)
Объединение «Белоруснефть»				
9, Золотухинская	РОП-392А	1483—1959	238 (338)	19,1 (378)
7, »	2Д-392С	950—2130	75 (100)	5,05 (100)
20, Барсуки	РОП-394А	683—1004	321 (655)	21,4 (444)
2; 7, Малодушинская	2Д-394С	801—1110	49 (100)	4,82 (100)
115, Осташковичи	РОП-394А	674—1340	666 (1180)	12,6 (207)
111, »				
4; 8, Тишковская	2Д-394С	784—1265	56,3 (100)	6,08 (100)
Объединение «Грознефть»				
200, Восточный Гудермес	РОП-394А	387—2063	1493 (195)	52 (400)
186, Западный Гудермес	2Д-394С	62—2352	765 (100)	12,9 (100)
126, Правобережная	РОП-394А	590—2401	822 (640)	34,7 (660)
127, »	2Д-394С	450—2342	129,6 (100)	5,22 (100)

5 и двухрядного роликового 3. Армирование шарошки осуществляется твердосплавными штырями или зубками. Они предназначены для работы в породах мягких и средней твердости.



В Белоруссии расширение пилотных стволов проводили в надсолевых отложениях на различных площадях, а в Чечено-Ингушетии проходимый разрез был представлен от акчагыла до сарматского яруса.

Рис. 18. Расширитель пилотный РОП-394А.

Отработка долот и расширителей велась роторным способом. Как видно из табл. 20, проходка и механическая скорость на расширитель в 2—11 раз превы-

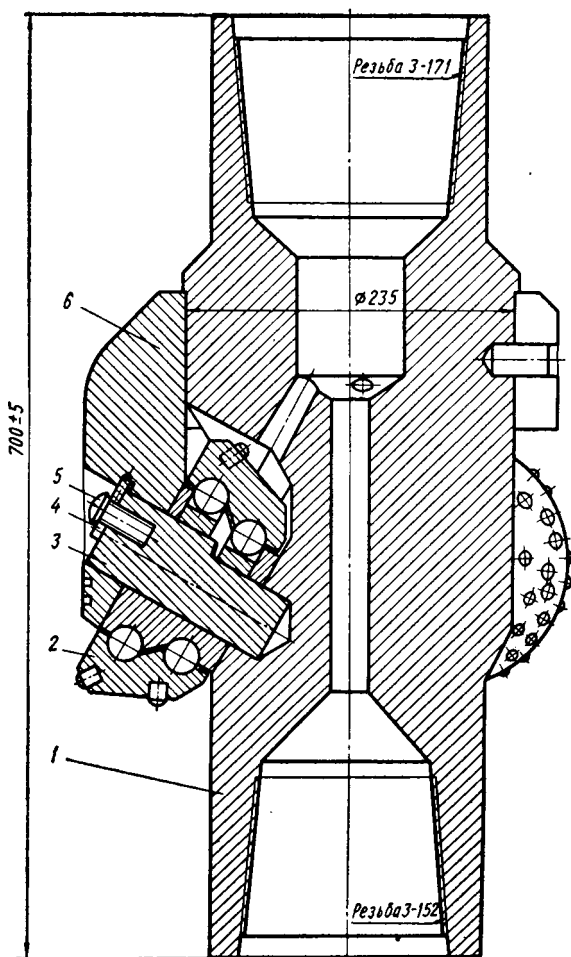


Рис. 19. Расширитель дисковый РДУ-394.

Показатели бурения скважин № 125 и 126

Стратиграфия	Технические свойства бурения	Номер скважины	Способ бурения, расширения
Меотис, верхний сармат	Долото Ø 394 мм	125	Роторное бурение
	Долото Ø 295 мм, расширитель РОП-394	126	А9ГТ, роторное расширение
Средний и нижний сармат	Долото Ø 394 мм	125	Роторное бурение
	Долото Ø 295 мм, расширитель РОП-394	126	А9ГТ, роторное расширение
Карачан, чокрак	Долото Ø 394 мм	125	Роторное бурение
	Долото Ø 295 мм, расширитель РД-394Б	126	А9ГТ, роторное расширение

*Величины проходки, скорости и расхода долот по скважине № 126ное время бурения по скважине № 125 составило 3362 ч, а по скважине бурения скважины № 125 составили соответственно 645 и 500 м/станко-мес.

шает аналогичные показатели, полученные при использовании долот. Особенно неплохие результаты при использовании дисковых расширителей, один из которых (рис. 19) представляет собой последнюю усовершенствованную модификацию дисковых расширителей типов РД, РПД, РДМ и др.

Таблица 21

площади Правобережная по разрезу *

Интервал бурения, расширения, м	Общая проходка, м	Расход долот и расширителей	Проходка за рейс, м	Механическая скорость, м/ч	Техническая скорость, м/станко-ме	Коммерческая скорость, м/станко-мес	Процент превышения по коммерческой скорости
887—1983	1096	16	68,5	4,8	1120	980	100
739—2223	1483	10	148,3	9,95	1470	1350	137,7
1983—2171	188	5	37,6	2,13	386	350	100
2223—2420	197	4	49,2	2,75	683	590	168,6
2171—2394	223	23	9,69	0,72	207	139	100
2420—2578	158	7	21,7	1,75	362	362	260,0

обобщены как по проводке пилот-ствола, так и по расширению; календар- № 126 — 1212 ч; техническая и коммерческая скорости во всем интервале бу- а по скважине № 126 эти же показатели были равны 830 и 725 м/станко-мес

Расширитель РДУ-394 предназначен для расширения стволов скважин, сложенных крепкими и абразивными породами. Поэтому вооружение его состоит из клиновидных или сферических твердосплавных штырей. Конструктивно он представляет собой три сменных диска (шарошки) 2, смонтированных при

помощи пальца 3 и траверсы 6 на корпусе 1. Смена дисков производится непосредственно на буровой, для чего необходимо вывернуть шпильку 5 и снять предохранительную косынку 4. Наличие нижней резьбы (3-152 по ГОСТ 5268—58) дает возможность использовать расширитель при бурении пилот-ствола с одновременным его расширением.

В табл. 21 приведены показатели бурения по стратиграфическим подразделениям двух параллельных скважин в Грозном на площади Правобережная. Скважину № 125 бурили долотами 2Д-394С, а скважину № 126 — пилотным способом. Опережающий пилот-ствол бурили турбобуром А9ГТ долотами Ø 295 мм, а расширение до номинального диаметра вели расширителями РОП-394А (два рейса) и РД-394Б (два рейса).

В работах [31; 34] описаны примеры проводки скважин на площадях объединения «Белоруснефть» пилотным способом. Применение расширителей РДП-394, РОП-394А и РДМ-394 позволило увеличить в среднем проходку за рейс до 75,3 м (вместо 52,8 м), а скорость — 4,2 до 6,42 м/ч. Здесь же указывается, что пилотный способ невыгоден, когда для расширения применяют долота.

Расширители РД, РПД, РДМ, РДУ и другие использовались при проводке скважин большого диаметра в Западной и Восточной Украине, при бурении сверхглубокой скважины № 1 площади Кольская. Везде были получены хорошие результаты, что позволило рекомендовать этот способ к повсеместному использованию.

Проводка скважин роторно (реактивно)-турбинными бурами (РТБ)

Способ бурения бурами РТБ был разработан ВНИИБТ для проходки вентиляционных шурфов и шахт $\varnothing 1030$ мм и более [20]. Собственно агрегат РТБ (рис. 20) состоит из двух турбобуров 4, подсоединенных в верхней части к траверсе (коллектору) 2. Совместно с грузами-утяжелителями 3, закрепленными хомутами и стяжками, РТБ представляет собой напряженную монолитную конструкцию. Жидкость через распределительный коллектор 1 попадает в оба турбобура, приводя во вращение долота 5. За счет реактивного момента, кроме собственного вращения, долота имеют переносное — вокруг оси скважины, в связи с чем получают скважину нужного диаметра за один проход. Реактивные силы оказываются достаточными для вращения буров $\varnothing 760$ мм и более (отсюда реактивно-турбинный бур), а РТБ меньшего размера необходимо вращать ротором (роторно-турбинный

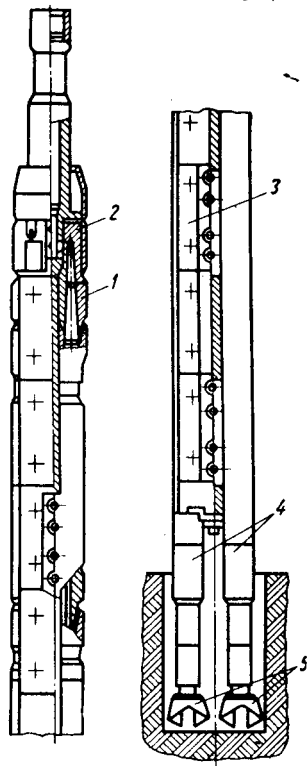


Рис. 20 Двухтурбинный бур РТБ-394.

бур) с частотой от 10 (крепкие породы) до 40 об/мин (мягкие породы).

Основные технические данные двухтурбинных буров приведены в табл. 22.

