

2

ДОБЫЧА НЕФТИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ШСНУ



2.1. АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОБЫЧИ НЕФТИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ШСНУ

Простое в конструктивном отношении устройство, разработанное и освоенное в начале 20-х годов, стало самым распространенным способом добычи нефти как у нас, так и за рубежом. Оборудование для эксплуатации скважин этим способом включает (рис. 2.1): штанговый глубинный насос 19, систему насосно-компрессорных труб 17 и штанг 18, на которых насос подвешивается в скважине, приводную часть индивидуальной штанговой установки балансирного типа, состоящую из станка-качалки и электродвигателя 3, устьевое оборудование скважины 15, предназначенное для подвески насосных труб и герметизации устья, приспособления 13 и 14 для подвески насосных штанг к головке балансира станка-качалки.

В скважину на колонне НКТ под уровень жидкости спускают цилиндр насоса 24, в нижней части которого установлен приемный клапан 27, открывающийся только вверх. Затем на насосных штангах внутрь НКТ спускают поршень 25, называемый плунжером, который устанавливают в цилиндр насоса. Плунжер имеет один или два клапана, открывающиеся только вверх, называемые выкидными 26 или нагнетательными. Верхний конец штанг прикрепляют к головке переднего плеча балансира станка-качалки. Для направления жидкости из НКТ в выкидную линию и предотвращения ее разлива на устье скважины устанавливают тройник и выше него сальник 21, через который пропускается сальниковый шток 14.

Скважинный насос приводится в действие от станка-качалки, в котором вращательное движение, получаемое от двигателя при помощи редуктора 4, кривошипно-шатунного механизма и балансира 10, преобразуется в возвратно-поступательное движение, передаваемое плунжеру скважинного насоса.

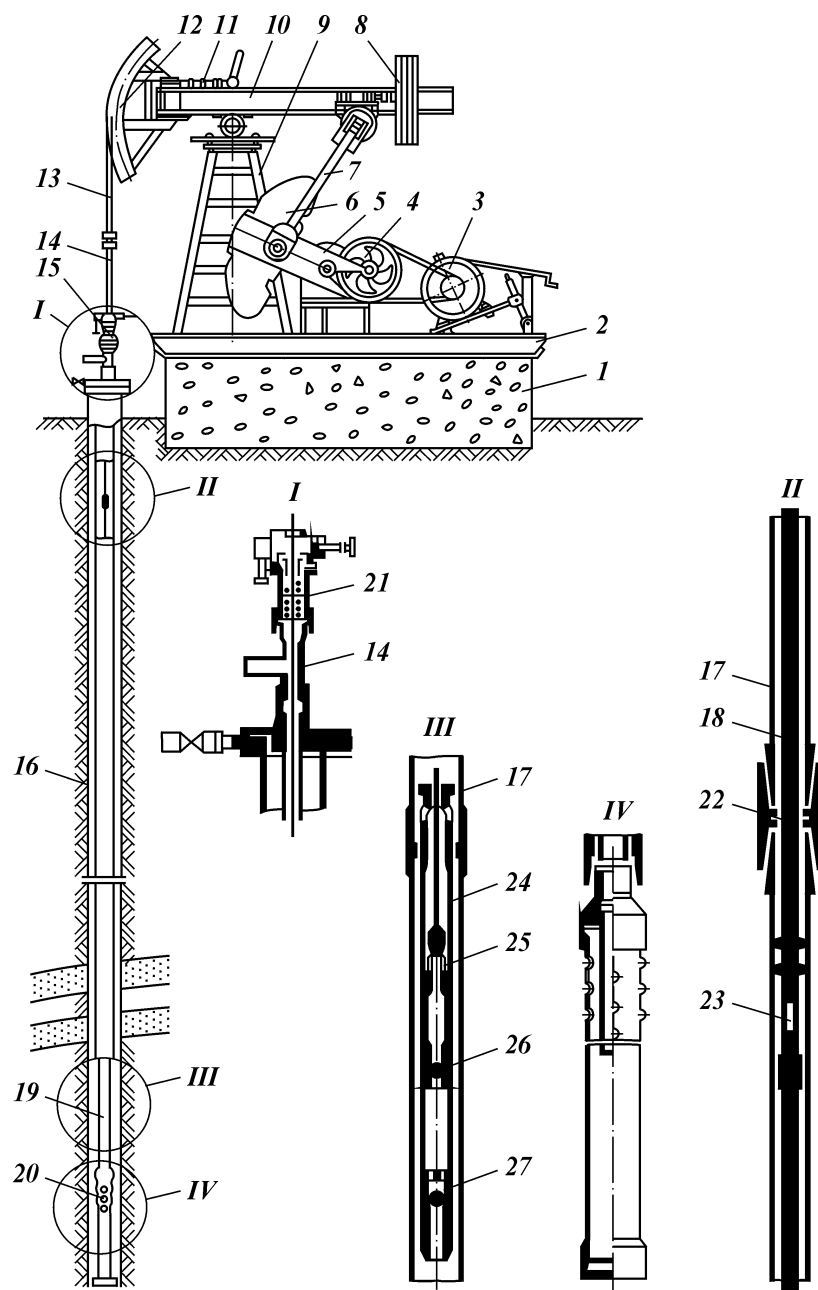


Рис. 2.1. Штанговая глубинно-насосная установка:

I – устьевое оборудование; *II* – подвеска труб и штанг; *III* – глубинный насос; *IV* – газовый или песочный якорь; 1 – фундамент; 2 – рама; 3 – электродвигатель; 4 – редуктор; 5 – кривошип; 6 – груз; 7 – шатун; 8 – груз балансира; 9 – стойка; 10 – балансир; 11 – механизм фиксации головки балансира; 12 – головка балансира; 13 – канатная подвеска; 14 – сальниковый шток; 15 – оборудование устья скважины; 16 – обсадная колонна; 17 – насосно-компрессорные трубы; 18 – колонна штанг; 19 – глубинный насос; 20 – газовый якорь; 21 – сальник устьевого; 22 – муфта трубная; 23 – муфта штанговая; 24 – цилиндр насоса; 25 – плунжер насоса; 26 – нагнетательный (выкидной) клапан; 27 – всасывающий (приемный) клапан

При ходе плунжера вверх под ним падает давление и всасывающий клапан под давлением столба жидкости в затрубном пространстве открывается, жидкость из скважины поступает в цилиндр насоса. В это время нагнетательный клапан плунжера закрыт под давлением столба находящейся под ним жидкости. При ходе плунжера вниз приемный клапан под давлением столба жидкости в насосных трубах закрывается, а клапан, расположенный на плунжере, открывается, и жидкость поступает в насосно-компрессорные трубы. При непрерывной работе плунжера всасывание и нагнетание чередуются, в результате чего при каждом ходе некоторое количество жидкости поступает в НКТ. Уровень жидкости в них постепенно повышается и достигает устья скважины: жидкость начинает переливаться в выкидную линию через тройник с сальниковым устройством.

Простота обслуживания и надежность скважинных насосов, высокий КПД, гибкость в отношении регулирования, отборов жидкости с различных глубин, возможность их применения в осложненных горно-геологических условиях эксплуатации и ряд других преимуществ вывели этот способ на ведущее место в нефтедобывающей отрасли. Штанговыми насосами в настоящее время на месторождениях России оборудовано более 70 % добывающих скважин.

Структура фонда скважин, охватывающая месторождения ОАО "Оренбургнефть", показывает, что более 90 % скважин эксплуатируются механизированным способом. Из них 62 % (1999 г.) составляют установки штанговых глубинных насосов, добыча по которым в сутки составляет по жидкости 13 %, а по нефти – около 24 % от всей добычи по ОАО "Оренбургнефть" (табл. 2.1) и (рис. 2.2).

Приведенные данные показывают, что даже незначительные изменения показателей эксплуатации скважин штанговыми насосами могут существенно повлиять на уровень добычи нефти и эффективность деятельности в ту или иную сторону в целом

Таблица 2.1

**Показатели эксплуатации скважин с применением ШСНУ
в ОАО "Оренбургнефть" за 1994–1999 гг.**

Показатель	Годы					
	1994	1995	1996	1997	1998	1999
Действующий фонд скважин	1146	1135	1072	1190	943	1214
Добыча нефти, % общей добычи	19	21	21	23	23	24
Добыча жидкости, % общей добычи	14	15	15	20	19	20
Среднесуточный дебит, т/сут:						
по нефти	3,7	4,2	4,4	4,7	4,5	4,0
по жидкости	7,6	8,3	9,1	9,1	10,6	10,5
Обводненность добываемой жидкости, % (по массе)	50,8	49,6	51,5	51,5	57,1	57,7
Межремонтный период, сут	354	325	318	318	370	365

по объединению. Поэтому улучшение технико-экономических показателей эксплуатации скважин ШСНУ в настоящее время является важным резервом сохранения или наращивания добычи этим способом, несмотря на появление более современных установок, целесообразность применения которых в соответствующих горно-геологических условиях не вызывает сомнений.

Рассмотрим состояние работы фонда скважин на месторождениях ОАО "Оренбургнефть", оборудованных ШСНУ, и обозначим технологические и технические возможности их дальнейшего совершенствования.

Характеристика фонда скважин, эксплуатируемых с помощью ШСНУ, по типоразмерам применяемых насосов приведена в табл. 2.2, из которой видно, что преобладающими (80 %) по диаметру являются насосы 44 мм. Среднесуточная добыча жидкости на одну установку составляет 7–10, нефти – 4,40 т/сут. Коэффициент использования насосов по производительности при общепринятых значениях длины хода 1,5 м и числе ходов 5 составляет 0,62, что является удовлетворительным показателем для многих месторождений России.

В последние годы происходит наращивание удельного отбора жидкости на одну установку при некотором общем снижении производительности установок по жидкости, что указывает на повышение эффективности использования оборудования за счет снижения ремонтного фонда и повышения межремонтного периода.

Глубина подвески насосов остается стабильной в течение последних лет и соответствует предельным значениям надежности отечественных штанг.

На промыслах ОАО "Оренбургнефть" в основном эксплуатируется серийное оборудование, которое выпускалось заводами

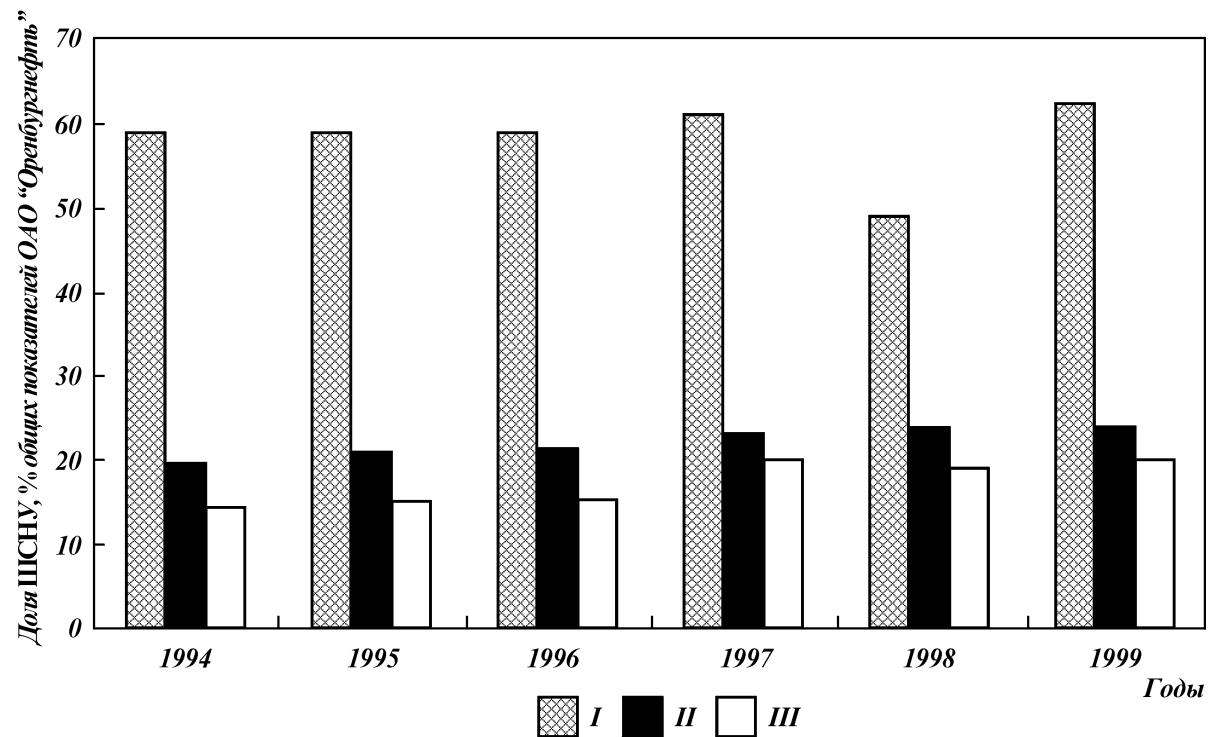


Рис. 2.2. Динамика показателей эксплуатации ШСНУ по объектам ОАО "Оренбургнефть":
 I – фонд скважин с ШСНУ, %; II – доля ШСНУ в добыче нефти, %; III – доля ШСНУ в добыче жидкости, %

Таблица 2.2

Типоразмеры ШГН, применяемых в ОАО "Оренбургнефть" (1998 г.)

Диаметр насоса, мм	Тип насоса	НГДУ "Бугурус-ланнефть"	НГДУ "Бузу-лукнефть"	НГДУ "Соро-чинскнефть"	ОАО "Оренбургнефть"
32	Вставные (НВ)	4	30	6	40
	Невставные (НН)	26	77	9	112
38	Вставные (НВ)	—	22	3	25
	Невставные (НН)	1	95	74	170
44	Вставные (РН-175)	18	12	1	31
	Невставные (ТНМ-175) (Австрия)	391	211	165	767
51	Вставные (НВ)	—	2	—	2
	Невставные (США)	—	8	—	8
57	Вставные (НВ)	—	—	—	—
	Невставные (НН)	58	58	6	122
68	Вставные (НВ)	—	—	—	—
	Невставные (НН)	—	—	—	—
Итого		498	515	264	1277

Азербайджанской республики: СК (ГОСТ 5866–66, ГОСТ 5866–76, ГОСТ 5866–86), СКД (ОСТ 26-16-08–87, г. Екатеринбург), ПШГН-8-3-5500 (завод Уралтрансмаш, г. Екатеринбург), МК-8-3-4000 (г. Орск), Лафкин-9,7 (США), МР-12 (Румыния), штанговые глубинные насосы вставного и невставного типов, по ГОСТ 6444–78. В последние годы получают широкое применение насосы, выпускаемые АО "Ижнефтемаш" по стандарту API. Используются насосно-компрессорные трубы, по ГОСТ 633–80, и штанга, по ГОСТ 13877–80.