Таблица 22

Технические данные роторно-турбинных буров *

Шифр бура	Диаметр бурения, мм	Диаметр долот, мм, количество, шт.	Производительность, л/с	Тип турбобура	Масса турбобура, кг	Длина, мм	Стоимость 1 комплекта по прейскуранту № 19-03 1973г., руб.
РТБ-394	394	190×2	60	Нижняя секция ТС5Е-172 или турбобур Т12МЗЕ-172	6900	11 200	7000
РТБ-445	445	214×2	60—70	Нижняя секция ТС5Б-195 или Т12МЗБ-195	9600	12 100	7600
РТБ-490	490 519 545	214×2 243×2 269×2	60—70	То же	9600	11 415	8000
РТБ-590	590 564	269×2 243×2	60—70	Нижняя секция ТС5Б-195 или Т12МЗБ-195	15 100	10 140	6600
РТБ-640	640 614 665	295×2 269×2 320×2	90—100	Нижняя секция ТС5Б-240 или Т12МЗБ-240	17 200	11 230	7700
РТБ-760	760 808	346×2 394×2	90—100	Турбобур Г12РТ-240	12 000	11 230	7650
РТБ-920	920	445×2	90—100	Т12РТ-240	13 000	11 230	8000

* На РТБ-445, 490, 590 могут быть установлены секции турбобуров ЗТСШ-195, ЗТСШ-195ТЛ, и А7Ш со шпинделями, а на РТБ-640, 760 — секции ЗТСШ-240 или А9Ш со шпинделями.

Буры РТБ применяются при бурении в условиях интенсивного самопроизвольного искривления стволов скважин. Предупреждают искривление стволов скважин при бурении РТБ путем приложения небольших осевых нагрузок и увеличения веса единицы длины бура, что обеспечивает получение довольно высокого породоразрушающего эффекта. Опыт работы РТБ в Грозном, Башкирии, Белоруссии, на Украине, в Казахстане и других районах страны подтверждает их высокую эффективность в части предупреждения самопроизвольного искривления стволов скважин. Темп искривления при использовании буров РТБ значительно ниже, чем при проводке стволов большого диаметра другими методами. При бурении верхних интервалов, сложенных мягкими породами, РТБ, кроме того, обеспечивает довольно неплохие технические и коммерческие показатели, которые резко снижаются с ухудшением буримости пород, т. е. с увеличением глубины скважины. Следует отметить некоторые неудобства в эксплуатации буров РТБ, связанные с их большой массой, что создает трудности при транспортировке, ремонте и сборке на буровой и в ремонтных цехах.

Все это позволяет считать целесообразным роторно-турбинное бурение с применением буров РТБ лишь для проводки особо ответственных скважин в тех случаях, когда достижение минимального искривления ствола скважины ставится выше получения высоких технико-экономических показателей. Кроме того, буры РТБ могут успешно применяться для разбуривания верхних интервалов, где они достаточно эффективны. Необходимым условием применения РТБ является наличие на предприятии мощной производственной базы, обеспечивающей возможность ремонта буров.

Совмещенный турбинно-роторный способ

Совмещенный турбинно-роторный способ впервые был применен в Азербайджане в 1958 г. при проводке скважины № 672 площади Нефтяные Камни [29]. Компоновка инструмента при этом была следующая: долото — турбобур — расширитель — УБТ — бурильные трубы. При такой компоновке ствол необходимого диаметра получают за один проход. Направляющий ствол скважины бурится турбинным способом долотом меньшего диаметра, а кольцевой уступ разбуривается с помощью ротора расширителем, установленным между турбобуром и УБТ.

В дальнейшем бурение велось на площади Зыря, на промыслах объединения «Грознефть» и в тресте «Первомайбурнефть» [29]. Однако при наличии некоторых преимуществ — возможности повышения технических показателей при бурении верхних интервалов, уменьшения самопроизвольного искривления ствола, а также возможности прихватов инструмента и сальникообразования — этому способу присущи и недостатки. Сюда следует отнести определенные трудности при прохождении чередующихся по твердости пропластков пород, когда сработка долота и расширителя неодинаковы; низкий коэффициент использования мощности, подводимой к долоту; наконец, необходимость буровым предприятиям самостоятельно изготавливать расширители, калибраторы и другую оснастку низа.

В общей сложности указанные недостатки привели к тому, что совмещенный способ распространения в то время не получил.

В настоящее время, когда значительно возросли средние глубины скважин и объем бурения долотами Ø 394 мм и выше, современный турбинно-роторный способ вновь применяют. Для проводки скважин

Ø 394 мм в районе Западной Украины, где вопрос искривления ствола стоит достаточно остро, была разработана активная компоновка АКС1-394, а для скважин Ø 555 мм — компоновка АКС2-555 [45].

Отличительной особенностью компоновок АКС1 является использование в них эффекта эксцентричного разрушения кольцевого забоя при расширении опережающего ствола.

Как видно из рис. 21, в компоновку АКС1 входит турбобур (3), спиральный лопастной калибратор КЛС-295 (2), стабилизирующий работу долота (1) и верхнего расширителя РШ6С-394 (4) и предупреждающий образование уступов при бурении в часто чередующихся породах. Калибраторы КЛС-394 (5 и 7), соединенные утяжеленной трубой (6), служат для ста-

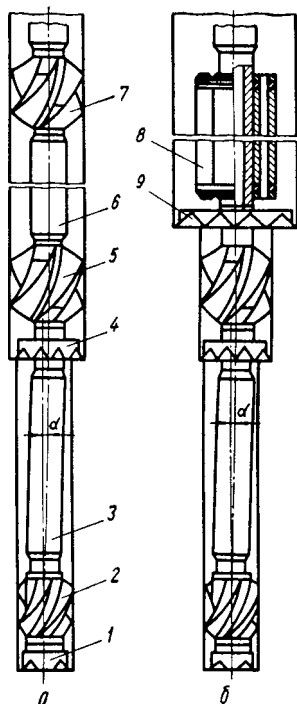


Рис. 21. Схема компоновки АКС для совмещенного турбинно-роторного бурения:

а — АКС1-394; *б* — АКС2-555.

билизации смещения осей стволов (пилотного и расширяемого), что приводит к увеличению эффективного диаметра скважины. Калибратор КЛС-394 в компоновке АКС2 служит для стабилизации работы расширителей РШ6С-394 и РШ6-555 (9). Утяжеленная буровая труба (8) — отвес диаметром Ø 500 мм (УБТО-500) — предназначена для создания нагрузки

на породоразрушающие инструменты и эффекта от веса при бурении с нуля.

Все элементы компоновок были выполнены в промысловых условиях. Расширители РШ6С-394 изготавливали на базе секций долот $\varnothing 214$ мм, а РШ6-555 — из секций 295 миллиметровых долот. Секции с шарошками приваривали к корпусу, имеющему специальные пазы под двухгранный угол лап. Затем производили проточку по хвостовикам лап и на это место на горячей посадке напрессовывали обжимное кольцо.

УБТО-500 состоит из центральной утяжеленной трубы $\varnothing 203$ мм, по периметру которой размещено семь труб УБТ $\varnothing 146$ мм и длиной 6—8 м. Трубы между собой связаны с помощью фланцевого соединения, а жесткость системе придают 60 мм стяжки, пропущенные через внутренние каналы УБТ $\varnothing 146$ мм. Масса 1 м УБТО-500 составляет 1110 кг. При проводке скважин на площадях Западной Украины с применением АКС были получены хорошие технико-экономические результаты.

Однако при бурении скважин на площадях Днепро-Донецкой впадины (Красноградское, Полтавское и Ахтырское УБР), где вопроса самопроизвольного искривления фактически не существует, показатели совмещенного турбинно-роторного бурения уступали соответствующим показателям турбинного и роторного бурения долотами большого диаметра и пилотной проводки. По-видимому, совмещенный способ может быть достаточно эффективным при наличии технических средств, способных поддерживать постоянными параметры режима работы направляющего долота и расширителя.

Разработка турбобуров увеличенного диаметра

Во ВНИИБТ на базе серийных турбобуров ЗТСШ разработан турбобур ЗТСШ-320 для бурения долотами $\varnothing 394$ мм. Промышленные испытания этого турбобура [12], проведенные в Азербайджане и Коми АССР, показали приемлемость использования турбобуров увеличенного диаметра для проводки стволов скважин под 299-миллиметровую обсадную колонну. В Азербайджане бурение вели на скважинах № 80 и 82 площади Карабаглы, № 66 площади Мишовдаг и № 58 площади Калмас в интервалах от 200 до 1890 м. Всего было пробурено 4740 м за 207 ч. Средняя проходка за рейс долота в скважинах № 80 и 82 составила 219 м, а механическая скорость — 17,5 м/ч. Для бурения использовали долота 2Д-394С.

При бурении турбобурами ТС5Б-240 на площади Карабаглы средняя проходка на долото составила 65 м при скорости 5,45 м/ч, а турбобуром ЗТСШ-240 соответственно — 142,5 м и 9,6 м/ч, в случае применения ротора получали проходку 152,5 м со скоростью 4,75 м/ч. На скважинах № 66 и 58 средняя проходка составляла 356,6 м, а скорость — 23 м/ч, что также превышает показатель роторного бурения (соответственно 201,5 м и 10,5 м/ч). При бурении скважины № 39 площади Вуктыл в Коми АССР также были получены положительные результаты.

Средний межремонтный период работы турбобуров ЗТСШ-320 по объединениям «Азнефть» и «Коминнефть» составил соответственно 69 и 134 ч против среднего межремонтного периода работы турбобуров $\varnothing 240$ мм в тех же объединениях — 45 и 35 ч.

Превышение показателей при бурении опытными турбобурами получено, в основном, в результате повышения его выходной мощности и бурения, в связи с этим, на повышенных нагрузках.

Проведенные испытания свидетельствуют о реальной перспективе турбобуров увеличенного диаметра при бурении долотами $\varnothing$ 394 мм и более.

ТУРБОБУРЫ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОГО БУРЕНИЯ

Отбор керна в турбинном бурении

Турбобуры для отбора керна, обычно называемые колонковыми, имеют шифр КТД. Серийно выпускаются турбодолота КТДЗ и КТД4 с размерами диаметра 9; 8; $7\frac{1}{2}$; $6\frac{5}{8}$; $6\frac{1}{2}$ и 5" [47]. Турбодолото КТДЗ представляет собой турбобур с полым валом, к которому присоединяется бурильная головка. Внутри вала помещается съемная грунтоноска. Тип турбодолота — односекционный с резиновыми радиальными опорами и упорной пятой, установленной в нижней части. Турбина реактивная осевая с профилированными лопатками. Основным недостатком турбодолот КТДЗ является небольшой процент выноса керна малого диаметра и малый крутящий момент для работы долота [36].

Поэтому во ВНИИБТ была разработана конструкция турбодолота КТД4 взамен КТДЗ, отличающаяся повышенным вращающим моментом, возможностью получения керна большого диаметра, увеличенной и по-новому расположенной пятой и наличием плавающих кернорвателей [36]. Разработаны и серийно выпускаются следующие типоразмеры турбодолот: КТД4-164-190/40 (КТД4- $6\frac{1}{2}$ ") и КТД4-172-190/48 (КТД4- $6\frac{5}{8}$ ") для бурения скважин с головками $\varnothing$ 190 мм и диаметром керна 40 и 48 мм; КТД4-186-214/60 (КТД4- $7\frac{1}{4}$ ") и КТД4-196-214/60 (КТД4- $7\frac{1}{2}$ ").

для отработки бурголовок $\varnothing$ 214 мм с отбором керна 60 мм.

Однако при разведочном бурении в ряде нефтегазовых районов работа турбодолот КТД4 в связи с резким ростом глубин скважин оказалась малоэффективной. Во ВНИИБТ было создано секционное турбодолото типа КТД4С-172-190/40 (переданное в серийное производство в 1973 г.), а в настоящее время ведутся промышленные испытания турбодолота КТД4С-195-214/60-80 [39].

Энергетические параметры турбодолот были улучшены в результате увеличения числа ступеней и рационального подбора осевых габаритов двигателя. Была использована несколько разреженная решетка профилей турбин, а также уделено большое внимание уменьшению энергетических потерь вследствие тщательного подбора формы профилей лопаток. Особенность турбодолота КТД4С заключается также в том, что съемная грунтоноса позволяет работать с бурильными трубами $\varnothing$ 114 мм с высаженными внутрь концами и УБТ $\varnothing$ 146 мм, в то время как использование грунтоноски КТД4 возможно только лишь при включении в компоновку гладкопроходных труб этого размера. Валы секций соединяются конусно-шлицевой муфтой, аналогичной имеющейся в турбобурах типа ТС, но с внутренней расточкой под грунтоноску.

Испытания турбодолот КТД4С проводились в трестах «Харьковнефтегазразведка», «Полтаванефтегазразведка» и объединении «Пермьнефть». В тресте «Харьковнефтегазразведка» турбодолотом КТД4С-172-190/40 на 12 скважинах в интервалах 3056—4869 м было сделано 94 рейса с общей проходкой 2243 м. Вынос керна при этом составил в среднем 61,9%, а механическая скорость бурения — 0,6 м/ч, что выше аналогичных показателей, полученных при работе турбодолота КТД4-6 $\frac{5}{8}$ ", соответственно на 36 и 50%. В объедине-

нии «Пермьнефть» при бурении пяти скважин в интервале 1160—4000 м вынос керна составил 41,8%, в то время как использование КТД4 позволило взять только лишь 19,04% керна. Лучшей была механическая скорость, хотя серийные турбодолота работали на гораздо меньшей глубине (до 2034 м).

Недостатком турбодолота является недостаточная мощность турбины, особенно на больших глубинах. В связи с этим во ВНИИБТ разработан универсальный шпиндель колонковый ШУК [38], который предназначен для отбора керна диаметром 80 мм с применением любого забойного двигателя, в том числе и электробура.

Как видно из рис. 22, ШУК представляет собой двойную колонковую подвеску, вал и корпус которой соединяются переводниками с валом и корпусом нижней секции турбобура. Возможность осевого перемещения вала внутри корпуса на 600 мм позволяет избежать специальной регулировки подвески при ее подсоединении к двигателю.

ШУК состоит из двух систем: невращающейся и вращающейся. В невращающуюся группу деталей входят корпус 4, переводник 1, радиальная опора 8 и гильза 9. Вращающаяся система включает в себя верхний переводник 2, эжекторное устройство 3, вал верхней секции 5 с фиксатором 6, а также полый вал 7 и узлы, соединенные с ним. Для подвода промывочной жидкости к бурильной головке на наставку вала 11 надет кожух 10, внутрь наставки вала ввернута короткая колонковая труба 12. На последней установлен стакан с пружиной 13, необходимой для автоматического регулирования вылета керна. Присоединение бурголовки к ШУКу производится при помощи нижнего переводника 16, соединенного с наставкой вала 11. В нижней части ШУКа имеется керноотметчик 14.

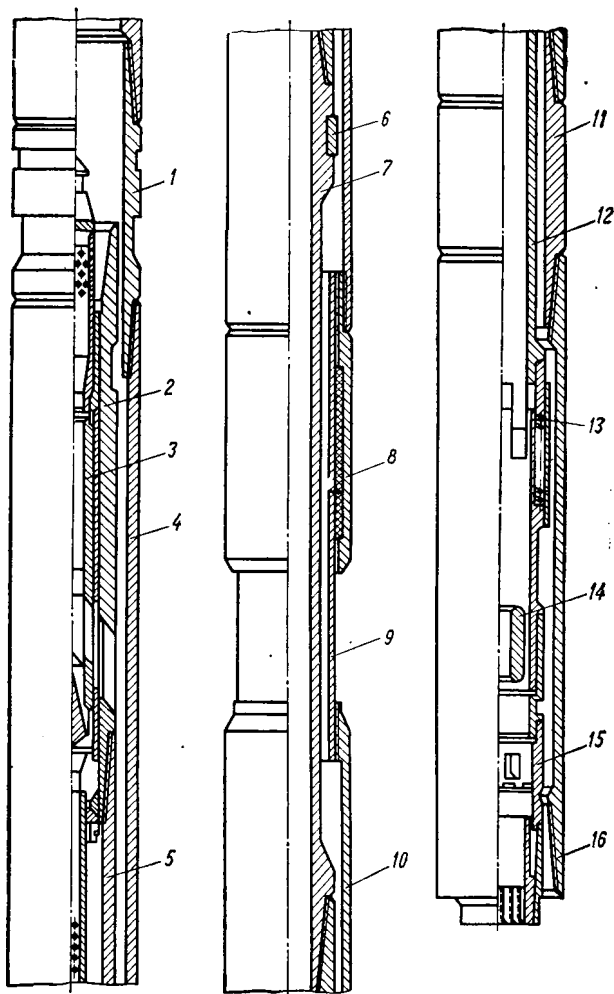


Рис. 22. Шпindelь универсальный колонковый (ШУК).

Промышленные испытания этого инструмента с наружным диаметром 164 мм (ШУК-164-190/80) производились в Литве, в объединении «Нишневолжскнефть». На Украине, в тресте «Черниговнефтегазразведка» и объединении «Укрнефть», бурение с ШУК-172-190/80 вели на скважине № 2 площади Ярошевская, № 51 площади Братешковская, № 28 площади Чижевская и № 125 площади Клинская в интервалах от 3000 до 4655 м. Анализ данных показал, что процент выноса керна был ниже, чем при бурении набором «Недра», примерно на 10—12% и находился на уровне выноса керна, полученного при работе турбодолота КТД4М-172-190/80. На снижение выноса керна повлияла несколько несовершенная конструкция нижней части керноприема, вследствие чего наблюдались случаи запрессовки керна в колонковой трубе.

Поскольку бурение вели в разрезах плотных аргиллитов с пропластками песчаников и крепких алевролитов, то особый интерес вызывает показатель механической скорости. На площади Ярошевская скорость была 0,6 м/ч, что выше полученной с помощью турбодолота примерно в 1,5 раза.