С одной стороны, такое разнообразие типов СК дает возможность выбрать в процессе работы наиболее надежную конструкцию, а с другой – осложняет их эксплуатацию.

Компоновка оборудования не отличается от схем, принятых на большинстве месторождений России.

Основными направлениями работ по повышению эффективности процессов добычи нефти с применением ШСНУ в ОАО "Оренбургнефть" в последние годы являются:

1) совершенствование методов подбора оборудования к условиям конкретной скважины и режима его работы, а также поддержание оптимальных условий эксплуатации в течение всего межремонтного периода;

2) разработка новых и совершенствование существующих технических средств для эксплуатации ШСНУ;

3) разработка и применение специальных конструкций насосов для добычи высоковязких нефтей и водонефтяных эмульсий;

4) применение специальных технологических приемов для эксплуатации ШСНУ в осложненных горно-геологических и технологических условиях;

5) разработка и применение безбалансирного привода для штангового насоса, разработанного инженерами объединения совместно с исследовательскими институтами и заводами;

6) разработка и внедрение мероприятий по экономии электроэнергии при добыче нефти с помощью ШСНУ.

Значительная часть фонда скважин, оборудованных ШСНУ в ОАО "Оренбургнефть", приходится на долю НГДУ "Бугурусланнефть".

Ряд показателей эксплуатации, полученных в этом НГДУ, могут с полным основанием считаться показателями акционерного общества в целом.

Рассмотрим состояние эксплуатации фонда скважин с ШСНУ НГДУ "Бугурусланнефть", тем более, что ими извлекаются на сегодня 47 % нефти от всей добычи НГДУ (табл. 2.3) и 30 % всей жидкости.

Для добычи нефти применяется весь спектр типоразмеров штанговых насосов – трубные и вставные диаметрами 28, 32, 43, 56, 68 мм. Глубина подвески насосов находится в интервале 900–1200 м. Глубина динамических уровней в большинстве скважин в среднем составляет 1060 м, а глубина погружения штанговых насосов под динамический уровень – 120 м. Незначительное погружение насосов под динамический уровень приводит к снижению коэффициентов подачи большинства скважин. Так, в ЦДНГ-1 лишь 56 % насосов эксплуатируется с коэффициентом подачи больше 0,5.

Межремонтный период скважин в последние годы остается стабильным на уровне 281 сут. Среднесуточная добыча нефти и жидкости на одну скважину также стабильна и составляет соответственно 7,2–7,5 т и 24,3–24,9 м³. Количество подземных ремонтов 1122–1187 единиц в год.

Минимальные изменения показателей говорят об удовлетворительной работе фонда, отработанной технологии, надежной работе техники, систематическом проведении комплекса мероприятий по приведению в соответствие добычных возможностей скважин с производительностью применяемого

Таблица 2.3

Динамика показателей эксплуатации скважин с применением ШСНУ в НГДУ "Бугурусланнефть"

Показатель	Годы анализа		
	1991	1992	1993
Действующий фонд, всего	580	582	569
В том числе ШСНУ	420	429	428
Годовая добыча нефти по способам, тыс. т	1400	1385	1398
В том числе ШСНУ	617	647	653
Годовая добыча жидкости, тыс. т	4590	4582	4697
В том числе ШСНУ	1300	1422	1389
Среднесуточная добыча нефти на одну скважину за год, т/сут	7,5	7,2	7,4
В том числе ШСНУ	4,8	4,7	4,4
Среднесуточная добыча жидкости на одну скважину за год, т/сут	24,7	24,3	24,9
В том числе ШСНУ	10,9	11,3	11,8
Межремонтный период, сут	288	272	288
В том числе ШСНУ	279	261	281
Общее количество подземных ремонтов	1122	1187	1183
В том числе ШСНУ	809	884	834
Средний коэффициент подачи, доли ед.	0,46	0,47	0,50
Средняя глубина подвески насоса, м	1800	1180	1169
Среднее значение погружения насоса под динамический уровень, м	120	120	120

оборудования.

Применительно к горно-геологическим и технологическим условиям объектов разработки была разработана методика и проведен анализ причин технологического и технического порядка, оказавших влияние на показатели эксплуатации скважин. Приведем некоторые результаты этой работы, которые позволили в дальнейшем улучшить показатели эксплуатации скважин с ШСНУ.

Почти во всех скважинах фактическая производительность глубинно-насосных установок ниже расчетной, что обусловлено:

упругим удлинением и сокращением штанг и труб;

недостаточным заполнением жидкостью цилиндра насоса;

утечкой жидкости через клапаны насоса и неплотности в НКТ.

В условиях эксплуатации скважин с различными осложнениями, например механическими примесями, увеличивается износ плунжерной пары, что ведет к росту утечек. Обводнение вызывает повышение вязкости эмульсии, что сказывается на коэффициенте наполнения и подаче насоса.

Для оценки значений снижения производительности скважин, вызванного утечками, скважины были разбиты на две группы: работающие с полным заполнением цилиндра (коэффициент подачи более 0,6; работающие с неполным заполнением цилиндра (коэффициент подачи менее 0,6).

При расчетах принималось, что скважины, отнесенные к обеим группам, откачивают однотипную по физико-химическим свойствам жидкость, в них спущены насосы с одинаковыми зазорами между цилиндром и плунжером.

Среднее уменьшение подачи насоса из-за упругого удлинения труб и штанг в долях от его условно теоретической производительности Q_{yt}

$$\frac{q_{\lambda}}{Q_{\circ\circ}} = \frac{\lambda}{S} \quad (2.1)$$

и в долях от фактического дебита Q_{ϕ}

$$\frac{q_{\lambda}}{Q_{\circ}} = \frac{\lambda}{S\alpha}, \quad (2.2)$$

где q_{λ} – среднее уменьшение подачи насоса из-за упругого удлинения труб и штанг, м³/сут; λ – суммарное упругое удлинение труб и штанг, м; S – длина хода полированного штока, м; α – коэффициент подачи насоса.

Суммарное упругое удлинение труб и штанг

$$\lambda = \frac{\pi d^2 \rho_{\text{ж}} g L_{\text{н}}^2}{4 A} \left(\frac{1}{f_{\text{т}}} + \frac{1}{f_{\text{ш}}} \right), \quad (2.3)$$

где d – диаметр плунжера, м; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность откачиваемой жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $L_{\text{н}}$ – глубина подвески насоса, м; E – модуль упругости стали, Н/м² ($E = 0,21 \text{ ТПа} = 0,21 \cdot 10^{12} \text{ Па}$); $f_{\text{ш}}$, $f_{\text{т}}$ – площадь сечения по телу соответственно штанг и труб, м².

Результаты расчетов приведены в табл. 2.4.

Среднюю потерю производительности насоса из-за утечек в нем и трубах в долях от его средней теоретической производительности $Q_{\text{т}}$ определяли по формулам:

при полном заполнении цилиндра

$$\frac{q_{\text{ш}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{ш}} - Q_{\text{ш}}}{Q_{\text{ш}}} - \frac{\lambda}{S}; \quad (2.4)$$

при неполном заполнении цилиндра

$$q_{\text{ш}} = \frac{Q_{\text{ш}}}{Q_{\text{ш}}} Q_{\text{ш}}, \quad (2.5)$$

а в долях от фактической подачи $Q_{\text{ф}}$ – по формулам:

при полном заполнении цилиндра

Таблица 2.4
Показатели работы анализируемого фонда скважин с ШСНУ НГДУ "Бугурусланнефть"

Цех по добыче нефти	Группа скважин	Диаметр насоса, мм	Средняя глубина спуска насоса, м	Средняя длина хода полированного штока, м	Средний динамический уровень, м	Средняя теоретическая производительность, м ³ /сут	Средняя фактическая производительность, м ³ /сут	Средний коэффициент подачи насоса	Среднее значение упругости удлиненных штанг и труб, м
1	Скважины с заполнением цилиндра: полным	43	1020	1,9	800	29,7	20,2	0,68	0,20
		56	920	2,3	750	50,3	33,7	0,67	0,21
		43	1054,2	1,9	950	38,9	9,5	0,28	0,24
		56	986,0	2,1	850	67,5	20,0	0,32	0,04
4	Скважины с заполнением цилиндра	43	979,9	2,0	750	24,2	16,2	0,67	0,17
		43	980,8	1,8	950	22,6	5,2	0,23	0,23

Таблица 2.5
Оценка влияния различных факторов на производительность ШСНУ в НГДУ "Бугурусланнефть"

Цех по добыче нефти и газа	Группа скважин	Диаметр насоса, мм	Средний коэффициент подачи насоса	Снижение производительности					
				м ³ /сут на одну скважину		доли от фактического дебита			
				q_L	q_{UT}	$q_{нез}$	q_L	q_{UT}	$q_{нез}$
1	Скважины с заполнением цилиндра: полным	43	0,68	3,1	6,4	—	0,15	0,31	—
		56	0,67	4,6	12,0	—	0,13	0,35	—
		43	0,28	1,62	3,0	2,6	0,17	0,31	0,28
		56	0,32	3,4	7,2	4,2	0,16	0,36	0,21
4	Скважины с заполнением цилиндра: полным	43	0,67	2,18	6,0	—	0,13	0,37	—
		43	0,23	0,86	1,93	1,4	0,16	0,37	0,27

$$\frac{q_{i \text{ ас}}}{Q_{\delta}} = \frac{S(1 - \alpha) - \lambda}{S}; \quad (2.6)$$

при неполном заполнении цилиндра

$$\frac{q_{i \text{ ас}}}{Q_{\delta}} = 1 - \alpha - \frac{\lambda}{S} - \frac{q_{\infty}}{Q_{\delta}}, \quad (2.7)$$

где $q_{\text{ут}}$ – средняя утечка жидкости в насосе и трубах, м³/сут; $Q_{\text{нез}}$, $Q_{\text{зап}}$ – средние значения производительности насоса, работающего с незаполнением и заполнением соответственно, м³/сут; $q_{\text{нез}}$ – снижение производительности насоса из-за незаполнения цилиндра, м³/сут.

Таким образом, было определено значение снижения подачи насоса из-за деформации труб и штанг, а также из-за утечки жидкости через зазор между плунжером и цилиндром (табл. 2.5).

На общее значение утечек жидкости оказывают влияние утечки через неплотности в насосно-компрессорных трубах.

Анализ промысловых материалов по объектам ОАО «Оренбургнефть» показал, что количество подземных ремонтов по причине потери герметичности НКТ невелико, поэтому было решено утечками этого вида пренебречь.

Основной причиной снижения производительности насоса являются утечки через зазор между плунжером и цилиндром (см. табл. 2.5). По ЦДНГ-1 в среднем они составляют 6,8 м³/сут на одну скважину, или 29 % от фактического дебита, а по ЦДНГ-4 – 2,7 м³/сут на одну скважину, или 26 % от среднего дебита скважины.

Средние утечки жидкости из-за зазора между цилиндром и плунжером при ее ламинарном режиме течения можно определить по формуле Пирвердяна – Адонина

$$q_{\infty} = \frac{0,0497 \pi g d L_i \delta}{\nu l}, \quad (2.8)$$

где d – диаметр плунжера, м; $L_{\text{н}}$ – глубина спуска насоса, м; δ – зазор между цилиндром и плунжером, м; ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с; l – длина плунжера, м.

При расчетах принимали, что клапаны герметичны, а вязкость жидкости равна вязкости пресной воды. Расчет проведен на основании данных об утечках в скважинах, работающих с полным заполнением цилиндра. Получено, что расчетное среднее значение зазора между плунжером и цилиндром в насосах НГН2-43 и НГН2-56 находится в пределах

114–134 мкм, т.е. за пределами допусков насосов третьей группы.

Если допустить, что в некоторых скважинах режим течения в зазоре окажется турбулентным, то зазор будет еще больше.

Погружение насосов под динамический уровень

По данным ряда исследователей коэффициент подачи насоса зависит от глубины погружения под уровень жидкости в скважине, т.е. от давления на приеме, до определенных пределов [24, 47 и др.]. Кроме того, проведенные исследования в НГДУ «Бугурусланнефть» позволили выявить связь между глубиной погружения $h_{\text{п}}$ и обрывностью штанг. При $h_{\text{п}} < 100$ м среднее количество обрывов на одну скважину составило 3,66 в год при $\alpha = 0,38$, а при $h_{\text{п}} > 100$ м – 2,3 при $\alpha = 0,51$. Таким образом, с увеличением глубины погружения насосов под динамический уровень наблюдаются существенное уменьшение обрывности штанг и возрастание коэффициента подачи.

В ТатНИПИнефти и НГДУ «Елховнефть» (Татарстан) проведены исследования по выбору оптимального значения погружения штанговых насосов под динамический уровень жидкости. Методикой предусматривались замеры динамического уровня, дебита, расхода газа через затрубное пространство, давления на приеме при изменении глубины подвески насоса.

В результате исследований сделаны следующие выводы:

а) существенное увеличение коэффициента подачи от 0,3 до 0,5 происходит при росте давления на приеме от 0,5 до 1,0 МПа; дальнейшее повышение давления до 4,0 МПа приводит к росту коэффициента подачи от 0,5 до 0,7;

б) увеличение погружения до глубин, обеспечивающих давление на приеме свыше 1,5–2,0 МПа, нецелесообразно;

в) коэффициент подачи, приведенный к действительному ходу плунжера с учетом упругих деформаций труб и штанг, с изменением глубины погружения увеличивается от 0 до 0,73, в то время как при определении его по длине хода полированного штока $d = 0,63$ увеличение давления на приеме насоса от 2,0 до 4,0 МПа ведет к изменению коэффициента подачи от 0,72 до 0,87.

Одним из слабых элементов ШСНУ является колонна штанг. В процессе эксплуатации скважины в различных геолого-физических и технологических условиях происходит отворот и обрыв штанг, для устранения которых необходимо производить подземные текущие ремонты.

В процессе разработки нефтяного месторождения изменяются пластовое давление, дебит скважин, обводненность продукции, коррозионные условия среды, свойства смеси и т.д. Кроме того, изменяются в широких пределах также параметры, характеризующие работу оборудования: нагрузки на головку балансира, штанги, трубы, а также число ходов и длина хода головки балансира станка-качалки, конструкция колонны штанг и труб, глубина их подвески.

Эти факторы (каждый в отдельности и все вместе) влияют на показатели работы ШСНУ, определяя оптимальный режим ее работы.