Бурение наклонно направленных скважин

В СССР наклонно направленные скважины в основном бурят турбинным способом. Для искусственного искривления ствола скважины применяют компоновки, в состав которых входят различные типы приспособлений, создающих отклоняющее усилие на долоте. Сюда можно отнести кривую трубу и кривой переводник, накладки на корпус турбобура и эксцентричный ниппель или комбинацию из кривого переводника и накладки. Имеется также соединительная муфта для секционных турбобуров, допускающая несо-

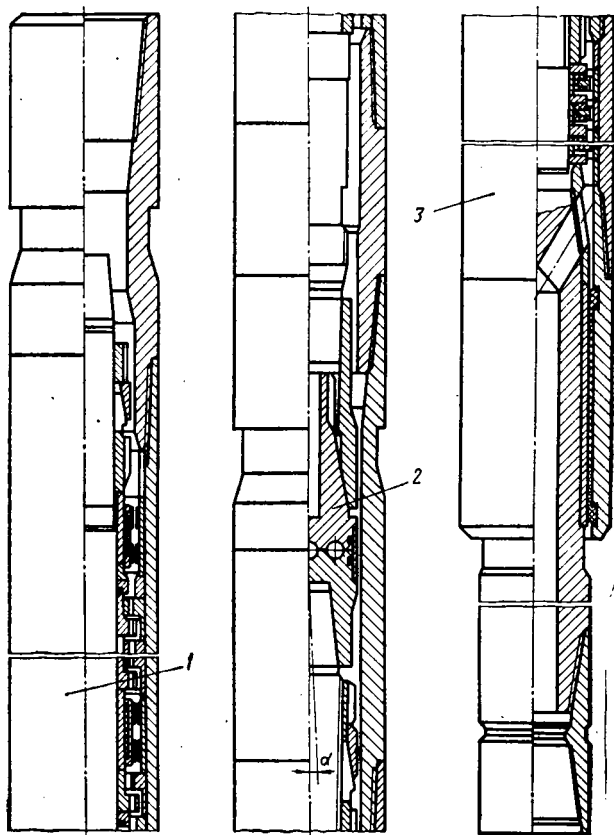


Рис. 23. Турбинный отклонитель:

1 — верхняя турбинная секция; 2 — шаровая пята (шарнир);
3 — нижняя секция-отклонитель.

осную передачу вращающего момента и осевой нагрузки от верхней секции и нижней.

Однако лучшим решением вопроса явилось создание турбинных отклонителей ОТС, которые ставятся не над, а под турбобуром. При этом длина турбобура становится не отрицательным, а положительным фактором [22].

Отклонитель (рис. 23) представляет собой искривленный переводник, который устанавливают между ниппелем и корпусом турбобура. Вал выполняют разрезным. Крутящий момент и нагрузка от верхнего турбинного отрезка вала к нижнему передаются с помощью шарового шарнира, соединяемого с валами при помощи конусов. Таким образом, верхняя секция турбобура-отклонителя представляет собой верхнюю секцию турбобура соответствующего размера, поэтому правила сборки и регулировки аналогичны, как и для турбобуров ТС5 и Т12.

В настоящее время выпускают три типа турбинных отклонителей, основные данные которых приведены в табл. 23.

Таблица 23

Основные данные отклонителей

Шифр	Диаметр долота, м	Наружный диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг	Количество ступеней турбины	Длина нижнего плеча, мм	Присоединительная резьба по ГОСТ 5286—58	
							к долоту (муфта)	к трубам (муфта)
ОТС-65/8"	190	172	10 160	1560	120	2000	3-121	3-147
ОТС-71/2"	214	195	9580	1690	95	2020	3-121	3-147
ОТС-9"	269	240	10 600	2530	131	2350	3-147	3-171

Угол искривления кривого переводника 1° 30'. Предусмотрено также изготовление ОТС с перевод-

ником, имеющим угол $1—2^\circ$. Такие отклонители поставляются по предварительному согласованию с заводом. Основные технические данные, характеристика турбин отклонителей, а также технология работы с ними описаны в специальной литературе (например, [47]).

Турбинное бурение без подъема бурильной колонны

Этот способ бурения, разрабатываемый ВНИИБТ, отличается от известных тем, что ротор радиально-аксиального турбобура со специальным вставным долотом транспортируется к забою и на поверхность внутри бурильной колонны, которая остается в скважине и наращивается по мере ее углубления [47]. В конце спуска ротор корпусом пяты садится в конусное седло статора. Размещение корпуса турбобура на нижней части бурильных труб позволяет увеличить габаритные размеры турбины и тем самым повысить ее энергетический потенциал, а также исключает применение устройств для снятия реактивного момента и герметизации места входа потока жидкости в турбину. Подъем вставного инструмента производится канатом с помощью овершота либо обратной промывкой.

Вставные долота, обычно двухшарошечные, выполняются совместно с механизмом разворота. В транспортном положении шарошки размещаются одна над другой. Привод в рабочее положение осуществляется под давлением промывочной жидкости. Нагрузка на долото при бурении создается за счет гидравлического осевого усилия на вставной ротор. Для бурения без подъема труб используется бурильная равнопроходная колонна с увеличенным внутренним диаметром.

Такой вид бурения имеет ряд преимуществ перед общепринятым, однако он находится еще в стадии экспериментальной отработки.

ВОПРОСЫ УВЕЛИЧЕНИЯ МОТОРЕСУРСА ТУРБИННОЙ ТЕХНИКИ

Реставрация упорно-радиальных подшипников турбобуров на промыслах

Высокомоментные турбобуры типа А на опорах качения обладают рядом существенных преимуществ над турбобурами на резинометаллических опорах скольжения. Вследствие этого удельный вес турбобуров на опорах качения в общем парке турбобуров из года в год увеличивается. Конструктивные параметры и технология изготовления подшипников качения на современном уровне практически исключают случаи раскола рабочих колец подшипника. Вместе с тем после выработки в подшипнике осевого люфта, который лимитируется величиной осевого зазора между ротором и статором турбины, объемный износ его рабочих колец и шаров незначителен и не оказывает никакого влияния на работоспособность подшипника, т. е. последний может работать до появления люфта, в 2—3 раза превышающего тот, при котором турбобуры отправляют на ремонт. Этот факт дает возможность реставрировать и повторно использовать упорно-радиальные подшипники. Так, при независимой подвеске секций (например, в турбобуре А6Ш) подшипники секций воспринимают только осевую гидравлическую нагрузку, а подшипник шпинделя — только реакцию забоя. Поэтому все подшипники имеют односторонний износ и их после первой отработки можно

использовать повторно, перевернув другой стороной. Естественно, что при этом шпиндель будет иметь осевой люфт. Однако, поскольку при работе подшипник не воспринимает никаких осевых сил, направленных в сторону, имеющую выработку, то имеющимся люфтом можно пренебречь, учитывая его только при определении максимально допустимого люфта, превышение которого приводит к соприкосновению лопаточных венцов ротора и статора. Такая практика повсеместно применяется при ремонте турбобуров типа А6Ш и верхних секций турбобуров А6КЗС.

Один из способов реставрации описан в работе [49]. Сущность его заключается в уменьшении осевой высоты проставочных колец подшипника. Схема реставрации подшипника, имеющего односторонний износ, показана на рис. 24. В результате выработки внутреннего рабочего кольца на δ_1 , наружного рабочего кольца на δ_2 и уменьшения диаметра шара на $(D - d)$ внутреннее рабочее кольцо смещается в осевом направлении на величину c , которая определяет величину люфта в подшипнике турбобура:

$$c = \delta_1 + \delta_2 + \frac{D - d}{\cos 60^\circ}.$$

В этом случае для полного устранения люфта в подшипнике внутреннее проставочное кольцо необходимо шлифовать на величину

$$\Delta_1 = \delta_1 + \frac{D - d}{\cos 60^\circ},$$

а наружное проставочное кольцо — на величину

$$\Delta_2 = \delta_2 + \frac{D - d}{\cos 60^\circ}.$$

Так как внутреннее рабочее кольцо из-за разности диаметров дорожек качения нагружается чаще

внешнего, то его суммарный износ после отработки подшипника оказывается несколько большим, т. е. $\delta_1 \approx \approx 1,15 \delta_2$.

Для облегчения и ускорения шлифования внутренние и наружные проставочные кольца обрабатываются в паре, поэтому единая величина, на которую их нужно шлифовать, выбирается по меньшему значению выработки, т. е.

$$\Delta = \delta_2 + (D - d).$$

В этом случае после сборки реставрированного подшипника остается люфт, значение которого с достаточной степенью точности можно определить по выражению

$$l \approx 0,15\delta_2 + 0,2(D - d).$$

Учитывая наиболее часто встречающиеся в практике значения δ_2 и $(D - d)$, получаем $l = 0,6 \dots 0,7$ мм,

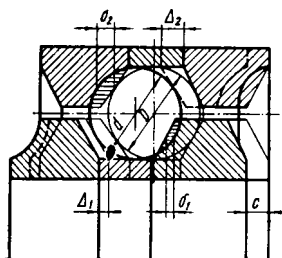


Рис. 24. Схема износа и реставрации деталей подшипника.

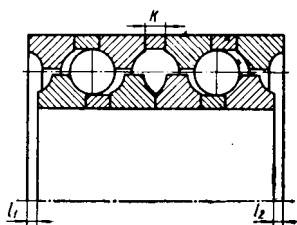


Рис. 25. Схема сборки работоспособного подшипника из отработанных.

т. е. оптимальное значение люфта в подшипнике, технологически необходимого для сборки турбобура.

Довольно значительный опыт использования реставрированных таким образом подшипников в Долинском, Надворнянском УБР и других буровых

организациях показал, что их долговечность не уступает долговечности новых подшипников. К недостаткам этого метода реставрации следует отнести необходимость точных замеров и шлифование всех проставочных колец, что является довольно трудоемкой операцией, а также отсутствие в турбинных цехах плоско-шлифовальных станков. Вместе с тем перспектива применения этого метода реставрации подшипников очевидна. Так, годовой эффект от реставрации подшипников № 128 713 и № 128 721 по Надворнянскому УБР составил 25 670 руб., а по Долинскому УБР от реставрации подшипников № 128 721—24 680 руб.

Второй способ является скорее не реставрацией, а повторным использованием подшипника. Заключается он в том, что работоспособный подшипник собирают из двух или полутора отработанных. Этот принцип сборки показан на рис. 25. Между двумя подшипниками, которые имеют люфт и сдвинуты верхними обоймами в разные стороны, вставляется распорное кольцо, осевую высоту которого можно определить по выражению

$$k = l_1 + l_2 - 0,5,$$

где l_1 — люфт одного (или половины) подшипника в одну сторону, мм; l_2 — люфт второго (или половины) подшипника в другую сторону, мм; 0,5 — величина люфта, технологически необходимого для сборки, мм.

При этом, если, например, основным видом нагрузки является гидравлическая и ее воспринимает верхний подшипник, то он ставится полностью, а нижний можно ставить на половину, и наоборот. Однако, так как размеры шпинделя позволяют устанавливать два подшипника, то целесообразно ставить оба подшипника полностью, не привязываясь к условиям работы турбобура. И хотя этот способ позволяет использовать два отработанных подшипника как один

новый, в то время как первый способ предполагает использование каждого подшипника дважды, этот способ подкупает своей простотой.

Разгруженная осевая опора типа ШИП

Во ВНИИБТ разработан шпиндель типа ШИП, отличающийся от серийных наличием двух подшипников, разделенных пакетом тарельчатых пружин. Нижний подшипник является основной опорой, воспринимающей осевую нагрузку на долото. Обработка его может продолжаться до получения осевого люфта в 40 мм. Верхний подшипник воспринимает гидравлическую нагрузку. По мере образования люфта он выбирается с помощью тарельчатых пружин, имеющих предварительное сжатие (согласно расчетам). Выработка начального люфта в 2—3 мм приводит к тому, что шпиндель начинает выполнять роль виброгасящего элемента (амортизатора), снижающего динамическую составляющую осевой нагрузки.

В настоящее время шпиндели разработаны применительно к турбобурам $\varnothing$ 240, 195 мм, соответственно ШИП-240 и ШИП-195. Испытания шпинделей показали приемлемость данной конструкции и ее высокую работоспособность.

В табл. 24 приведены результаты промышленных испытаний шпинделей ШИП-195 в комплекте с турбобурами А7Н4С [40].

Как видно, испытания в различных геолого-технических условиях Прикарпатья, Нижней Волги и Татарии показали удовлетворительные результаты. Испытания в объединении «Укрнефть» вели на скважинах № 51, 53, 54 площади Богородчаны-Парище, № 609, 660 и 675 площади Борислав и № 27 площади Черешенька. Всего было отработано пять комплектов сменных деталей шпинделя ШИП-195. Макси

Таблица 24

Результаты отработки шпинделя ШИП-195

Интервал бурения, м	Объем бурения, м	Время работы, ч	Межремонтный период, ч	Нагрузка на долото, кН	Тип долота	Примечание
Объединение «Укрнефть» (7 скважин)						
313—3130	3638 676	1045 560	290	118—193 39—90	K214C, CT, T, CTГ, TЗ, CЗГ, TKЗ, ИСМ, МДК, МДИ	Шпиндель работал с люфтом 32 мм
Объединение «Нижневожскнефть» (5 скважин)						
2603—2469	699 299	165,7 191,3	218,6	178—216 39—80	K214CT, CЗГ, ТК, ИСМ—212	— —
Объединение «Татнефть» (4 скважины)						
320—1802	3915	143	143	178—240	K214TKЗ, ТКГ, CЗГ, T, ТК, TЗ, CT, CT	Люфт 8 мм, шпиндель работоспособный

мальный период работы шпинделя составил 429,5 ч при осевом люфте 32 мм, а минимальный — 203 ч при люфте 27 мм. Отработанные шары опоры имели равномерный износ по диаметру от 3 до 7 мм. Долбления турбобурами типа А7Н4С-ШИП чередовали с долблениями серийными турбобурами А7Ш и А7Н4С.

Как утверждают данные, приведенные в работе [40], за счет снятия динамических нагрузок (осевых колебаний) отработка ШИП сопровождается некоторым увеличением показателей бурения. Так, по Прикарпатья проходка на трехшарошечное долото составила 21,6 м, механическая скорость — 4,1 м/ч, а стойкость долота — 5,3 ч. Эти же показатели при отработке турбобура без ШИП составили соответственно: 15,3 м, 3,56 м/ч и 4,43 ч. Такие же данные были получены в Коробковском УБР. Проходка за рейс повы-

силась на 47,5%, скорость на 29,5%, а стойкость — на 13,5%.

Положительными были также испытания шпинделя ШИП-240. Например, один комплект шпинделя ШИП-240 отработал на ряде скважин Полтавского УБР около 530 ч (включая промывки и проработки). При испытании шпинделей в других районах страны были получены результаты, мало отличающиеся от приведенных, что позволяет надеяться, что при некоторой модернизации шпиндель прочно внедрится в практику турбинного бурения.

Вопросы увеличения межревизионного периода турбобуров

Межремонтный срок службы турбобура имеет немаловажное значение, когда вопрос касается рассмотрения получаемых технико-экономических показателей. Особенно большое значение он приобретает при алмазном бурении, где подъем долота чаще производят из-за отработки турбобура, в то время как долото остается работоспособным. Как известно, в настоящее время межревизионный период турбобура определяется долговечностью его упорной пяты (или упорно-радиального шарового подшипника).

В процессе бурения на осевую опору турбобура действует нормальная сила

$$N = G_r + G_b - G_d,$$

где G_r — гидравлическая нагрузка от перепада давления в турбобуре и долоте, действующая сверху вниз; G_b — масса вала турбобура вместе с системой роторов; G_d — осевая нагрузка на долото.

Наилучшие условия для осевой опоры тогда, когда осевая нагрузка на долото уравнивает гидравлическую массу и массу системы вала, т. е. когда нор-

мальная сила равна нулю. На практике такое положение осуществляется довольно редко.

Анализ отработки турбобуров на площадях Украины, Белоруссии и других районов [37] показал, что осевые опоры односекционных турбобуров срабатываются односторонне, только от нагрузки сверху вниз, в двух- и трехсекционных турбобурах — чаще всего такой же односторонний износ. Двусторонний износ наблюдается в случаях, когда бурение секционными турбобурами ведется при осевой нагрузке на долото, максимально принимаемый данным турбобуром (естественно, при условии его качественной сборки). При алмазном бурении, где уровень осевых нагрузок на долото относительно невысок, у всех турбобуров наблюдается только односторонний износ сверху вниз. Следовательно, важным мероприятием в вопросе повышения межремонтного периода работы турбобуров является целенаправленная сборка, т. е. сборка турбобура для конкретных условий бурения.

Так, для алмазного бурения и для бурения на высоких осевых нагрузках на долото вообще следует соответствующим образом распределять полный люфт турбины — вылет ступицы ротора из-под статора давать максимальный, оставляя между ротором и статором в ступени зазор 1,5—2 мм, т. е. зазор, технологически необходимый для сборки турбобура. Это мероприятие позволит отрабатывать турбобур до люфта, равного вылету ротора. Для работы без ограничения осевой нагрузки на долото полный люфт турбины распределяется поровну, т. е. вылет ступицы ротора равен половине полного люфта турбины. Соответственно, допустимый люфт равен половине люфта турбины.

Немаловажное значение для долговечности осевой опоры играет содержание абразивного материала в промывочной жидкости, так как непрерывное перемалывание в подшипнике абразива увеличивает темп

образования осевого люфта. В связи с этим важной задачей является перекрытие свободного доступа промывочной жидкости через картер подшипника, что значительно повышает его долговечность. Кроме того, необходимо снимать с подшипника или сальника, закрывающего доступ промывочной жидкости в картер подшипника, перепад давления, срабатываемый в соплах долота, так как этот перепад быстро выводит сальник из строя, после чего открывается свободный доступ жидкости с абразивом в подшипник. От сальников фильтрующего типа, видимо, следует отказаться, ибо они забиваются песком и шламом, а на проворот затрачивается довольно значительный момент, или они выходят из строя по причине зависания плавающей втулки. Кардинальное решение вопроса долговечности осевой опоры — это герметизация картера пяты с тем, чтобы обеспечить ее работу в смазке.

Вопросы улучшения работы турбинных цехов и соответствующих служб буровых предприятий

Для поддержания парка турбобуров в работоспособном состоянии буровые предприятия создают цехи по ремонту турбобуров, на которые возлагаются следующие функции: получение новых турбобуров и запасных частей к ним, хранение турбобуров, организация транспортировки турбобуров на скважины и обратно в цех, наблюдение за правильной эксплуатацией турбобуров на буровых, учет движения турбобуров, паспортизация, списание изношенных, составление заявок на новые турбобуры и запасные части к ним, ремонт турбобуров, восстановление деталей, обкатка и испытание турбобуров после ремонта.

Для организации ремонта турбобуров цех должен иметь необходимый минимум оборудования, включа-

ющий гидропресс для распрессовки турбобуров; механический ключ для развинчивания и свинчивания резьбовых соединений турбобуров от 5 до 10"; трубо-нарезной, токарно-винторезный и плоско-шлифовальный станки для ремонта резьб, изготовления переводников, колец, для шлифования торцов статоров и роторов; пресс для правки валов и корпусов; тельферы и лебедки для погрузки, разгрузки, затаскивания и перемещения длинномерных тяжелых деталей турбобура; устройства для мойки деталей и др.