При эксплуатации установки штангового глубинного насоса наиболее слабым звеном, как сказано выше, является колонна штанг, условия работы которой характеризуются разнообразием факторов как технического, так и технологического порядка. Исследования показали, что обрывы насосных штанг происходят в основном из-за усталости металла. Процесс усталостного разрушения заключается в возникновении и распространении по металлу усталостных трещин в местах концентрации напряжений. Наличие последних связано с дефектами физико-химического и механического происхождения.

Насосные штанги на промыслах ОАО «Оренбургнефть» эксплуатируются в скважинах с обводненной нефтью. Присутствие сероводорода и высокая минерализация пластовых вод характеризуют среду как коррозионно-агрессивную.

Дефекты механического происхождения связаны с некачественным изготовлением штанг в заводских условиях, их транспортировкой и складированием. В местах таких дефектов напряжения могут достигать значений, при которых деформация будет иметь остаточный характер, а цикличность напряжений будет приводить к возникновению усталостной трещины. С развитием трещины сечение штанги уменьшается, а напряжения в нем растут, пока не достигнут предела усталости металла. После этого разрушение происходит без увеличения нагрузки одновременно по всему сечению. Процесс ускоряется за счет напряженного режима работы УШГН: нагрузок, ударов, изгибов, трения.

По данным промысловых работ количество обрывов штанг растет пропорционально увеличению числа качаний балансира.

Очевидно, что работоспособность колонны штанг является определяющим фактором работы всей глубинно-насосной установки. Известно, что общую нагрузку в точке подвеса штанг (ТПШ) образуют статические (вес штанг, вес столба жидкости,

силы трения) и динамические (ускорение движения, удары, вибрация и т.д.) нагрузки.

По элементарной теории работы шатунно-кривошипного механизма СК максимальное ускорение в точке подвески штанг в начале хода вверх

$$J_{\max} = \frac{S}{2} \omega^2 \left(1 + \frac{r}{l} \right) \quad (2.9)$$

где S – длина хода полированного штока, м; ω – угловая скорость вращения кривошипа, рад.; r – радиус кривошипа, м; l – длина шатуна, м.

Для колонны штанг с учетом определенных допущений [3, 8, 18] инерционные силы можно определить по формуле

$$G_{\text{д.и}} = I_{\text{ш}} J_{\max} \quad (2.10)$$

или

$$G_{\text{д.и}} = G_{\text{ш}} \frac{Sn}{1800} \left(1 + \frac{r}{l} \right), \quad (2.11)$$

где $G_{\text{ин}}$ – инерционная сила, Н; $G_{\text{шт}}$ – нагрузка от веса штанг, кг; n – число качаний балансира, мин⁻¹.

Отношение ускорений

$$\frac{J_{\max}}{g} = \frac{Sn^2}{1400} \quad (2.12)$$

есть фактор динамичности. Значит, инерционная нагрузка пропорциональна произведению длины хода полированного штока и квадрата числа качаний балансира. Последнее в определенных условиях может привести к аварийности, т.е. к обрыву колонны штанг. Анализ промыслового материала показал, что при $Sn < 17 \div 18$ обрывность штанг растет незначительно, а при $Sn > 18$ обрывность штанг прогрессивно возрастает.

На значение динамических нагрузок влияет вибрация, обусловленная переменным приложением и снятием нагрузок, вынуждающих колонну штанг совершать колебания с периодом

$$O_a = 60/n. \quad (2.13)$$

Кроме того, колонна штанг в процессе работы получает свободные колебания с частотой

$$n_{\text{н}} = a/4L, \quad (2.14)$$

где a – скорость звука в металле, м/с; L – длина колонны, м.

Указанные колебания могут отличаться по значению и направлению, но могут быть синхронными и усиливать друг друга.

Наиболее опасными будут импульсы, возникающие с интервалами, равными частоте свободных колебаний. Поскольку свободное колебание в каждом случае характеризуется постоянными параметрами, единственным фактором, вызывающим синхронность или асинхронность колебаний, является число качаний головки балансира. Из промышленной практики известно, что иногда достаточно увеличить или уменьшить число качаний только на единицу, чтобы уменьшить нагрузку на колонну и снизить аварийность.

Интенсивность колебаний в значительной мере зависит от состава и свойств поднимаемой жидкости: газированная жидкость создает импульс, вызывающий колебание штанг только один раз за цикл – в момент приложения нагрузки. Снятие нагрузки идет постепенно и не возбуждает дополнительных колебаний. Таким образом, чем больше содержится в жидкости газа, тем меньше амплитуда колебаний.

Следовательно, на приеме насоса следует поддерживать давление, при котором будет выделяться максимально возможное количество газа, обеспечивающее снижение импульса, создающее подъем жидкости и не снижающее коэффициент подачи.

Наблюдения показали, что штанги в условиях месторождений ОАО «Оренбургнефть» работают в условиях подъема слабогазированной жидкости, что приводит к возникновению нескольких импульсов нагрузки за цикл. Для скважин с ШСНУ ЦДНГ-4 НГДУ «Бугурусланнефть» оптимальные значения n и Sn лежат в интервалах 6–7 и 17–18 соответственно, а для скважин ЦДНГ-1 – 7–8 и 18–19.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБРЫВОВ ПО ДЛИНЕ КОЛОННЫ ШТАНГ

Исследованиями, выполненными в НГДУ «Бугурусланнефть», установлено, что распределение обрывов по длине колонны штанг не подчиняется закономерностям, по которым наибольшая аварийность приходится на верхнюю часть колонны для насосов с диаметрами 32 и 43 мм. Для насосов среднего диаметра распределение обрывов по колонне распределяется равномерно.

Установлено, что в ЦДНГ-1 93 % обрывов штанг диаметром 19 мм и 48 % – диаметром 22 мм происходит в нижней третьей части колонны. На установках ШСНУ ЦДНГ-4 НГДУ «Бугурусланнефть» эти данные выглядят так: в нижней третьей части происходит 63 % обрывов штанг диаметром 19 мм. Расчеты показывают, что на колонну штанг в ЦДНГ-1 действует среднее приведенное напряжение, равное 45 МПа, а в ЦДНГ-4 – 35 МПа, что значительно ниже допустимых значений для сталей, из которых изготовлены штанги.

Следовательно, в условиях НГДУ «Бугурусланнефть» в нижней части колонны действуют разрушающие силы, которыми являются силы, сосредоточенные у плунжера, направленные против движения штанг при ходе их вниз и вызывающие сжатие нижней части штанговой колонны.

Известно, что штанги переносят растягивающие нагрузки лучше, чем сжимающие. При движении вниз колонна встречает сопротивление жидкости в цилиндре, трение плунжера о цилиндр и штанг о жидкость. Возможно возникновение ударных нагрузок при различных скоростях движения колонны и жидкости.

Перечисленные факторы ведут к интенсивному сжатию и возникновению продольного изгиба штанг, которые вызывают резкое повышение напряжений, вызывающих обрыв.

Суммарная сила, вызывающая продольный изгиб штанг, $G_{изг}$ определяется по формуле [43, 45 и др.]

$$G_{изг} = 0,1L \rho_{ж} f_{пл} + n_k (F_{пл} - f_0) \frac{1,4 \cdot 10^{-5} (Sn) \left(\frac{d}{d_0} \right)^2}{\mu^2}, \quad (2.15)$$

где L – глубина спуска колонны штанг, м; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³; $f_{пл}$ – площадь поперечного сечения штанг, см²; n_k – число нагнетательных клапанов; $F_{пл}$ – площадь сечения плунжера, см²; f_0 – площадь сечения седла клапана, см²; μ – кинематическая вязкость жидкости, м²/с; d – диаметр плунжера, см; d_0 – диаметр отверстия в седле клапана, см.

Выполненные по ряду скважин НГДУ «Бугурусланнефть» расчеты показали, что сила, вызывающая продольный изгиб, достигает значений, превышающих допустимую. Это обстоятельство подтверждает полученные данные о распределении обрывов штанг по длине колонны.

Приведенный анализ позволил установить:

1) на некоторых скважинах наземное и подземное оборудование по своим характеристикам не соответствует его добычным возможностям;

2) не всегда режим работы оборудования является оптимальным для системы пласт – насос;

3) продольный изгиб колонны следует устранять или уменьшать с помощью тяжелого низа или других известных технических средств.

Промысловые исследования и теоретические расчеты, выполненные на объектах НГДУ «Бугурусланнефть», позволили наметить план конкретных мероприятий, реализация которого в последующем позволила улучшить технико-экономические показатели работы фонда скважин, эксплуатируемых ШСНУ.

2.2. ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ШСНУ

Наиболее общая задача подбора оборудования ШСНУ и установления режима его работы формулируется следующим образом: выбрать компоновку основного оборудования и режим его работы для конкретной скважины или группы скважин таким образом, чтобы обеспечивался заданный отбор жидкости при оптимальных технологических и технико-экономических показателях эксплуатации.

Эта задача решается как при проектировании разработки нового нефтяного месторождения, так и в процессе его эксплуатации.

При оптимизации работы эксплуатируемых установок могут возникать более узкие задачи, связанные с подбором только некоторых узлов установки и ее режимных параметров.

В качестве критерия оптимальности при сопоставлении возможных вариантов компоновки оборудования может быть использован минимум условных приведенных затрат на подъем нефти из скважины в части, зависящей от типоразмера и режима работы ШСНУ.

При проектировании эксплуатации скважины штанговым насосом выбирают типоразмеры станка-качалки и электродвигателя, тип и диаметр скважинного насоса, конструкцию колонны подъемных труб и рассчитывают следующие параметры: глубину спуска насоса, режим откачки, т.е. длину хода и число качаний, конструкцию штанговой колонны.

Для осложненных условий эксплуатации дополнительно подбирают газовые и песочные якоря или другие специальные приспособления (штанговращатели, дозирующие устройства и т.д.).

Существует множество методик подбора ШСНУ к нефтяным скважинам, успешно применяемых в разных нефтяных регионах.

Заимствованная и опробованная в свое время на месторождениях ОАО «Оренбургнефть» методика БашНИПИнефти не нашла широкого применения. Метод расчета подачи штангового насоса в ней основан на использовании эмпирических коэффициентов, полученных для условий Оренбуржья, но из-за многообразия условий методика не всегда дает корректные результаты. Поэтому были разработаны своя методика и программа подбора глубиннонасосного и наземного оборудования, позволяющие рассчитать коэффициент продуктивности по данным динамометрирования; выбрать компоновку ШСНУ; определить коэффициент сепарации газа у приема насоса, давление на входе в насос, потери давления в клапанных узлах, утечки через зазор плунжерной пары, коэффициент наполнения ШГН, коэффициент усадки нефти, подачу и скорость откачки; обосновать конструкцию штанговой колонны; определить потери хода плунжера и длину хода полированного штока, нагрузки, действующие на штанговую колонну, напряжения в штангах; выбрать станок-качалку; рассчитать энергетические показатели работы ШСНУ, показатели надежности и коэффициент эксплуатации.

Преимущества данной методики – возможность оперативного внесения изменений в базу данных технологического оборудования и нахождение оптимального варианта. Такой подход позволяет учесть реальные возможности материально-технического снабжения и сократить номенклатуру применяемого оборудования.

Для решения поставленных задач при подборе ШСНУ необходимо знать или задавать такие параметры, которые характеризуют работу нефтяного пласта.

К таким параметрам относится коэффициент продуктивности скважины, характеризующий интенсивность притока жидкости в скважину и численно равный дебиту ее, приходящемуся на единицу перепада давления между пластом и скважиной.

При линейном законе фильтрации коэффициент продуктивности скважины, $\text{т}/(\text{сут} \cdot \text{МПа})$,

$$K = \frac{Q_2 - Q_1}{\delta_{\text{пл}} - \delta_{\text{п2}}}, \quad (2.16)$$

где Q_1 , Q_2 и p_{c1} , p_{c2} – соответственно дебиты скважин и забойные давления на первом и втором режимах работ.

При нелинейном законе фильтрации определяются постоянные, входящие в уравнение притока. При выборе режима

работ руководствуются следующими положениями: при первом выбирается минимально возможный дебит, втором – дебит увеличивают в 1,5–2 раза. Динамограммы снимают при установившихся режимах работы скважины. При каждом режиме записывают следующие линии: нулевую, веса штанг в жидкости, статической нагрузки в крайнем верхнем и нижнем положениях балансира станка-качалки.

Забойное давление заменяют максимальной статической нагрузкой $G_{ст\ max}$, которую можно определить по динамограмме или формуле

$$G_{п\ max} = G_{ш\ 0} + G_{ж} + G_{пог} - G_{ш\ 1\ 2}, \quad (2.17)$$

где $G_{шт}$ – нагрузка от веса колонны штанг в жидкости, Н; $G_{ж}$ – нагрузка от веса столба жидкости, действующей на плунжер, Н; $G_{тр}$ – силы трения, Н; $G_{пог}$ – сила, действующая на плунжер насоса снизу, или уменьшение нагрузки на головку балансира из-за погружения насоса под динамический уровень жидкости, Н.

С учетом этого коэффициент продуктивности скважин

$$K_{ш\ 0} = \frac{(Q_2 - Q_1)F_{ш\ 0}}{G_{п\ max2} - G_{п\ max1}}, \quad (2.18)$$

где $F_{пл}$ – площадь сечения плунжера насоса, м²; $G_{ст\ max1}$ и $G_{ст\ max2}$ – статические нагрузки в точке подвеса штанг при работе соответственно на первом и втором режимах.

Перечень основных исходных данных, необходимых для подбора оборудования и установления оптимального режима его работы, приведен в табл. 2.6.

Кроме того, при обосновании выбора компоновки ШСНУ необходимо учитывать содержание механических примесей и парафина в продукции скважины.

Для расчета физических свойств продукции используют следующие приближенные зависимости [7, 8].

Количество растворенного в нефти газа $\Gamma_0(p)$ при заданном давлении

$$\Gamma_0(p) = \Gamma_0(p_{\text{нас}}) \left[\frac{(\delta - \delta_0)}{(\delta_{i \text{ на}} - \delta_0)} \right]^{\bar{a}}, \quad (2.19)$$

где $\Gamma_0(p_{\text{нас}})$ – количество газа, растворенного в 1 м³ нефти при давлении насыщения $p_{\text{нас}}$, приведенное к нормальным условиям, нм³/м³; p, p_0 – соответственно текущее и атмосферное давление, МПа; $\bar{a}$ – эмпирический коэффициент, значение которого для технических расчетов составляет 0,5.