Как видим, даже неполный перечень оборудования, необходимого для нормальной работы турбинного цеха, включает в себя наименования дефицитных дорогостоящих металлообрабатывающих станков. Поэтому на такие предприятия должно быть полностью распространено известное преимущество централизованного предприятия большой мощности. К этим преимуществам следует отнести прежде всего улучшение качества ремонта в результате применения более совершенной технологии, лучшее и более полное использование основных фондов цеха, увеличение коэффициента загрузки оборудования, более эффективное снабжение запасными частями и ремонтными материалами, повышение производительности труда и др. А все это приводит в конечном итоге к повышению межревиссионного срока службы турбобура и повышению технико-экономических показателей турбинного бурения.

Основным недостатком централизации ремонта является увеличение расходов на транспортные расходы, которые в определенный момент могут иметь решающее значение при выборе целесообразного варианта организации ремонта турбинной техники. Поэтому в каждом отдельном случае выбор места размещения ремонтных служб (централизованно либо децентрализованно) должен быть экономически обоснованным. Об этом говорят, например, исследования по уровню централизации

ремонта и проката турбобуров в тресте «Черниговнефтегазразведка» [44].

Большую помощь в деле повышения показателей турбинного бурения оказала бы четкая организация по правильному определению потребного количества запасных частей на производственно-эксплуатационные нужды. На предприятиях зачастую ощущается дефицит или излишки отдельных деталей. Отсутствие их приводит к недоиспользованию резервов турбинного бурения, например, к необходимости отработки менее мощных турбобуров $\varnothing 164$ мм с долотами $\varnothing 212$ (214) мм вместо долот $\varnothing 188$ (190) мм. Наличие излишков чревато «замораживанием» средств, что также отрицательно сказывается на хозяйственной деятельности предприятия.

Потребное количество запасных частей можно определить по формуле

$$N_{\text{пот}} = \frac{H_{\text{пл}} n_p a}{100 v_m}, \quad (29)$$

где $H_{\text{пл}}$ — объем бурения данным турбобуром на планируемый год, м; v_m — средняя механическая скорость по данным турбобурам в базисном году, м/ч.

Норма расхода запасных частей на планируемый год, шт./100 ч,

$$n_p = \frac{100 N_6 d}{T_6},$$

где N_6 — количество израсходованных деталей в базисном году; d — коэффициент экономии, устанавливаемый вышестоящей организацией; T_6 — суммарное время работы турбобура.

Коэффициент a учитывает время работы $T_{6.\text{пр}}$ турбобура на проработках, промывках, резках новых стволов, расхаживании, расширении и других опера-

циях и определяется по формуле

$$\alpha = \frac{T_{\text{б}}}{T_{\text{б.м}}} = \frac{T_{\text{б.м}} + T_{\text{б.пр}}}{T_{\text{б.м}}},$$

где $T_{\text{б.м}}$ — время чистого механического бурения.

С учетом реставрации деталей выражение (29) переписывается

$$N_{\text{пот}} = \frac{H_{\text{пл}} n_{\text{р}} \alpha}{100 v_{\text{м}}} \varepsilon,$$

где ε — коэффициент, учитывающий повторное использование некоторых элементов запчастей (например, опоры, ступени турбины, переводника и др.).

Его можно определить по формуле

$$\varepsilon = N_{\text{ф.р}} / N_{\text{ф}},$$

где $N_{\text{ф}}$ и $N_{\text{ф.р}}$ — соответственно фактически полученное количество и израсходованное (с учетом реставрации) в базисном году.

О видах реставрации подшипников уже говорилось. К повторному использованию ступеней турбин относится, например, селективная сборка, учитывающая возможность использования ступеней турбин с разной степенью осевого и радиального износов в сочетании с неизношенными и новыми.

Для этого после предварительной отбраковки явно дефектных ступеней (сквозная трещина по всей высоте обода, вмятины и забоины размером свыше 3 мм и глубиной более 2 мм на радиальных и торцовых поверхностях, износ лопаток свыше 4 мм и др.) турбины шлифуют на плоскошлифовальном станке или подрезают на токарном с помощью специального патрона.

Для определения допустимого количества турбин с разной величиной осевого износа лопаток можно использовать номограмму, в которой по вертикальной

оси отложено количество изношенных турбин, устанавливаемых в турбобур, а на горизонтальной — потери момента на валу (рис. 26). Поскольку при износе турбины вращающий момент несколько снижается, номограмма построена из условия потери не более 5% номинального момента. Согласно номограммы, в пределах 5% потерь момента в турбобур может быть

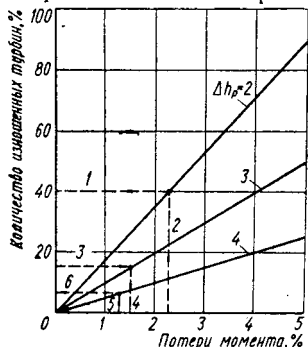


Рис. 26. Номограмма для определения количества изношенных турбин, устанавливаемых в секцию турбобура (Δh_p — износ лопаток ротора, мм; 1—2, 3—4, 5—6 — порядок суммирования потерь момента).

установлено: 90% с износом 2 мм, остальные — новые; 50% с износом 3 мм, остальные — новые или 25% с износом 4 мм, а остальные — новые.

Все предлагаемые мероприятия позволят значительно повысить эффективность турбинного бурения — основного способа проводки газовых и нефтяных скважин в СССР.

Разработанные конструкции турбобуров позволяют отработать практически любое долото (шарошечное, алмазное, лопастное) в свойственном для него режиме. А это значит, что турбобур не только укрепил свое преимущество в области, где его использование стопроцентное (например, алмазное бурение, проводка наклонных скважин и др.), но явился также вполне конкурентоспособным с роторным бурением. На самом деле тихоходные турбобуры с системой гидроторможения, редукторные и винтовые двигатели показывают результаты по проходке, не уступающие роторным. Последнее преимущество роторного бурения — возможность срабатывания повышенного перепада

в гидромониторном узле долота — также поколеблено в связи с созданием турбобуров с разделенным потоком типа ТВК и БГТ.

ОБЗОР ПОИСКОВЫХ РАБОТ В ОБЛАСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТУРБИННОЙ ТЕХНИКИ

Редукторные турбобуры

Редукторные турбобуры по характеру исполнения можно условно разделить на две группы: открытого и закрытого типа. Промысловые испытания открытых редукторов турбобуров показали их недолговечность. Агрессивность бурового раствора, особенно абразивность твердой фазы, является настолько разрушительной, что возможность промышленного использования таких конструкций вызывает сомнения. В настоящее время работы по созданию промышленной конструкции редукторного турбобура ведутся по пути решения вопросов герметизации, сохранения масляной ванны, в которой могли бы работать механизмы зубчатой передачи.

Во ВНИИБТ разработаны многорядные конструкции упорного подшипника и планетарного редуктора, способные некоторое время работать в абразивной среде, что несколько снижает требования, предъявляемые к защите. Необходимость применения многорядных конструкций определяется жестким ограничением диаметральных размеров. Для передачи больших мощностей при высоких значениях крутящих моментов и высоких осевых нагрузках многорядные конструкции с распределением передаваемых усилий по рядам представляются в настоящее время единственным приемлемым решением для редукторных турбобуров.

Наряду с этим серьезное внимание уделяется совершенствованию конструкции системы маслозащиты. Основными элементами этой системы являются лубрикатор и торцовые уплотнения. В развитии конструкции лубрикатора имеются два принципиально различных направления: разработка упругих систем инерционного и безынерционного типов, а также жестких систем. Дать однозначный ответ о преимуществах той или иной системы лубрикации довольно затруднительно, так как в забойной машине нельзя рассматривать работу лубрикатора отдельно от уплотнения.

Применяемые в редукторных турбобурах торцовые уплотнения, несмотря на кажущуюся однотипность, существенно отличаются как по способу подвода к ним уплотняемой и внешней сред, так и по степени гидравлической разгрузки и суммарной жесткости упругих элементов. В условиях высокодинамичных режимов работы забойного механизма конструктивные параметры лубрикатора и уплотнения определенным образом взаимосвязаны. Так, с пружинными лубрикаторами целесообразно использовать уплотнения с частичной гидравлической разгрузкой. Для лубрикаторов, обеспечивающих постоянное во времени избыточное давление в масляной камере, наиболее приемлемо торцевое уплотнение, в котором основной силой в создании контактного давления является составляющая от гидравлической нагрузки на подвижное кольцо уплотнения. Но во всех случаях упругая система торцевого уплотнения должна быть максимально защищена от вибрационного воздействия при работе машины на забое, а также от осевых и радиальных биений вала.

Надежность и технологичность системы маслозащиты редуктора, определяемые высокой износостойкостью и минимальными потерями масла, пока еще во многом зависят от условий бурения. Промысловые

испытания в отдельных районах восточных месторождений СССР при бурении с неабразивной промывочной жидкостью (технической водой) показали сравнительно высокую долговечность некоторых конструкций редукторных турбобуров. Однако при бурении на промывочных жидкостях с содержанием абразивных частиц (шлам, утяжелитель) межремонтный период этих турбобуров составил 10—12 ч. Следует отметить, что эффективность использования редукторных турбобуров в части повышения показателей бурения возрастает с увеличением глубины скважины.