Объемные коэффициенты нефти $b_n(p)$ и жидкости $b_{\text{ж}}(p)$ рассчитывают по формулам

$$b_n(p) = 1 + (b_n - 1) \left(\frac{\delta - \delta_0}{\delta_{i \text{ на}} - \delta_0} \right)^{0,25}; \quad (2.20)$$

$$b_{\text{ж}}(p) = b_n(p)(1 - n_{\text{в}}) + b_{\text{в}}(p)n_{\text{в}}, \quad (2.21)$$

где $b_n(p), b_{\text{в}}(p)$ – объемные коэффициенты соответственно

Таблица 2.6

Исходные данные для подбора ШСНУ

Параметр	Обозначение	Единица измерения
Глубина скважины	H	м
Внутренний диаметр эксплуатационной колонны	$D_{\text{эк}}$	мм
Забойное давление	$p_{\text{с}}$	МПа
Коэффициент продуктивности скважины	$K_{\text{пр}}$	м ³ /(сут·МПа)
Планируемый дебит жидкости	$Q_{\text{ж}}$	м ³
Объемная обводненность продукции	$n_{\text{в}}$	–
Плотность дегазированной нефти	$\rho_{\text{нд}}$	кг/м ³
Плотность пластовой воды	$\rho_{\text{в}}$	кг/м ³
Плотность газа (при стандартных условиях)	$\rho_{\text{г ст}}$	кг/м ³
Кинематическая вязкость воды	$\nu_{\text{в}}$	м ² /с
Кинематическая вязкость нефти	$\nu_{\text{н}}$	м ² /с
Газовый фактор	Γ_0	м ³ /м ³
Давление насыщения нефти газом	$p_{\text{нас}}$	МПа
Устьевое давление	$p_{\text{у}}$	МПа
Средняя температура скважины	$T_{\text{ск}}$	К
Объемный коэффициент нефти	$b_{\text{н}}$	Доля ед.

нефти при $p = p_{\text{нас}}$ и воды.

Для технических расчетов $b_{\text{в}}(p) = 1$.

Также необходимо учитывать следующие формулы, применяемые для расчета характеристик газожидкостного потока при текущем давлении p :

расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$Q_{\text{ж}}(p) = Q_{\text{нд}} b_{\text{ж}}(p) (1 - n_{\text{в}}); \quad (2.22)$$

расход свободного газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V_{\text{гв}}(p) = [\tilde{A}_0(p_{\text{гв}}) - \tilde{A}_0(p_{\text{гв}})] \frac{z p_0 \dot{Q}_{\text{гв}} Q_{\text{гв}}}{p \dot{Q}_0}; \quad (2.23)$$

расход газожидкостной смеси, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$Q_{\text{см}}(p) = Q_{\text{ж}}(p) + V_{\text{гв}}(p); \quad (2.24)$$

плотность газонасыщенной нефти, $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$\rho_{\text{н}}(p) = \frac{\rho_{\text{гв}} + \rho_{\text{гв}} \tilde{A}_0(p)}{b_{\text{г}}(p)}, \quad (2.25)$$

где $Q_{\text{нд}}$ – дебит дегазированной нефти, $\text{м}^3/\text{с}$; $T_{\text{ск}}$ – средняя температура в стволе скважины, К; $T_0 = 273 \text{ К}$; z – коэффициент сверхсжимаемости газа, значение которого для этих задач можно принять равным 1.

Расчетный вариант компоновки ПНСУ выбирается следующим образом:

1. По одной из методик [7, 8] рассчитывают давление в стволе скважины, начиная от забоя и до глубины, где $p = 0,2 \div 0,5 \text{ МПа}$, т.е. на некоторое значение принятого давления на приеме насоса для скважин данного объекта разработки.

2. Определяют глубину спуска насоса. Глубина спуска насоса $L_{\text{н}}$ и, следовательно, давление на его приеме $p_{\text{п}}$ должны быть, с одной стороны, достаточными для обеспечения высоких коэффициентов наполнения, а с другой – по возможности минимальными для предотвращения чрезмерного роста нагрузок на штанги и станок-качалку, а также увеличения затрат на оборудование и подземный ремонт.

Необходимое давление на приеме насоса зависит в первую очередь от содержания свободного газа в потоке откачиваемой газожидкостной смеси. Если свободного газа в откачиваемой смеси мало, что наблюдается, например, при высокой (свыше 80 %) обводненности жидкости или низком газовом факторе, то необходимое давление на приеме насоса обусловлено

гидравлическими потерями во всасывающем клапане. Согласно практическим рекомендациям А.Н. Адонина, для таких условий при дебите скважины менее $100 \text{ м}^3/\text{сут}$ и вязкости жидкости не более $10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ШГН может быть погружен под динамический уровень на глубину 20–60 м, что соответствует давлению на приеме насоса примерно 0,15–0,5 МПа.

При значительном содержании свободного газа в откачиваемой смеси оказывается весьма сложно заранее обосновать оптимальное давление на приеме насоса. На основании опыта эксплуатации ШСНУ в различных условиях оптимальное давление на приеме насоса составляет 2,0–2,5 МПа. В среднем оно должно составлять примерно 30 % от давления насыщения нефти газом, т.е.

$$p_{\Pi} \cong 0,3p_{\text{нас}}. \quad (2.26)$$

Следовательно, основанные на практическом опыте эксплуатации рекомендации по установлению давления на приеме и глубины спуска насоса могут обеспечить приемлемую точность расчетов только для хорошо изученных месторождений. Поэтому при выборе оптимального типоразмера установки и режима ее работы необходимо задаваться несколькими вариантами возможных глубин спуска насоса и для каждого варианта проводить расчеты.

Следует учитывать, что на конкретном месторождении возможный диапазон глубин спуска насосов может быть ограничен по тем или иным причинам технологического и технического характера, например из-за отложения солей или парафина, степени кривизны ствола скважины и т.д.

Определяют расход газожидкостной смеси при давлении на приеме насоса p_{Π} по формуле

$$Q_{\text{см}}(p_{\Pi}) = Q_{\text{ж}}(p_{\Pi}) + V_{\text{гсв}}(p_{\Pi}). \quad (2.27)$$

Видоизменяют и ранее приведенные расчетные формулы для $Q_{\text{см}}(p)$ с учетом давления на приеме насоса.

3. При выборе типа и размера насоса учитывают состав откачиваемой жидкости (наличие песка, газа и воды) и ее свойства, дебит скважины и высоту подъема жидкости.

Если по условиям эксплуатации возможно применение как вставных, так и невставных насосов, то следует иметь в виду, что первые предпочтительно использовать при больших глубинах спуска и необходимости часто извлекать насосы из скважины. Однако вставные насосы спускают на колонне труб большего диаметра, чем невставные, что требует больших капитальных затрат и амортизационных отчислений.

Группу посадки насоса, определяемую по значению зазора между плунжером и цилиндром, выбирают в зависимости от вязкости, обводненности, температуры откачиваемой жидкости и глубины спуска насоса. Насосы с более плотной посадкой (0 и 1) рекомендуются для откачки легкой маловязкой нефти при глубине спуска более 1200 м в скважинах с повышенными устьевыми давлениями. Насосы второй группы посадки следует применять для откачки жидкостей малой и средней вязкости с глубины до 1200 м при температуре до 30–40 °С. Насосы третьей группы посадки рекомендуется использовать для откачки высоковязкой нефти, а также жидкости с высокой температурой или повышенным содержанием песка и парафина.

При скорости откачки $Sn \leq 34$ м/мин рекомендуется применять клапанные узлы с одним или двумя шариками, причем последние неприемлемы для скважин с малым погружением насоса под динамический уровень. Клапанные узлы с увеличенным проходным сечением следует использовать при повышенных скоростях откачки $Sn > 34$ м/мин или повышенной вязкости жидкости.

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА СЕПАРАЦИИ ГАЗА У ПРИЕМА НАСОСА

Коэффициент сепарации газа определяется по формуле [7, 8]

$$\sigma_c = \frac{1 - (d_{\text{н}} / D_{\text{эк}})^2}{1 + 0,93 Q_{\text{г}}(p_{\text{г}}) / \omega_s D_{\text{эк}}^2}, \quad (2.28)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр насосно-компрессорных труб на уровне приема насоса, м; $D_{\text{эк}}$ – внутренний диаметр эксплуатационной колонны скважины, м; ω_s – относительная скорость движения газа на участке приема насоса, значение которой определяется по обводненности продукции скважины

$$\omega_s = \begin{cases} 0,02 \text{ и } \bar{n} \text{ и } \bar{\delta} & n_{\text{г}} \leq 0,5; \\ 0,17 \text{ и } \bar{n} \text{ и } \bar{\delta} & n_{\text{г}} > 0,5. \end{cases} \quad (2.29)$$

Вследствие сепарации части свободного газа у приема насоса изменяется газовый фактор жидкости, поступающей в насос и НКТ («трубный» газовый фактор), который определяется по формуле

$$G_0 = G_0(p_{\text{нас}}) - [G_0(p_{\text{нас}}) - G_0(p_{\text{п}})]\sigma_c. \quad (2.30)$$

Предполагая состав газа неизменным, скорректированное значение давления насыщения $p_{\text{нас}}$, соответствующее «трубному» газовому фактору, определяется из условий

$$\Gamma_0 = \Gamma_0(p_{\text{нас}}); \quad (2.31)$$

$$\Gamma_0 = [\Gamma_0 / \Gamma_0(p_{\text{нас}})]^{1/c} (p_{\text{нас}} - p_0) + p_0, \quad (2.32)$$

где $c = 0,5$.

Затем рассчитывают расходы свободного газа $V_{\text{г.св}}(p_{\text{п}})$ и газожидкостной смеси $Q_{\text{см}}(p_{\text{пн}})$, поступающих в насос, с учетом коэффициента сепарации по формулам

$$V_{\text{г.св}}(p_{\text{п}}) = V_{\text{г.св}}(p_{\text{п}})(1 - \sigma_{\text{с}}); \quad (2.33)$$

$$Q_{\text{см}}(p_{\text{пн}}) = Q_{\text{ж}}(p_{\text{п}}) + V_{\text{гв}}(p_{\text{п}}).$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА ВЫХОДЕ НАСОСА

Под давлением на выходе насоса ($p_{\text{вн}}$) подразумевается давление, развиваемое насосом при ходе плунжера вниз, при закрытом всасывающем клапане и открытом нагнетательном, когда жидкость из насоса поступает в насосно-компрессорные трубы.

Значение этого давления может быть определено по графикам распределения давления по длине колонны НКТ.

Ориентировочно $p_{\text{вн}}$ можно рассчитать по формуле

$$p_{\text{вн}} = \rho_{\text{см}} g L_{\text{н}} + p_{\text{у}}, \quad (2.34)$$

где $\rho_{\text{см}}$ – плотность смеси в НКТ, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $L_{\text{н}}$ – глубина спуска насоса, м; $p_{\text{у}}$ – давление на устье скважины, Па.

Плотность смеси без учета газа

$$\rho_{\text{см}} = \rho_{\text{в}} n_{\text{в}} + \rho_{\text{нд}}(1 - n_{\text{в}}). \quad (2.35)$$

Далее определяют параметры газожидкостной смеси при давлении на выходе насоса, необходимые для вычисления давления $p_{\text{вн}}$ по формуле (2.34):

$$b_{\text{н}}(p_{\text{вн}}) = 1 + (b_{\text{н}} - 1)[(p_{\text{вн}} - p_0)/(p_{\text{нас}} - p_0)]; \quad (2.36)$$

$$b_{\text{ж}}(p_{\text{вн}}) = b_{\text{н}}(p_{\text{вн}})(1 - n_{\text{в}}) + b_{\text{в}}(p_{\text{вн}})n_{\text{в}}; \quad (2.37)$$

$$Q_{\text{ж}}(p_{\text{вн}}) = Q_{\text{нд}} b_{\text{ж}}(p_{\text{вн}})(1 - n_{\text{в}}); \quad (2.38)$$

$$\Gamma_0(p_{\text{вн}}) = \Gamma_0(p_{\text{нас}})[(p_{\text{вн}} - p_0)/(p_{\text{нас}} - p_0)]^{0,5}; \quad (2.39)$$

$$V_{\text{гв}}(p_{\text{вн}}) = Q_{\text{нд}}[\Gamma_0(p_{\text{нас}}) - \Gamma_0(p_{\text{вн}})] \frac{z p_0 \dot{O}_{\text{в}}}{p_{\text{ат}} \dot{O}_0}; \quad (2.40)$$

$$Q_{\text{см}}(p_{\text{вн}}) = Q_{\text{ж}}(p_{\text{вн}}) + V_{\text{гв}}(p_{\text{вн}}). \quad (2.41)$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В КЛАПАННЫХ УЗЛАХ

Расчет максимального перепада давления $\Delta p_{\text{кл}}$, возникающего при движении откачиваемой продукции через клапанные узлы насоса, основывается на результатах работ А.М. Пирвердяна и Г.С. Степановой. В расчетах принято, что при наличии в потоке жидкости свободного газа в качестве расчетной используется максимальная абсолютная скорость течения смеси через отверстие седла клапана, а при откачке обводненной смеси не образуется высоковязкая эмульсия.

Расчет перепада давления $\Delta p_{\text{кл}}$ ведется в следующем порядке.