Таким образом, промысловые испытания редукторных турбобуров подтверждают возможность их эффективного применения в глубоком бурении при условии создания достаточно долговечных конструкций, способных показать стабильную работоспособность на применяемых промывочных жидкостях и высокодинамичных условиях, характерных для бурения.

Обнадеживающие результаты были получены при испытаниях редукторных турбобуров ТР2Ш-195ДС и Т195РТ [6; 46]. По сравнению с серийными турбобурами типа ЗТСШ-195 получено повышение по проходке в 1,71 раза при уменьшении скорости бурения на 67%, что вызвано снижением числа оборотов. Однако ценность этих испытаний заключается не столько в повышении рейсовой проходки, сколько в том, что стойкость редукторного турбобура удалось повысить практически до величины межремонтного периода турбобуров ЗТСШ-195.

Турбобуры со струйными мультипликаторами расхода

Трудности формирования необходимой для глубокого бурения характеристики турбобуров связаны, в основном, с необходимостью подать к ним относительно большие расходы промывочной жидкости. Этому мешают потери давления в трубах и кольцевом пространстве скважины, которые увеличивают и без того высокие требования к насосной группе и усложняют технологию проводки глубоких скважин.

Наиболее целесообразным решением данной проблемы, с технической точки зрения, является регулирование расхода промывочной жидкости, поступающей в турбину турбобура с помощью устройства, расположенного вблизи турбобура в колонне бурильных труб или, что еще лучше, в самом турбобуре. Одним из путей решения этого вопроса является создание турбобура со струйным мультипликатором расхода (СМР) (рис. 27). Суть мультипликации расхода промывочной жидкости заключается в следующем [2]. Минимальный технологический расход жидкости Q попадает в рабочее сопло, а затем с большой скоростью истекает в горловину смесительной камеры. При этом струя увлекает за собой в смесительную камеру часть жидкости, находящейся в затрубном пространстве, через промывочные окна корпуса. Подсос жидкости осуществляется за счет разности в давлениях за корпусом мультипликатора и при входе в смесительную камеру. В смесительной камере скорости смешиваемых потоков выравниваются, и кинетическая энергия рабочей жидкости, подаваемой насосами, с определенными потерями передается суммарному потоку промывочной жидкости $Q + Q_1$.

Преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию давления происходит в диффузоре. В дальнейшем поток жидкости с необходимыми для высоколитражного турбобура параметрами поступает в турбобур и насадки долота.

Коэффициент полезного действия струйного мультипликатора

$$\eta_m = (Q + Q_1) P / Q P_c,$$

где Q — расход промывочной жидкости, подаваемой насосами; Q_1 — расход жидкости, подсасываемой мультипликатором; P — давление на выходе из диффузора камеры смешения P_c — перепад давления, срабатываемый в сопле мультипликатора.

КПД собственно струйного насоса

$$\eta_n = Q_1 P / Q P_c.$$

КПД струйного мультипликатора всегда выше КПД струйного насоса, максимальные значения которого не превышают 30—40%.

Обобщающим показателем энергетической эффективности передачи гидравлической мощности насосной установки к турбобуру служит коэффициент передачи мощности на забой η_N , который является отношением гидравлической мощности, израсходованной в турбобуре, ко всей гидравлической мощности, создаваемой буровыми насосами.

Сопоставим коэффициенты передачи мощности от насосов к турбобуру и определяющие их величины. Турбобуры сравниваем при одинаковых выходных параметрах характеристики, а также одинаковых конструктивных размерах. Следовательно, $Q' = Q + Q_1$, где Q' — расход жидкости, подаваемой насосами в турбобур без мультипликатора. Перепад давления на турбобуре P'_T при расходе Q' равен давлению

на выходе из диффузора камеры смешения, т. е. $P'_T = P$.

Для турбобура без мультипликатора расхода коэффициент передачи гидравлической мощности от насосов к турбобуру

$$\eta_N = P'_T / P'_H,$$

где P'_H — давление на выкиде насосов при расходе Q' .

Для турбобура с мультипликатором расхода

$$\eta_{N_M} = (Q + Q_1) P / Q P'_H,$$

где P_H — давление на выкиде насосов при расходе Q . Тогда

$$\frac{\eta_{N_M}}{\eta_N} = \frac{Q' P'_H}{Q P'_H} = \frac{Q'}{Q}.$$

Перепад давления в турбобуре с мультипликатором расхода P_{TM} несколько больше, чем в турбобуре без него, и зависит от величины $q' = Q'/Q$. На малых глубинах при значениях $q' > 2 \dots 2,5$ давление на выкиде насосов возрастает, поэтому здесь целесообразно применять мультипликаторы с $q' = 1,3 \dots 2,0$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арутюнов Ю. Г., Буцкий А. Л., Мациевский В. П. Эффективность отработки алмазных долот на нефтегазовых площадях ДДв.— «Бурение», 1975, № 3.
2. Брудный-Челядинов С. Ю., Иоанесян Ю. Р. Некоторые вопросы теории применения струйных мультипликаторов расхода в турбобуре.— «Высокомоментные турбобуры». Труды ВНИИБТ. М., «Недра», 1969, вып. 22.
3. Бурение скважин глубиной более 9000 м в США.— «Экспресс-информация. Серия бурение». М., ВНИИОЭНГ, 1975, вып. 5.
4. Буцкий А. Л., Мациевский В. П. К вопросу ликвидации утечек из-под ниппелей турбобуров.— «Вопросы глубокого бурения на нефть и газ». М., ОНТИ—ВИЭМС, 1968, вып. 1.
5. Буцкий А. Л., Мациевский В. П., Левченко А. Т. Бурение скважин гидромониторными долотами. Киев, «Техніка», 1969. 134 с. с ил.
6. Вадецкий Ю. В., Деркач Н. Д., Никомаров С. С. Низкооборотный забойный двигатель, его роль и перспективы в техническом прогрессе бурения скважин.— «Нефтяное хозяйство», 1975, № 1.
7. Влияние относительной абразивности горных пород на работу алмазных долот.— «Бурение», 1970, № 11. Авт.: В. П. Дверий, Н. П. Трутко, А. П. Бойко, П. В. Горлачев, П. С. Лоза.
8. Горшков Г. Ф., Елкин В. П., Глебов В. А. Применение турбобуров ЗТСША-195ТЛ в объединении «Саратов-нефтегаз». — «Нефтяник», 1975, № 8.
9. Григорян Б. С., Бахарлы З. Т. Экономическая эффективность бурения скважин с последующим расширением стволов. — «Нефтедобывающая промышленность», Баку, АзНТИНОТ, 1972, № 2.
10. Гусман М. Т., Балденко Д. Ф. Винтовые забойные двигатели. Научно-технический обзор. М., ВНИИОЭНГ, 1972, 83 с. с ил.

11. Гусман М. Т., Кузнецова И. И., Гельман А. Б. Турбобуры для бурения алмазными долотами.— «Нефтяное хозяйство», 1972, № 11.
12. Гюли-Заде У. А. Применение турбобура ТСШ-320 при бурении скважин долотами большого диаметра.— «Бурение», 1972, № 12.
13. Дияк И. В., Семак Г. Г., Дашичев Б. А. Эффективность бурения скважин долотами № 12 и № 11 с последующим расширением ствола.— «Нефтяное хозяйство», 1970, № 5.
14. Жидовцев Н. А., Дранкер Г. И., Свинухов П. Е. Опыт бурения высокомоментными турбобурами А7Н4С в Прилукском УБР.— «Нефтяная и газовая промышленность», 1972, № 2.
15. Иоанесян Ю. Р., Мациевский В. П. Бурение скважин турбобурами с переменной линией давления. Киев, «Техніка», 1970. 94 с. с ил.
16. Иоанесян Ю. Р., Кузин Б. В., Малышев Д. Г. Турбобуры с подшипниками качения. М., «Недра», 1971, 120 с. с ил.
17. Иоанесян Ю. Р., Иоаннесян Р. А., Кравец С. Г. Использование в бурении турбобуров с вращающимся корпусом.— «Нефтяное хозяйство», 1971, № 1.
18. Иоанесян Ю. Р. Проектирование турбобуров с параллельным распределением потока промывочной жидкости в турбине.— «Высокомоментные турбобуры». Труды ВНИИБТ. М., «Недра», 1969, вып. 22.
19. Иоанесян Ю. Р. О выборе рационального соотношения между диаметром долота и диаметром бурильных труб.— «Гидравлика в бурении». Труды ВНИИБТ. М., «Недра», 1966, вып. 15.
20. Иоаннесян Р. А. Основы теории и техники турбинного бурения. М., Гостоптехиздат, 1953. 284 с. с ил.
21. Иоаннесян Р. А. Новые направления в развитии техники турбинного бурения.— «Нефтяное хозяйство», 1967, № 4.
22. Иоаннесян Р. А. О работе симпозиума «Бурение сверхглубоких скважин».— «Нефтяное хозяйство», 1975, № 10.
23. Иоаннесян Р. А., Иоанесян Ю. Р. Развитие техники турбинного бурения глубоких скважин.— «Нефтяное хозяйство», 1971, № 5.
24. Иоаннесян Р. А., Иоанесян Ю. Р., Сильман Л. Ф. Новый метод оптимизации режимов турбинного бурения.— «Нефтяное хозяйство», 1971, № 6.
25. Кечекезян А. Н. Техника и технология алмазного бурения за рубежом. М., ВНИИОЭНГ, 1974. 80 с. с ил.

26. Козодой А. К., Зубарев А. В., Федоров В. Ф. Промывка скважин при бурении. М., Гостоптехиздат, 1963. 146 с. с. ил.
27. Кольченко А. В., Осинчук З. П. Разработка дроселирующих устройств для турбобуров. — «Машины и нефтяное оборудование». М., ВНИИОЭНГ, 1965, № 7.
28. Кузин Б. В., Малышев Д. Г. Распределение нагрузки в многорядных силовых механизмах. — «Вестник машиностроения», 1965, № 8.
29. Кулиев С. М., Мдивани А. Г., Мамедов Н. Н. Основы и опыт бурения ступенчатыми долотами. Баку, Азгосиздат, 1967, 196 с. с. ил.
30. Намака В. А., Мациевский В. П. Опыт проводки скважин с использованием насосов, оснащенных пневморегуляторами производительности. — «Нефтяная и газовая промышленность», Киев, 1974, № 1.
31. О повышении показателей работы долота при бурении скважин большого диаметра. — «Нефтяное хозяйство», 1974, № 5. Авт.: К. А. Абраменко, А. В. Мнацаканов, В. А. Мосейков, Е. А. Чеблаков.
32. О применении турбобуров с вращающимся корпусом в БССР. — «Нефтяное хозяйство», 1974, № 11. Авт.: К. А. Абраменко, А. В. Мнацаканов, В. А. Мосейков, Е. А. Чеблаков.
33. Опыт проводки скважин большого диаметра в условиях интенсивного естественного искривления. — «Бурение», 1975, № 5. Авт.: А. А. Василенко, Л. А. Золотов, В. А. Кузьменко, В. П. Мациевский, В. И. Юрийчук.
34. Опыт проводки скважин глубиной более 5000 м в Белоруссии. — «Экспресс-информация. Серия бурение». М., ВНИИОЭНГ, 1975, вып. 21. Авт.: К. В. Булатов, А. А. Крицук, А. М. Матвеева, А. Г. Нессер и др.
35. Организация и механизация работ по ремонту труб и турбобуров на промыслах. М., «Недра», 1969. 308 с. с. ил. Авт.: И. Ф. Пивоваров, П. П. Адамян, М. А. Гусейнов, И. Ф. Фурман и др.
36. Палий П. А., Корнеев К. Е. Буровые долота. Справочник. М., «Недра», 1971. 448 с. с. ил.
37. Педько А. И. Об износостойкости опор секционных турбобуров на площади Карадаг. — «Машины и нефтяное оборудование», 1969, № 7.
38. Полшков В. К. Новый колонковый инструмент для бурения с отбором керна турбинным способом. — «Пути интенсификации буровых работ». Труды ВНИИБТ. М., «Недра», 1972, вып. 30.

39. Полшков В. К., Эдельман Я. А., Любимов Б. Г. Улучшение технико-экономических показателей бурения при использовании секционного турбодолота. — «Бурение», 1975, № 11.
40. Пришляк И. Е., Кузин Б. В., Малышев Д. Г. Результаты промышленных испытаний высокомоментных турбобуров А7Н4С со шпинделями ШИП-195. — «Нефтяное хозяйство», 1974, № 12.
41. Промысловые испытания гурбобура с вращающимся корпусом. — «Нефтяное хозяйство», 1972, № 1. Авт.: С. Г. Кравец, Г. П. Чайковский, М. Ф. Якименко, А. А. Василенко.
42. Промышленные испытания винтовых забойных двигателей в объединении «Ставропольнефтегаз». — «Нефтяное хозяйство», 1975, № 1. Авт.: Д. Ф. Балденко, В. П. Иванов, Г. Б. Левицкий, Н. А. Пономаренко.
43. Промышленные испытания винтовых забойных двигателей в Татарии. — «Бурение», 1973, № 2. Авт.: М. Т. Гусман, Д. Ф. Балденко, Т. Н. Бикчурин, В. П. Иванов, Ф. А. Козлов.
44. Пушкин Л. Е. Об оптимальном уровне централизации ремонта и проката турбобуров. — «Вопросы глубокого бурения на нефть и газ». Львов, УкрНИГРИ, 1974, № 4.
45. Райхерт Л. А., Яремийчук Р. С., Мельничук А. Н. Бурение стволов большого диаметра совмещенным турбинно-роторным способом. — «Нефтяное хозяйство», 1973, № 11.
46. Результаты испытаний маслонаполненных редукторных турбобуров. — «Нефтяное хозяйство», 1975, № 11. Авт.: Т. Н. Бикчурин, Ю. В. Вадецкий, Н. Д. Деркач, Э. Н. Крутик.
47. Справочник инженера по бурению. Под редакцией В. И. Мищевича и Н. А. Сидорова. Т. 1. М., «Недра», 1973. 520 с. с ил.
48. Сверхглубокая скважина Шевченко-1. — «Нефтяная и газовая промышленность». Киев, 1974, № 6. Авт.: И. С. Андрейчук, В. М. Дитчук, М. Ф. Дмытрив и др.
49. Увеличение долговечности (моторесурса) упорно-радиальных подшипников высокомоментных турбобуров. — «Машины и нефтяное оборудование», 1974, № 11. Авт.: И. Е. Пришляк, Б. В. Кузин, М. Н. Микитюк и др.
50. Шумова З. И. Справочник по турбобурам. М., «Недра», 1969. 191 с. с ил.
51. Эффективность бурения различными забойными двигателями размером $7\frac{1}{2}$ " на месторождениях Татарии. — «Нефтяное хозяйство», 1975, № 7. Авт.: Г. К. Астафьев, А. В. Перов, В. Х. Каримов и др.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Шпиндельные турбобуры и опыт их эксплуатации	5
Турбобуры с наклонной линией давления типа А	5
Практика использования турбобуров с наклонной линией давления	8
Секционные шпиндельные турбобуры типа ЗТСШ	16
Тихоходные турбобуры для бурения шарошечными долотами	19
Оптимизация процесса турбинного бурения шарошечными долотами	19
Характеристика турбобуров с системой гидроторможения	27
Опыт бурения турбобурами типа ГТ	29
Турбобуры для алмазного бурения	42
Требования, предъявляемые к турбобурам для алмазного бурения	42
Характеристика турбобура для алмазного бурения	45
Опыт использования турбобуров для алмазного бурения	47
Турбобуры для борьбы с интенсивным искривлением ствола скважины	52
Предпосылки создания турбобуров для борьбы с кривизной	52
Турбобуры ТВК, их назначение и техническая характеристика	55
Сборка и регулировка турбобура ТВК	61
Особенности бурения турбобуром ТВК1-270	65
Опыт бурения турбобурами типа ТВК	66
Турбобуры для бурения гидромониторными долотами	71
О возможностях использования гидромониторных долот в турбинном бурении	71
Основы проектирования турбобура с параллельно-раздельным потоком промывочной жидкости	73
Методика расчета режима бурения турбобуром с параллельным делением потока	77

Турбобуры с последовательно-параллельным потоком промывочной жидкости	85
Техника для турбинной проводки скважин большого диа- метра	89
Пилотная проводка скважин	89
Проводка скважин роторно (реактивно)-турбинными бурами (РБТ)	97
Совмещенный турбинно-роторный способ	100
Разработка турбобуров увеличенного диаметра	103
Турбобуры для специального бурения	104
Отбор керна в турбинном бурении	104
Бурение наклонно направленных скважин	108
Турбинное бурение без подъема бурильной колонны . .	111
Вопросы увеличения моторесурса турбинной техники. . .	112
Реставрация упорно-радиальных подшипников турбо- буров на промыслах	112
Разгруженная осевая опора типа ШИП	116
Вопросы увеличения межревизионного периода турбо- буров	118
Вопросы улучшения работы турбинных цехов и соот- ветствующих служб буровых предприятий	120
Обзор поисковых работ в области конструирования турбин- ной техники	125
Редукторные турбобуры	125
Турбобуры со струйными мультипликаторами расхо- да	128
Список литературы	131

*Юрий Роленович Иоанесян, канд. техн. наук,
Виктор Петрович Мацевский, канд. техн. наук,
Александр Александрович Василенко, инж.*

**СОВРЕМЕННАЯ ТЕХНИКА
ТУРБИННОГО БУРЕНИЯ**

Редактор издательства инж. *А. Е. Найдек*
Обложка художника *Г. Т. Конева*
Художественный редактор *Н. Ф. Соловьева*
Технический редактор *Н. А. Бондарчук*
Корректор *Л. В. Астистова*

ИБ № 32

Сдано в набор 11.XI.1976 г. Подписано к печати 12.IV. 1977 г. Формат бумаги 70×100¹/₃₂. Бумага типографская № 3. Объем: 5,48 усл. печ. л.; 5,77 уч.-изд. л. Тираж 1700. Зак. № 7—1148. БФ 04852. Цена 35 коп.

Издательство «Техника», 252601, Киев, 1, ГСП,
Пушкинская, 28.

Отпечатано с матриц Головного предприятия республиканского производственного объединения «Полиграфки-га» Госкомиздата УССР, г. Киев, Довженко, 3 на Киевской фабрике печатной рекламы, Киев, Выборгская, 84.

хр-2

5-77

143