Расходы газожидкостной смеси через всасывающий $Q_{\text{см}}(p_{\text{п}})$ и нагнетательный $Q_{\text{см}}(p_{\text{вн}})$ клапаны определяют по формулам:

$$Q_{\text{кл в с}} = Q_{\text{см}}(p_{\text{пг}}); \quad (2.42)$$

$$Q_{\text{кл н}} = Q_{\text{см}}(p_{\text{вн}}). \quad (2.43)$$

Максимальная скорость движения продукции v_{max} в отверстии седла клапана с учетом неравномерности движения плунжера и соответствующее этой скорости число Рейнольдса $Re_{\text{кл}}$ определяются по формулам:

$$v_{\text{max}} = 4Q_{\text{кл}}/d_{\text{кл}}^2; \quad (2.44)$$

$$Re_{\text{кл}} = v_{\text{max}} d_{\text{кл}}/\nu_{\text{ж}}, \quad (2.45)$$

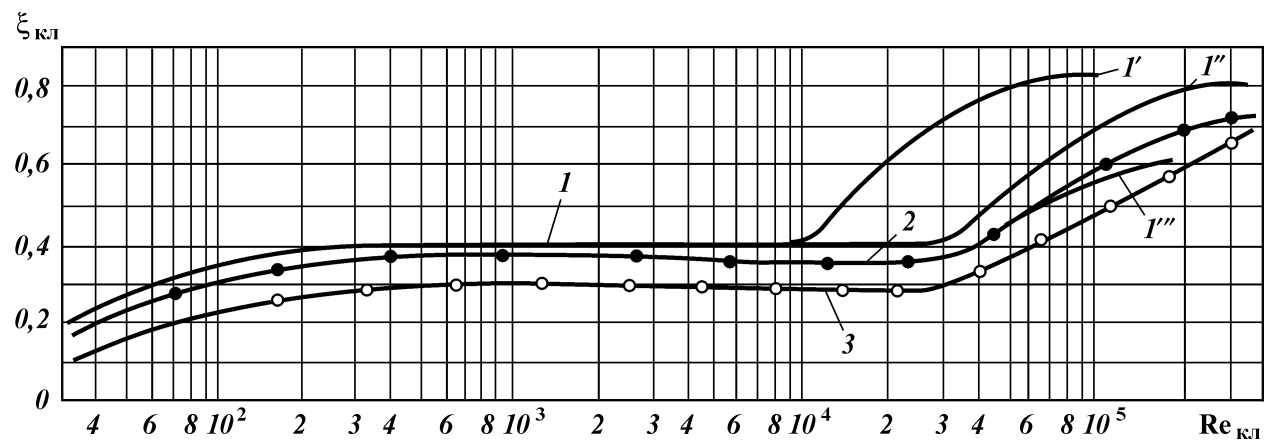


Рис. 2. 3. Зависимость коэффициента расхода клапана $\xi_{\text{кл}}$ от числа Рейнольдса $\text{Re}_{\text{кл}}$:
 1 – с одним шариком и с окнами; $l' - d_{\text{кл}} = 14$ мм; $l'' - d_{\text{кл}} = 25$ мм; $l''' - d_{\text{кл}} = 30$ мм; 2 – с одним шариком и со стаканом; 3 – с двумя шариками

где $d_{\text{кл}}$ – диаметр отверстия в седле клапана, м; $\nu_{\text{ж}}$ – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Выбирают значение кинематической вязкости того компонента смеси, содержание которого в откачиваемой продукции наибольшее.

По графикам (рис. 2.3) определяют коэффициент расхода клапана $\xi_{\text{кл}}$ в зависимости от числа Рейнольдса.

Перепад давления в клапане рассчитывают по формуле

$$\Delta p_{\text{кл}} = v_{\text{max}}^2 \rho_{\text{жд}} / 2 \xi_{\text{кл}}^2, \quad (2.46)$$

где $\rho_{\text{жд}}$ – плотность дегазированной жидкости,

$$\rho_{\text{жд}} = \rho_{\text{нд}}(1 - n_{\text{нв}}) + \rho_{\text{в}} n_{\text{в}}. \quad (2.47)$$

Затем определяют давление в цилиндре насоса при всасывании и нагнетании

$$p_{\text{вс ц}} = p_{\text{п}} - \Delta p_{\text{кл вс}}; \quad (2.48)$$

$$p_{\text{н ц}} = p_{\text{вн}} + \Delta p_{\text{кл}}. \quad (2.49)$$

РАСЧЕТ УТЕЧЕК В ЗАЗОРЕ ПЛУНЖЕРНОЙ ПАРЫ

На стадии проектирования штанговой насосной установки, когда режим откачки неизвестен, утечки $q_{\text{ут}}$ в зазоре плунжерной пары нового насоса рассчитывают по формуле А.И. Пирвердяна

$$q_{\text{ут}} = 0,262(1 + 1,5 C_{\text{э}}^2) \frac{d_{\text{п}} \delta^3 (\delta_{\text{аи}} - \delta_{\text{ан в}})}{\rho_{\text{ж}} \nu_{\text{ж}} l_{\text{п}}}, \quad (2.50)$$

где $C_{\text{э}}$ – относительный эксцентриситет расположения плунжера в цилиндре, т.е. отношение расстояния между их центрами к величине δ ($0 \leq C_{\text{э}} \leq 1$); $\rho_{\text{ж}}$, $\nu_{\text{ж}}$ – соответственно плотность и кинематическая вязкость откачиваемой жидкости; $l_{\text{п}}$ – длина плунжера, м; δ – зазор между плунжером и цилиндром при их концентричном расположении, м.

Формула (2.50) справедлива для ламинарного режима течения жидкости в зазоре, причем условие сохранения этого режима имеет следующий вид:

$$R_{\text{е}} = \frac{q_{\text{ут}}}{\pi d_{\text{п}} \nu_{\text{ж}}} \leq R_{\text{крит}} = 10^3, \quad (2.51)$$

где $R_{\text{кр}}$ – критическое значение числа Рейнольдса.

При турбулентном режиме течения жидкости в зазоре утечки приближенно можно определить по формуле

$$q_{\text{до}} = 4,7 \pi d_{\text{г}} [\delta^3 (\delta_{\text{аг}} - \delta_{\text{анг}}) / (l_{\text{г}} \rho_{\text{ж}})]^{2/7} \frac{1}{\nu^{1/7}}. \quad (2.52)$$

После выбора режима откачки, когда известны длина хода плунжера $S_{\text{пл}}$ и число двойных ходов плунжера в секунду n , можно определить уточненный объем утечек по следующей формуле:

$$q'_{\text{до}} = q_{\text{до}} - 1,57 \delta d_{\text{г}} S_{\text{г}} n. \quad (2.53)$$

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ СКВАЖИННОГО НАСОСА

Влияние свободного газа, поступающего в цилиндр насоса на его подачу, оценивают коэффициентом наполнения

$$\alpha_{\text{н}} = V_{\text{ж}}(p_{\text{п}}) / V, \quad (2.54)$$

где $V_{\text{ж}}(p_{\text{п}})$ – объем жидкости, поступающей в цилиндр насоса из скважины в течение хода всасывания при давлении $p_{\text{п}}$; V – объем, описываемый плунжером при всасывании, причем $V = F_{\text{п}} S_{\text{п}}$; $F_{\text{п}}$ – площадь плунжера; $S_{\text{п}}$ – длина хода плунжера.

Наиболее полная расчетная схема процессов, протекающих в цилиндре скважинного насоса, разработана М.М. Глоговским и И.И. Дунюшкиным. Она включает шесть предельных случаев изменения характеристик газожидкостной смеси в цилиндре при работе насоса в зависимости от предполагаемого течения процессов фазовых переходов и сегрегации фаз.

Расчет коэффициента наполнения в соответствии с этой схемой рекомендуется выполнять в следующем порядке.

1. При $p_{\text{вс ц}} \geq p_{\text{нас}}$ свободный газ в цилиндре насоса отсутствует и коэффициент наполнения

$$\alpha_{\text{н}} = 1 - l_{\text{ут}}, \quad (2.55)$$

где

$$l_{\text{ут}} = q_{\text{ут}} / [2Q_{\text{ж}}(p_{\text{нас}})]. \quad (2.56)$$

Множитель 2 в формуле (2.56) обусловлен тем, что утечка жидкости в зазоре плунжерной пары происходит только при ходе плунжера вверх, т.е. в течение половины времени работы насоса.

2. При $p_{\text{вс ц}} < p'_{\text{нас}}$, где $p'_{\text{нас}}$ – давление насыщения, определенное с учетом сепарации газа у приема насоса, в цилиндре насоса в течение по крайней мере части хода всасывания имеется свободный газ.

В общем случае зависимость для расчета коэффициента наполнения α_n имеет следующий вид для $i = 1, \dots, 5$:

$$\alpha_n = (1 - l_{\text{ут}}) / (1 + R) - \delta\alpha_i; \quad (2.57)$$

где

$$l_{\text{ут}} = q_{\text{ут}} / [2Q_{\text{см}}(p_{\text{вс ц}})]; \quad (2.58)$$

$$R = V_{\text{г св}}(p_{\text{вс ц}}) / [Q_{\text{ж}}(p_{\text{вс ц}})]; \quad (2.59)$$

$$\delta\alpha_i = m_{\text{вр}} K_{\alpha_i} / (1 + R), \quad (2.60)$$

где $m_{\text{вр}}$ – отношение объема вредного пространства насоса к объему, описываемому плунжером; K_{α_i} – коэффициент, зависящий от характера фазовых переходов и сегрегационных процессов.

Далее рассмотрены возможные предельные варианты поведения газожидкостной смеси в цилиндре насоса при его работе.

При $i = 1$ процесс растворения газа неравновесный, т.е. растворимостью газа в нефти при увеличении давления в цилиндре от $p_{\text{вс ц}}$ до $p_{\text{н ц}}$ можно пренебречь. Скорость сегрегации фаз такова, что к концу хода плунжера вниз вредное пространство насоса заполнено только жидкостью.

При $K_{\alpha_1} = 0$ и $\delta\alpha_1 = 1$

$$\alpha_{n1} = (1 - l_{\text{ут}}) / (1 + R). \quad (2.61)$$

Величина α_{n1} определяет верхнюю границу значений коэффициента наполнения, когда снижение объемной подачи насоса по жидкости обусловлено только наличием свободного газа в откачиваемой газожидкостной смеси.

При $i = 2$ процесс растворения газа неравновесный. Одновременно отсутствует сегрегация фаз, т.е. нефть, свободный газ и вода равномерно распределены в объеме цилиндра насоса.

В этом случае

$$K_{\alpha_2} = (1 + R) / [1 + R(p_{\text{вс ц}}) / p_{\text{н ц}}] - 1. \quad (2.62)$$

При $i = 3$ процессы растворения и выделения газа равновесные, т.е. количество растворенного в нефти газа при произвольном давлении в цилиндре p определяется зависимостью (2.20) и сегрегация фаз отсутствует. В этом случае при $p_{нц} \geq p_{нас}$ к моменту открытия нагнетательного клапана весь газ растворится в нефти и коэффициент $K_{\alpha 3}$ определится по формуле

$$K_{\alpha 3} = b_{ж}(p_{всц})[1 + R/(1 - n_b)]/[b_{ж}(p_{нас})] - 1. \quad (2.63)$$

Случай, когда $i = 4$ соответствует условию $l_{yt} = 0$; $n_b = 0$; $b_{ж}(p) = 1$. Поэтому для расчета $\alpha_{н4}$ получим общеизвестную формулу

$$\alpha_{н4} = (1 - m_{вп}R)/(1 + R). \quad (2.64)$$

Если $i = 5$, а $p_{нц} > p_{нас}$, то это означает, что за время нагнетания не весь свободный газ растворился в нефти. В этом случае

$$\alpha_{i5} = \frac{1 + R}{\frac{b_{ж}(p_{i\phi})}{b_{ж}(p_{ан\phi})} + R \frac{p_{ан\phi}}{p'_{iан}} [\tilde{A}_0(p_{i\phi}) - \tilde{A}_0(p_{ан\phi})] \frac{(1 - n_a)p_0}{b_{ж}(p_{ан\phi})p_{i\phi}}} - 1. \quad (2.65)$$

Ранее рассмотрены предельные случаи поведения газожидкостной смеси. Однако реальные процессы, протекающие в цилиндре насоса, им редко соответствуют.

Верхней границей для всех возможных случаев будет значение $\alpha_{н1}$, а нижняя граница будет изменяться в зависимости от того, к какому процессу – равновесному или неравновесному будет ближе реальное поведение газожидкостной смеси в насосе. Для каждого из рассмотренных случаев можно определить средний вероятный коэффициент наполнения $\alpha_{ни}$, а также максимальное абсолютное отклонение δ_i реального коэффициента от вероятного среднего

$$\alpha_{ни} = 0,5(\alpha_{н1} + \alpha_{ни}); \quad (2.66)$$

$$\delta_i = \pm 0,5\beta_{\alpha_i}. \quad (2.67)$$

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА УСАДКИ НЕФТИ

Расчет коэффициента, учитывающего уменьшение объема нефти при снижении давления от $p_{всц}$ до давления в сепарирующем устройстве за счет выделения растворенного газа, производится по формуле

$$\alpha_{p \Gamma} = 1 - [b_{\text{ж}}(p_{\text{вс ц}}) - 1](1 - n_{\text{в}})/[b_{\text{ж}}(p_{\text{вс ц}})]. \quad (2.68)$$

РАСЧЕТ ТРЕБУЕМОЙ ПОДАЧИ НАСОСА И СКОРОСТИ ОТКАЧКИ

Подача насоса $Q_{\text{т н}}$ для обеспечения запланированного отбора жидкости при расчетном значении коэффициента наполнения определяется по формуле

$$Q_{\text{т н}} = Q_{\text{ж}}(p_{\text{вс ц}})/\alpha_{\text{н}}. \quad (2.69)$$

С другой стороны, требуемая подача насоса

$$Q_{\text{т н}} = F_{\text{п}} S_{\text{п}} n. \quad (2.70)$$

При известном диаметре насоса необходимая скорость откачки

$$S_{\text{п}} n = Q_{\text{т н}}/F_{\text{п}}. \quad (2.71)$$

Затем, задаваясь одним из сомножителей ($S_{\text{п}} n$), можно вычислить второй.

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ХОДА ПЛУНЖЕРА И ДЛИНЫ ХОДА ПОЛИРОВАННОГО ШТОКА

При работе насоса колонны штанг и труб периодически подвергаются упругим деформациям от веса жидкости, действующей на плунжер. Кроме того, на колонну штанг действуют динамические нагрузки и силы трения, вследствие чего длина хода плунжера может существенно отличаться от длины хода полированного штока.

Силы, действующие на узлы ШСНУ, принято делить на статические и динамические по критерию динамического подобия (критерий Коши)

$$\mu_{\text{д}} = \omega L_{\text{н}}/a, \quad (2.72)$$

где $a = 4900$ – скорость звука в штанговой колонне, м/с; $\omega = 2\pi n$ – частота вращения вала кривошипа, с^{-1} .

При $\mu_{\text{д}} \leq 0,4$ режим работы установки считается статическим, а при $\mu_{\text{д}} > 0,4$ режим работы – динамическим.

Для статических режимов силы инерции не оказывают практического влияния на длину хода плунжера, и длину хода полированного штока вычисляют по следующей формуле:

$$S_{\text{ш}} = S_{\text{п}} - \lambda, \quad (2.73)$$

где

$$\lambda = \lambda_{\text{шт}} + \lambda_{\text{тр}} - \quad (2.74)$$

сумма упругих деформаций штанг $\lambda_{\text{шт}}$ и труб $\lambda_{\text{тр}}$, вызванных действием нагрузки от веса жидкости в НКТ. Они вычисляются по следующим формулам:

$$\lambda_{\text{шт}} = \left[\sum_{i=1}^n (\epsilon_i / f_{\text{шт}i}) \right] (p_{\text{дн}} - p_{\text{анн}}) F_{\text{шт}} L_i / A; \quad (2.75)$$

$$\lambda_{\text{тр}} = (p_{\text{дн}} - p_{\text{анн}}) F_{\text{тр}} L_i / A f'_{\text{тр}}, \quad (2.76)$$

где ϵ_i – доля длины штанг с площадью поперечного сечения $f_{\text{шт}i}$ в общей длине штанговой колонны $L_{\text{шт}}$; $f'_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения по телу подъемных труб, м²; E – модуль упругости материала штанг (для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа).

Если колонна насосно-компрессорных труб заякорена у насоса, то $\lambda_{\text{тр}} = 0$.

При динамическом режиме работы длину хода полированного штока можно определить по следующим формулам.

Формула АзНИПИнефти

$$S = (S_{\text{п}} + \lambda) / [1 + m(\mu_{\text{д}})^2 / 2], \quad (2.77)$$

где m – коэффициент, учитывающий влияние силы инерции массы столба жидкости на упругие деформации штанг. Коэффициент m , рассчитанный А.Н. Адониным, имеет следующие значения:

Условный диаметр насоса, мм	43	55	68	93
Коэффициент m	1	1,5	2,0	3,0

Формула (2.77) справедлива при $\mu_{\text{д}} \leq 0,5$ для двухступенчатой колонны штанг, учитывает вынужденные колебания последней и имеет вид

$$S = (S_{\text{п}} + \lambda) [\cos \mu_{\text{д}1} \cdot \cos \mu_{\text{д}2} - \sin \mu_{\text{д}1} \cdot \sin \mu_{\text{д}2} f_{\text{шт}2} / f_{\text{шт}1}], \quad (2.78)$$

где $\mu_{\text{д}1} = \omega l_{\text{шт}1} / d$; $\mu_{\text{д}2} = \omega l_{\text{шт}2} / d$. Здесь $l_{\text{шт}1}$, $l_{\text{шт}2}$ – длина ступеней колонны штанг с площадями поперечного сечения $f_{\text{шт}1}$ и $f_{\text{шт}2}$ соответственно.

Для частного случая колонны штанг постоянного сечения (т.е. одноступенчатой) формула (2.78) переходит в формулу Л.С. Лейбензона

$$S_{\text{шт}} = (S_{\text{п}} + \lambda) \cdot \cos \mu_{\text{д}}. \quad (2.79)$$

Формулы (2.78), (2.79) могут применяться для $0,2 \leq \mu_d \leq 1,1$.

При расчете упругих деформаций ступенчатой колонны штанг необходимо изменить значение скорости звука a , входящее в зависимость (2.72). Для одноразмерной колонны штанг $a = 4600$ м/с, для двухступенчатой $a = 4900$ м/с, а для трехступенчатой $a = 5300$ м/с.

Все приведенные формулы не учитывают влияния гидродинамического трения на ход плунжера. Этого недостатка лишена формула А.С. Вирновского

$$S = (S_i + \lambda) \sqrt{\cos^2 \mu_a + \operatorname{sh}^2(hL_i / a)}, \quad (2.80)$$

где h – константа трения, равная $0,2 \div 1,0 \text{ с}^{-1}$.

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ШТАНГАХ

Усилия и напряжения, действующие в произвольном поперечном сечении штанговой колонны, изменяются циклически. Для характеристики цикла изменения напряжения используются следующие величины:

а) максимальное напряжение цикла

$$\sigma_{\max} = G_{\max i} / f_{\text{ш}}; \quad (2.81)$$

б) минимальное напряжение цикла

$$\sigma_{\min} = G_{\min i} / f_{\text{ш}}; \quad (2.82)$$

в) амплитудное и среднее напряжения

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2; \quad \sigma_{\text{ср}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2. \quad (2.83)$$

В формулах (2.81)–(2.83) величина i означает, что напряжения рассчитываются для произвольных точек по длине колонны штанг.

При работе штанговых колонн цикл изменения напряжения в произвольном поперечном сечении, как правило, несимметричен, т.е. $\sigma_a \neq 0$. В этом случае надежность работы колонны определяют не только максимальным напряжением, но и амплитудой его изменения.

В качестве единой характеристики цикла изменения напряжения используется условная величина – приведенное напряжение цикла $\sigma_{\text{пр}}$, для расчета которого в штангах насосных установок можно использовать одну из следующих формул:

И.А. Одинг

$$\sigma_{\text{доп}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}} \sigma_a}; \quad (2.84)$$

Таблица 2.7

Предельно допускаемые приведенные напряжения, МПа

Группа насосов*	Марка стали	Термообработка	Для формул	
			(2.84)	(2.85)
I	40	Нормализация	70	57
I	20НМ	«	90	74
I	40	Закалка ТВЧ	120	98
II	40	«	100	82
I	20НМ	«	130	106
II	20НМ	«	110	90

* Группа насосов I – диаметры 28, 32, 38, 43 мм; группа насосов II – диаметры 55, 68, 93 мм.

М.П. Марковца

$$\sigma_{\text{пр M}} = \sigma_a + 0,2\sigma_{\text{ср}}; \quad (2.85)$$

формулу, полученную на основе модифицированной диаграммы Д. Гудмена,

$$\sigma_{\text{пр Г}} = \sigma_{\text{max}} - 0,56\sigma_{\text{min}}. \quad (2.86)$$

Следует отметить, что использование последних двух формул позволяет разработать достаточно простые методики расчета конструкции штанговой колонны.

При расчете конструкций штанговых колонн используются предельно допускаемые значения приведенного напряжения для штанг различных марок (табл. 2.7).

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ КОНСТРУКЦИИ ШТАНГОВОЙ КОЛОННЫ

Уточненный расчет колонны штанг производится по аналитическим зависимостям. Для этой цели в условиях ОАО «Оренбургнефть» используется методика б. ГАНГ, в которой учтено влияние на прочность колонны статических и динамических нагрузок, сил сопротивления, сосредоточенных у плунжера, и силы гидродинамического трения.

Расчет ведется исходя из условий обеспечения:

усталостной прочности во всех поперечных сечениях колонны

$$\sigma_{\text{при}} \leq [\sigma_{\text{пр}}]; \quad (2.87)$$

равнопрочности ступеней, т.е. равенства приведенных напряжений в наиболее нагруженных сечениях каждой ступени

$$\sigma_{\text{прI}} = \sigma_{\text{прII}} = \sigma_{\text{прIII}}, \quad (2.88)$$

где I, II, III – индексы, относящиеся к верхним сечениям соответствующих ступеней колонны штанг.

Расчет по методике 6. ГАНГ выполняют в следующем порядке.

Для заданного диаметра НКТ и предварительно выбранной конструкции колонны штанг вычисляют по формулам:

нагрузку на плунжер от веса жидкости

$$G_{\text{ж}} = (p_{\text{вн}} - p_{\text{вс}})F_{\text{пл}}; \quad (2.89)$$

коэффициент плавучести штанг

$$K_{\text{арх}} = (\rho_{\text{шт}} - \rho_{\text{см}})/\rho_{\text{шт}}; \quad (2.90)$$

а также следующие вспомогательные коэффициенты:

$$M_{\text{муфт}} = 0,032 / [\ln m(m_{\text{м}}^2 + 1)(m_{\text{м}}^2 - 1) - 1]; \quad (2.91)$$

$$m_{\text{в}} = S_{\text{ш}}n^2/1440; \quad (2.92)$$

$$m_{\text{н}} = S_{\text{ш}}n^2/1790; \quad (2.93)$$

$$M_{\text{шт}} = 1 / [(m^2 + 1) \ln(m/m^2 - 1) - 1]; \quad (2.94)$$

$$M = 0,2K_{\text{арх}} + 0,6m_{\text{в}} + 0,4m_{\text{н}}; \quad (2.95)$$

$$m_{\text{м}} = d_{\text{тв}}/d_{\text{м}}. \quad (2.96)$$

Здесь $M_{\text{муфт}}$, $m_{\text{в}}$, $m_{\text{н}}$, $M_{\text{шт}}$, M , $m_{\text{м}}$ – вспомогательные коэффициенты, используемые при расчете нагрузок на головку балансира станка-качалки; $d_{\text{тв}}$, $d_{\text{м}}$ – соответственно внутренний диаметр НКТ и наружный диаметр штанговой муфты.

Условия использования одноступенчатой колонны следующие.

1. Обеспечение движения штанг вниз без зависания:

$$G_{\text{ш}} \geq G_{\text{тр г}} + G_{\text{кл н}} + G_{\text{тр пл}}, \quad (2.97)$$

причем $G_{\text{ш}}$, $G_{\text{тр г}}$, $G_{\text{кл н}}$ и $G_{\text{тр пл}}$ предварительно рассчитывают по соответствующим формулам.

2. Обеспечение усталостной прочности

$$\sigma_{\text{пр}i} \leq [\sigma_{\text{пр}}], \quad (2.98)$$

причем $\sigma_{\text{пр}}$ определяют по формуле М.П. Марковца, а $[\sigma_{\text{пр}}]$ выбирают из табл. 2.7.

Если вследствие больших сил трения оказывается невозможным обеспечить нормальный ход вниз, то следует проверить условие (2.97) для штанг большего диаметра. Если же не выполняется условие обеспечения прочности, то рассчитывают равнопрочную

двухступенчатую колонну штанг, задаваясь диаметрами штанг каждой из ступеней.

Затем длину первой от плунжера ступени определяют по следующей зависимости

$$l_1 = \frac{f_{\text{ш}1} (q_{\text{ш}2} \dot{l} + G_{\text{дд} \text{ш}2}) L_i - 0,6 (G_{\text{ш}} + G_{\text{ш}}) \Delta f_{\text{ш}}}{(q_{\text{ш}2} \dot{l} + G_{\text{дд} \text{ш}2}) f_{\text{ш}1} + (q_{\text{ш}1} \dot{l} + G_{\text{дд} \text{ш}1}) \Delta f_{\text{ш}}}, \quad (2.99)$$

здесь $f_{\text{ш}i}$, $q_{\text{ш}i}$, $G_{\text{тр} \text{ш}i}$ – характеристики штанг i -й ступени соответственно: площадь поперечного сечения штанг, вес 1 м штанг, сила гидродинамического трения штанги на длине 1 м; $\Delta f_{\text{ш}} = f_{\text{ш}(i+1)} - f_{\text{ш}i}$; $G_{\text{тр} \text{ш}i} = 2\pi^2 v_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} S n (M_{\text{ш}i} + M_{\text{ш}i})$; $v_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – соответственно кинематическая вязкость и плотность жидкости.

Длина утяжеленных штанг $l_{\text{тш}}$, используемых для предотвращения предельного изгиба нижней части штанговой колонны,

$$l_{\text{тш}} = G_{\text{тш}} / q_{\text{тш}}, \quad (2.100)$$

где $G_{\text{тш}} = G_{\text{клн}} + G_{\text{трпл}}$; $q'_{\text{тш}}$ – вес 1 м утяжеленных штанг в жидкости, в качестве которых можно применять штанги диаметром 25 мм.

Длина второй ступени

$$l_2 = L_{\text{н}} - l_1 - l_{\text{тш}}. \quad (2.101)$$

Полученную конструкцию проверяют по условиям (2.87) и (2.88). Если они не выполняются, то рассчитывают двухступенчатую колонну из штанг большего диаметра.

Из штанг серийно выпускаемых типоразмеров могут быть скомпонованы две конструкции трехступенчатой колонны 16×19×22 и 19×22×25 мм.

Длины ступеней трехступенчатой колонны рассчитывают по следующим формулам без учета гидродинамического трения штанг:

$$l_1 = \frac{f_{\text{ш}1} q_{\text{ш}2} q_{\text{ш}3} L_i - \dot{A}_1 \Delta q_2 - \dot{A}_2 q_{\text{ш}2}}{f_{\text{ш}2} q_{\text{ш}1} q_{\text{ш}2} + f_{\text{ш}1} q_{\text{ш}2} + \Delta q_{\text{ш}2} \Delta f_{\text{ш}} q_{\text{ш}1}}; \quad (2.102)$$

$$l_2 = (\Delta f_{\text{ш}} q_{\text{ш}1} l_1 + A_1) / (f_{\text{ш}2} q_{\text{ш}2}); \quad (2.103)$$

$$l_3 = L_{\text{н}} - (l_1 + l_2), \quad (2.104)$$

где

$$\Delta q_2 = q_{\text{ш}2} - q_{\text{ш}1}; \Delta q_3 = q_{\text{ш}3} - q_{\text{ш}1}; \quad (2.105)$$

$$A_1 = 0,6(G_{\text{ж}} + p_{\text{тш}})\Delta f_{\text{ш}}/M; \quad (2.106)$$

$$A_2 = 0,6(G_{\text{ж}} + p_{\text{тш}})(f_{\text{ш3}} - f_{\text{ш1}})/M. \quad (2.107)$$

Если достаточная усталостная прочность не обеспечивается ни одной из конструкций колонны из штанг данной марки, то необходимо расчеты повторить для штанг с более высоким пределом усталостной прочности.

Описанную методику целесообразно использовать для условий эксплуатации нормальных скважин, а также скважин с продукцией повышенной вязкости.

После выбора конструкции штанговой колонны уточняют потери хода плунжера от упругих деформаций штанг $\lambda_{\text{шт}}$ и труб $\lambda_{\text{тр}}$, длину хода полированного штока S и число качаний n , а также экстремальные нагрузки в точке подвеса штанг по соответствующим формулам.

В заключение рассчитывают коэффициент подачи насосной установки по формуле

$$\alpha = \alpha_{\text{н}} \alpha_{\text{р г}} \alpha_{\text{л}}. \quad (2.108)$$

ВЫБОР СТАНКА-КАЧАЛКИ

Выбор станка-качалки сводится к расчету максимального крутящего момента на валу редуктора и выбору типоразмера станка-качалки.

Максимальный крутящий момент на кривошипном валу редуктора можно рассчитать по эмпирической формуле Р.А. Рамазанова:

$$M_{\text{кр}} = 300S + 0,236S_{\text{ш}}(G_{\text{max}} - G_{\text{min}}). \quad (2.109)$$

Станок-качалку подбирают таким образом, чтобы его паспортные характеристики по максимальным нагрузкам в точке подвеса штанг, крутящему моменту на кривошипном валу редуктора и скорости откачки превышали расчетные значения соответствующих показателей для планируемого режима или возможного диапазона режимов эксплуатации скважины.

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТА ЭКСПЛУАТАЦИИ ШСНУ

Вероятную частоту обрывов штанговой колонны, вызванных усталостным разрушением материала штанг для средних по глубине спуска и числу качаний режимов эксплуатации, можно оценить по эмпирической формуле А.С. Вирновского

$$B = C_{\text{п}} \left(\frac{d_{\text{ш}}}{d_{\text{п}}} \right)^{3,27 K + 0,13} \left(\frac{L_{\text{ш}}}{1000} \right)^{2K+1}, \quad (2.110)$$

где B – вероятное число обрывов штанг в год; $C_{\text{п}}$, K – числовые коэффициенты, зависящие от усталостной прочности материала штанг и свойств откачиваемой жидкости; $d_{\text{п}}$, $d_{\text{ш}}$ – диаметры плунжера и штанг соответственно.

При статистической обработке фактических данных было установлено, что K для штанг из углеродистой стали, работающих в неосложненных условиях эксплуатации, изменяется в пределах 0,75–1,0, а $C_{\text{п}} = 0,533$.

Для больших глубин и высоких чисел качаний, а также при откачке коррозионно-активных жидкостей коэффициент $K > 1$ и даже $K = 2$.

Для месторождений, сходных по условиям эксплуатации с девонскими месторождениями Башкортостана, можно использовать следующую эмпирическую формулу:

$$B = 0,012^{(b-1)} a (9,8 \sigma_{\text{пр м}})^b / \{[\sigma_{\text{пр}}] - \sigma_{\text{пр м}}\}^{9,8}, \quad (2.111)$$

где a , b – числовые коэффициенты, зависящие от диаметра плунжера:

Диаметр насоса D , мм	28	32	38	43	55	68	93
a	0,32	0,36	0,30	0,43	0,29	0,29	0,37
b	1,52	2,48	1,41	1,37	1,64	1,65	2,00

Значения приведенных напряжений, подставляемые в формулу (2.111), должны иметь размерность мегапаскаль (МПа).

Зависимость (2.111) более удобна для использования и сравнения различных режимов работы ШСНУ, чем формула А.С. Вирновского, так как $\sigma_{\text{пр}}$ является обобщенным показателем, зависящим от основных параметров режима откачки, глубины спуска, диаметра насоса и конструкции штанговой колонны. Формула (2.111) обеспечивает приемлемую точность при $\sigma_{\text{пр м}} \leq 60\div 70$ МПа.

После определения по одной из приведенных формул вероятной частоты обрывов штанговой колонны B рассчитывают общее число ремонтов в год $N_{\text{рем}}$ для замены штанг, время простоя скважины $T_{\text{рем}}$, связанное с устранением обрыва штанг,

межремонтный период работы ШСНУ $T_{\text{мрп}}$ и коэффициент эксплуатации скважины $\eta_{\text{эк}}$ по следующим формулам:

$$N_{\text{рем}} = B + n_{\text{пр}}; \quad (2.112)$$

$$T_{\text{рем}} = t_{\text{р1}}B + t_{\text{р2}}N_{\text{рем}} + t_{\text{ож}}N_{\text{рем}}; \quad (2.113)$$

$$T_{\text{мрп}} = (T_{\text{к}} - T_{\text{рем}}) / N_{\text{рем}}; \quad (2.114)$$

$$\eta_{\text{эк}} = 1 - (T_{\text{рем}} + t_{\text{орг}}) / T_{\text{к}}, \quad (2.115)$$

где $n_{\text{пр}}$ – число подземных ремонтов скважин, не связанных с ликвидацией обрыва штанг, рем/год; $t_{\text{р1}}$, $t_{\text{р2}}$, $t_{\text{ож}}$ – время, затрачиваемое соответственно на ремонт по ликвидации обрыва штанг; на ремонт, не связанный с ликвидацией обрывов штанг; на ожидание ремонта, ч; $T_{\text{к}}$, $t_{\text{орг}}$, $T_{\text{рем}}$ – время соответственно календарное, простоя, связанное с ожиданием и проведением текущего подземного ремонта скважины.

Величины $n_{\text{пр}}$, $t_{\text{р1}}$, $t_{\text{р2}}$, $t_{\text{ож}}$, $t_{\text{орг}}$ определяют по фактическим отчетным материалам эксплуатации ШСНУ на данном объекте разработки или рассчитывают по нормативам.

На завершающем этапе проектирования (оптимизация) определяют годовой отбор нефти из скважины $Q_{\text{н год}}$ с учетом коэффициента эксплуатации

$$Q_{\text{н год}} = 365Q_{\text{ж год}} (1 - n_{\text{в}})\eta_{\text{эк}}. \quad (2.116)$$

РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ШСНУ

Определить мощность $N_{\text{полн}}$, потребляемую электродвигателем, можно двумя способами.

Первый из них заключается в последовательном расчете всех составляющих баланса потребляемой мощности по формулам или номограммам. При этом создается возможность учесть реальные условия работы ШСНУ (например, повышенную вязкость откачиваемой жидкости, кривизну ствола и т.д.).

Второй способ – это оценка потребляемой мощности по эмпирическим формулам.

При применении первого из названных способов для расчета составляющих баланса потребляемой мощности используют следующие расчетные формулы:

полезная мощность

$$N_{\text{полз}} = (p_{\text{вн}} - p_{\text{пн}})Q_{\text{нд}} / (1 - n_{\text{в}}); \quad (2.116a)$$

потери мощности от утечек жидкости

$$\Delta N_{\text{о}} = 1 / \left[1 + \frac{q_{\text{оо}}(1 - n_{\text{а}})}{2Q_{\text{іа}}} \right]; \quad (2.117)$$

потери мощности в клапанных узлах

$$\Delta N_{\text{кл}} = Q_{\text{нд}}(\Delta p_{\text{кл вс}} + \Delta p_{\text{кл н}}) / (1 - n_{\text{в}}). \quad (2.118)$$

Мощности, расходуемые на преодоление механического $\Delta N_{\text{тр м}}$ и гидравлического трения $N_{\text{тр г}}$ штанг в трубах и трения плунжера в цилиндре $N_{\text{тр п}}$, соответственно рассчитывают по формулам:

$$\Delta N_{\text{тр м}} = 2G_{\text{шт}}Sn\alpha_{\text{max}}(G_{\text{ш}} + G_{\text{ж}}); \quad (2.119)$$

$$\Delta N_{\text{тр г}} = \pi^3(Sn)^2 v_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} L_{\text{н}} M_{\text{шт}}; \quad (2.120)$$

$$\Delta N_{\text{тр п}} = 2G_{\text{тр п}}Sn. \quad (2.121)$$

Общие затраты мощности в подземной части установки $N_{\text{п ч}}$ и КПД подземной части с учетом приведенных выше составляющих баланса мощности определяются по следующим формулам:

$$N_{\text{п ч}} = \frac{N_{\text{ііęc}}}{\eta_{\text{оо}}} + \Delta N_{\text{ее}} + \Delta N_{\text{оо і}} + \Delta N_{\text{оо а}} + \Delta N_{\text{оо і}}; \quad (2.122)$$

$$\eta_{\text{п ч}} = N_{\text{полз}} / N_{\text{п ч}}. \quad (2.123)$$

А.Н. Адонин рекомендует оценивать КПД подземной части установки следующей эмпирической формулой:

$$\eta_{\text{п ч}} = 0,85 - 2,1 \cdot 10^{-4}(Sn)^2, \quad (2.124)$$

полученной при обработке результатов исследований стендовой скважины.

Потери в наземном оборудовании, т.е. в станке-качалке и в электродвигателе, учитываются приближенно. Так, КПД электродвигателя $\eta_{\text{эд}}$ при циклической нагрузке изменяется от 0,65 до 0,88. КПД станка-качалки $\eta_{\text{ск}}$ при нагрузке в точке подвеса штанг, близкой к номинальной грузоподъемности, лежит в пределах 0,70–0,90 практически для всех типоразмеров.

Общий КПД ШСНУ и полную мощность, затрачиваемую на подъем жидкости, определяют по формулам:

$$\eta_{\text{ШСНУ}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ск}} \cdot \eta_{\text{эд}}; \quad (2.125)$$

$$N_{\text{полн}} = N_{\text{полз}} / \eta_{\text{ШСНУ}}. \quad (2.126)$$

Потребляемую мощность ШСНУ можно рассчитать и по методике Б.М. Плюща и В.С. Саркисяна, приведенной в специальной технической литературе.

2.3. НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПРИ ДОБЫЧЕ НЕФТИ В ОСЛОЖНЕННЫХ УСЛОВИЯХ С ПРИМЕНЕНИЕМ ШСНУ

К нормальным условиям относятся практически вертикальные скважины с небольшим газовым фактором и без заметного вредного воздействия газа на работу погружных насосов любых типов, без пескопроявлений, дающие нефть средней вязкости, без активной коррозии подземного оборудования, без существенных отложений неорганических солей и парафина.

При наличии же одного или нескольких из перечисленных факторов, усложняющих эксплуатацию, скважина переходит в другую, соответствующую усложненному фактору категорию: в наклонно направленные (горизонтальные), пескопроявляющие, с газопроявлениями, склонные к солеотложениям и т.д.

Наиболее значащими и усложняющими эксплуатацию ШСНУ факторами являются: большая кривизна ствола скважины, высокая вязкость откачиваемой жидкости (нефтегазоводяной смеси), наличие песка, образование отложений неорганических солей и парафина, вредное влияние попутного газа на работу штангового глубинного насоса.

В целях сохранения земельных и лесных угодий, а также из-за заболоченного и высокого уровня вод в период паводка и ряда других причин, затрудняющих эксплуатацию скважин, часто добывающие скважины располагают кустовым способом. В некоторых нефтедобывающих районах фонд наклонно направленных скважин составляет около 90 %. При этом обеспечиваются не только благоприятные условия обслуживания скважин, но и существенно снижаются затраты на разбуривание и сооружение промысловых коммуникаций. Однако эксплуатация наклонных скважин сопряжена с рядом осложнений, одними из которых являются высокая вязкость нефти ряда залежей ОАО «Оренбургнефть» и образование высоковязких водонефтяных эмульсий.

К высоковязким нефтям согласно [168] относятся нефти, вязкость которых в пластовых условиях превышает 30 мПа·с. Отмечается, что за пределами этой вязкости происходят осложнения при добыче нефти. Высоковязкие нефти подразделены на три группы. Первую группу составляют нефти вязкостью 30–100 мПа·с, вторую – 100–500 мПа·с и третью – свыше 500 мПа·с. Подавляющее число месторождений высоковязких нефтей Оренбуржья относятся к первой группе. Однако нефти ряда месторождений характеризуются достаточно высокой вязкостью или добыча нефти сопровождается образованием высоковязких эмульсий.

В настоящее время проблему подъема высоковязкой жидкости с помощью ШСНУ решают несколькими путями. Один из них – снижение вязкости жидкости в пласте, эксплуатационной колонне или в насосно-компрессорных трубах. Применяемые способы различны по техническому оформлению и могут быть разделены на две группы: подача в скважину химических реагентов – деэмульгаторов и растворителей и нагрев жидкости перед входом в насос.

Теоретические и практические аспекты применения деэмульгаторов рассмотрены в работах ряда авторов [33, 82–85, 157 и др.]. Подача деэмульгаторов в скважину применяется довольно эффективно в практике добычи нефти. Так, в УГНТУ разработаны и с положительным эффектом испытаны способы подачи химреагентов как в затрубное пространство скважины, так и непосредственно на прием штангового насоса. Для этой цели сконструирована целая серия дозаторов. Авторы указывают, что наиболее эффективной является подача химреагента непосредственно на прием штангового насоса.

Получили распространение способы, состоящие в механическом воздействии на структуру жидкости или нефти с целью ее разрушения. Такой метод разработан и применен в НГДУ «Туймазанефть» (Башкортостан) при эксплуатации скважин УЭЦН [85].

Во ВНИИнефти для этой цели использован «Шнек», монтируемый в хвостовике перед приемом глубинного штангового насоса. По данным авторов, применение этого устройства позволило увеличить производительность штангового насоса на 20 %.

Скважинные нагреватели применяли давно. Промышленность освоила специальный комплекс оборудования для прогрева скважин 1УС-1500. Основным узлом комплекса является электронагреватель ТЭН – трехфазная печь сопротивления, состоящая из U-образных или прямых трубчатых нагревательных

элементов и опускаемая в освобожденную от оборудования скважину на кабель-канате, где и выдерживается в течение определенного времени. Мощность нагревателя до 88 кВт, температура нагрева до 125 °С.

Разработан нагреватель для спуска в затрубное пространство диаметром 20 мм, мощностью 9,45 кВт, температурой нагрева до 125 °С и допустимым рабочим давлением среды 15 МПа.

В ТатНИПИнефти разработана серия скважинных электронагревателей индукционного типа, которые могут монтироваться на приеме или выкиде насоса и работать одновременно с ним.

Анализ отечественной и зарубежной техники и технологии для добычи вязких нефтей и водонефтяных эмульсий позволяет констатировать следующее.

Вязкие нефти и водонефтяные эмульсии многих нефтяных месторождений относятся к неньютоновским жидкостям, эффективная вязкость которых зависит от обводненности откачиваемой жидкости и режима их движения в трубах [33, 53, 56 и др.].

По данным М.Д. Валеева, при движении колонны штанг в среде жидкости вязкостью $7 \cdot 10^4$ мПа·с гидравлическое сопротивление достигает $15 \cdot 10^3$ Н. Эти данные получены при исследовании скважин Арланского нефтяного месторождения [168].

По данным Л.С.Каплана [82], коэффициент полезного действия ШСНУ при откачке высоковязких нефтей карбона и их смесей снижается до 0,18–0,15.

Технологические приемы, применяемые на ряде месторождений страны, в том числе и в ОАО «Оренбургнефть», не являются радикальными. Они сводятся в основном к уменьшению числа ходов полированного штока, увеличению длины хода и росту диаметров насосов, труб и штанг.

Между тем в ОАО «Оренбургнефть» и других нефтяных регионах получили применение технологии и техника, которые существенно улучшают показатели эксплуатации скважин при добыче высоковязких нефтей и водонефтяных эмульсий с помощью ШСНУ.

Ряд промысловых исследований по изысканию способов повышения эффективности добычи высоковязких нефтей выполнен на Тананьском месторождении. Нефть пласта Б₂ Тананьского месторождения обладает в поверхностных условиях повышенной вязкостью, которая колеблется в широких пределах и зависит от времени релаксации эмульсии:

Средняя глубина залегания продуктивных пластов, м	2789
Эффективная нефтенасыщенная толщина, м	5,2
Пористость пород, %	21
Проницаемость пород, мкм ²	0,144
Давление насыщения нефти газом, МПа	7,2
Текущая обводненность добываемой жидкости, % (по массе)	68
Начальное пластовое давление, МПа	31,5
Текущее пластовое давление, МПа	29
Температура пласта, °С	51
Плотность нефти в пластовых условиях, кг/м ³	899
Плотность дегазированной нефти в поверхностных условиях, кг/м ³	931
Вязкость нефти в пластовых условиях, мПа·с	32
Вязкость дегазированной нефти в поверхностных условиях, мПа·с	270–1000
Содержание, % (по массе):	
серы	3,08
парафина	6,4
смола	13
асфальтенов	9,7
Газовый фактор, м ³ /т	26,5
Относительная плотность газа по воздуху	1,085
Содержание сероводорода в газе, % (по массе)	Нет
Плотность пластовой воды, кг/м ³	1183
Объемный коэффициент нефти при начальном пластовом давлении ...	1,07

Замеры ротационным вискозиметром через сутки после отбора пробы безводной нефти из скв. 275 позволили получить при градиенте скорости 27 с^{-1} данные о динамической вязкости нефти при различных температурах.

Температура, °С	10	20	30	40	50
Вязкость, мПа·с	493	258	140	100	67

С целью оценки значения температуры в зоне подвески штангового насоса и, следовательно, вязкости на приеме получены данные замеров температуры по стволу простаивающей скв. 1502 глубинным термографом:

Глубина спуска прибора, м	295	595	995	1195	1395	1695	2500	2600	2900
Температура, °С	12	16	20	22	24	28	49	51	55

Поскольку самая распространенная глубина спуска штанговых насосов на Тананыкском месторождении находится в пределах 1100–1300 м, то температура в области приема составит 21–23 °С, а вязкость жидкости на приеме изменяется в пределах 200–250 мПа·с. Это в 2 раза превышает предельно допустимое значение, регламентированное техническими условиями для серийных штанговых насосов.

Нефти ряда других месторождений Оренбургской области характеризуются высокой вязкостью.

В промысловых условиях объектов ОАО «Оренбургнефть» прошли испытания следующие способы повышения эффективности процессов добычи высоковязких нефтей и водонефтяных эмульсий.

1. Применение электронагревателей конструкций ТатНИПИнефти типов ЭНС-50 и НЭСИ-50-122.

2. Способ подъема высоковязкой нефти, предложенный ВНИИСПТнефтью.

3. Применение специальных насосов.

ИСПЫТАНИЕ СКВАЖИННЫХ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Испытание электронагревателей проводилось в скважинах пласта Б₂ Тананыкского месторождения, характеризующихся вязкими нефтями, добыча которых штанговыми насосами без проведения дополнительных мероприятий практически невозможна.

Одним из методов уменьшения вязкости нефти является нагрев жидкости на приеме насоса. Для этой цели использовались электронагреватели типа НЭСИ-50-122, разработанные Тат-НИПИнефтью и изготовленные Бугульминским заводом РЭТО.

По результатам промысловых испытаний можно сделать следующие выводы:

электронагреватель в области его установки повышает температуру до 90 °С, что обеспечивает снижение вязкости жидкости, поступающей в насос, до 60 мПа·с, а это соответствует техническим условиям нормальной работы штангового насоса;

электронагреватель может быть размещен как ниже приема насоса, так и в любом интервале подъемника.

Однако конструкция нагревателя требует усовершенствования. В частности, необходимо повысить надежность узла токоввода, улучшить герметичность нагревателя, изменить конструкцию термодатчика. Для устранения эксплуатационных причин отказа необходимо при монтаже установок с нагревателями выполнять следующие требования:

комплектовать установки кабелем с более надежной изоляцией;
проводить ревизию и испытание на стенде-скважине установки перед вывозом на скважину;

поручать монтаж установки обученному персоналу.

ПОДЪЕМ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ ПО ЗАТРУБНОМУ ПРОСТРАНСТВУ СКВАЖИНЫ

Технология транспортировки нефти по затрубному пространству, предложенная во ВНИИСПТнефти, состояла в разбавлении высоковязкой нефти маловязким разбавителем с одновременной изоляцией движущейся колонны штанг от взаимодействия с добываемой жидкостью.

Это достигается применением следующей технологической схемы (рис. 2.4).

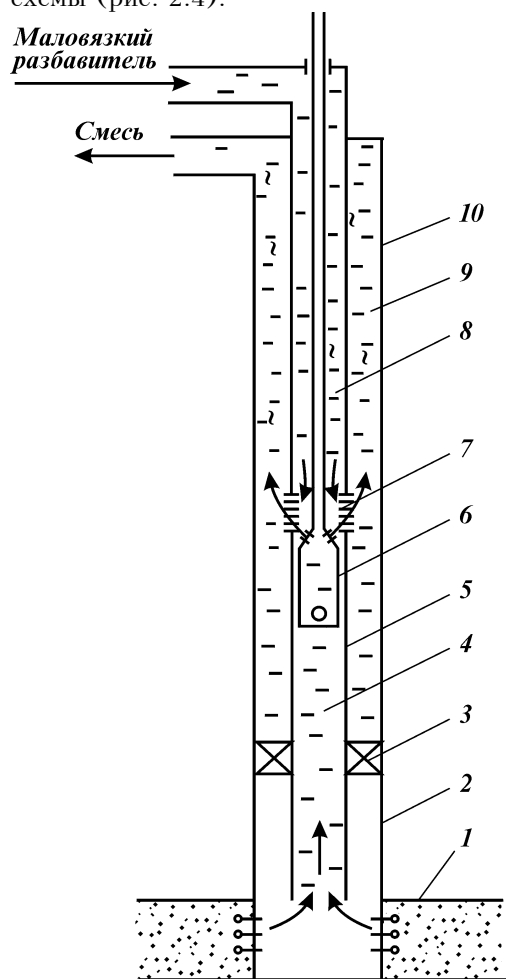


Рис. 2.4.
Принципиальная технологическая схема подъема высоковязкой нефти ВНИИСПТнефти:

1 — продуктивный пласт; 2 — обсадная колонна; 3 — пакер; 4 — скважинная жидкость; 5 — насосно-компрессорные трубы; 6 — штанговый насос; 7 — муфта с отверстиями; 8 — маловязкий разбавитель; 9 — смесь скважинной жидкости и разбавителя; 10 — колонна штанг

Штанговый насос 6 опускают в скважину на возможно большую глубину с целью исключения влияния газа на его работу. Затрубное пространство ниже приема насоса разобщается пакером 3, выше насоса монтируют муфту с отверстиями 7. В насосно-компрессорные трубы 5 насосом, установленным на поверхности, подается маловязкий разбавитель 8, которым может служить легкая нефть. Соотношение расходов разбавителя и скважинной жидкости подбирается по лабораторным исследованиям.

Выброс смеси производится через затрубное пространство.

Способ опробован на скважинах Тананыкского месторождения.

В результате испытаний промысловых экспериментов на указанном месторождении установлено:

способ технологически прост, конструкция устройства не сложна в осуществлении;

колонна штанг перемещается в среде маловязкой жидкости и, следовательно, воспринимает меньшие нагрузки от гидродинамического трения;

образовавшаяся смесь небольшой вязкости поднимается по затрубному пространству, живое сечение которого в 3 раза больше сечения НКТ. В связи с этим гидравлические потери на трение в подъемном канале также уменьшаются, что в целом ведет к увеличению продолжительности работы штанг между ремонтами;

существенным недостатком технологической схемы является смешивание высоковязкой нефти с разбавителем на выкиде насоса, а сам насос работает в среде вязкой нефти, что значительно уменьшает его подачу.

ШТАНГОВЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ПОДЪЕМА ВЯЗКОЙ НЕФТИ, РАЗРАБОТАННЫЕ В ОАО "ОРЕНБУРГНЕФТЬ"

Учитывая несовершенство существующих технологических схем и оборудования для подъема на дневную поверхность высоковязких жидкостей, в НПУ ОАО «Оренбургнефть» разработали и внедрили несколько собственных конструкций оборудования.

Скважинный штанговый насос (рис. 2.5) так же, как и установка ВНИИСПТнефти, ориентирован на применение разбавителя. Принципиальным отличием конструкции является то, что разбавитель подается не на выкид насоса, а в область приема, и, следовательно, устраняется главный недостаток предыдущей конструкции: насос работает в среде смеси, т.е. в

жидкости небольшой вязкости [18]. Это достигнуто путем монтажа смесителя 4 под приемом насоса 5 и образования канала для гидравлической связи затрубного пространства с поднасосной областью (см. рис. 2.5).

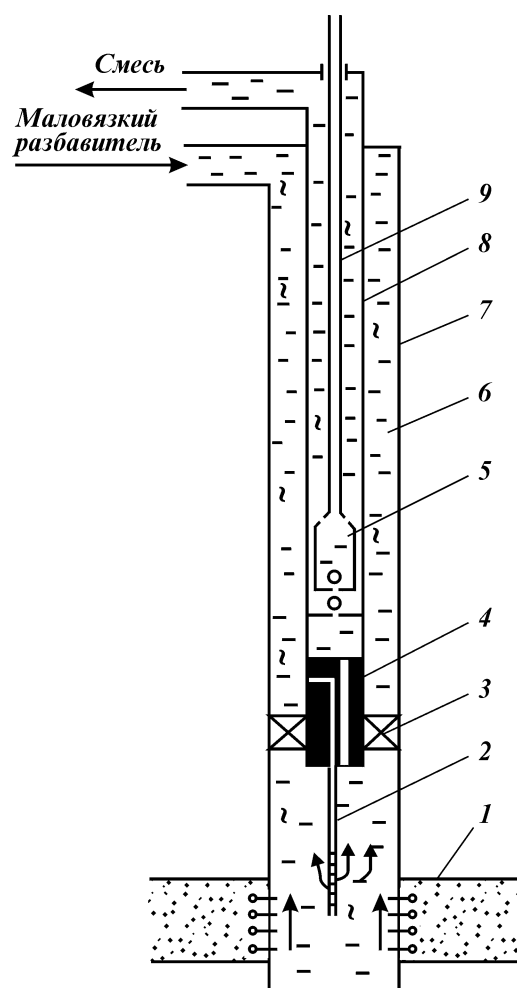
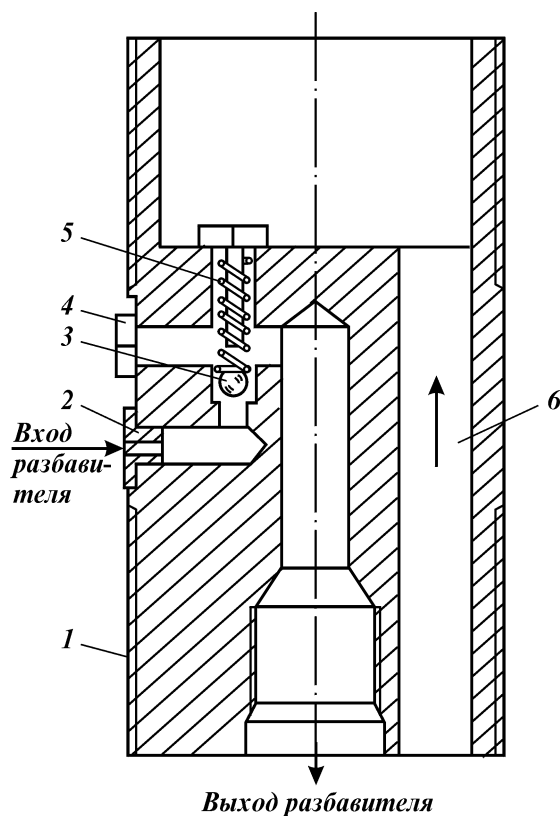


Рис. 2.5.
Принципиальная технологическая схема подачи высоковязкой жидкости с помощью ШГН, разработанная в ОАО "Оренбургнефть" [18]:

1 – продуктивный пласт; 2 – канал для подачи разбавителя; 3 – пакер; 4 – смеситель; 5 – ШГН; 6 – затрубное пространство; 7 – обсадная колонна; 8 – насосно-компрессорные трубы; 9 – колонна штанг

Разбавитель по этой схеме подается через затрубное пространство, а смесь скважинной жидкости и разбавителя поднимается по НКТ.

**Рис. 2.6. Схема
смесителя
разбавителя с
высоковязкой
скважинной
жидкостью:**
1 – корпус; 2 –
штуцер; 3 – клапан;
4 – пробка; 5 –
пружина клапана; 6 –
приемный
канал насоса



Одним из основных элементов рассматриваемой схемы является смеситель специальной конструкции. Смеситель (рис. 2.6) представляет собой систему каналов, через которые разбавитель подается в область приема насоса, а его смесь с высоковязкой жидкостью поступает в насос. Дозировка разбавителя в скважину регулируется уровнем жидкости в затрубном пространстве и изменением диаметра отверстия в штуцере 2. Клапан 5 смесителя позволяет закрыть затрубное пространство при проведении различных технологических операций, например промывок через НКТ.

Возможность снижения вязкости высоковязкой жидкости путем смешивания ее с менее вязкой нефтью была экспериментально подтверждена в промысловых условиях на Тананыкском месторождении в скв. 275, эксплуатирующей пласт Б₂. В эту скважину подавалась легкая нефть скв. 281,

Таблица 2.8

Динамика вязкости (в мПа·с) смеси нефтей пластов Б₂ и Т₁ Тананыкского месторождения при различных температурах

Температура, °С	Соотношения объемов нефтей пластов Т ₁ /Б ₂ , %						
	10 : 90	20 : 80	40 : 60	50 : 50	60 : 40	70 : 30	80 : 20
10	258	114	89	57	43	31	31
20	175	100	83	54	42	31	31
30	132	83	72	52	40	31	31
40	100	54	54	43	31	31	31
50	72	53	43	32	31	31	31

работающей из пласта Т₁, в пропорциях, оптимальные значения которых получены в результате лабораторных исследований (табл. 2.8).

Поскольку из ряда скважин пласта Б₂ Тананыкского месторождения добывается водонефтяная эмульсия, было решено оценить ее вязкость при смешивании с нефтью пласта Т₁ при водосодержании, равном 30 %.

Получено, что при температуре 20 °С и вязкости исходной эмульсии пласта Б₂ 774 мПа·с добавка легкой нефти пласта Т₁ приводит к снижению вязкости до следующих значений: при добавлении 30 % (по объему) – до 100 мПа·с; 40 % – до 91 мПа·с; 50 % – до 57 мПа·с.

Были также получены соответствующие данные об использовании в качестве разбавителя дизельного топлива.

Дозирование последнего в нефть скв. 275 пласта Б₂ при температуре 20 °С в количестве 10, 20, 30 % от объема смеси привело к изменению вязкости соответственно до 157, 100, 86 мПа·с.

Исследования показали, что путем смешивания вязкой нефти пласта Б₂ и легкой нефти пласта Т₁ Тананыкского месторождения в определенном соотношении можно получить приемлемое значение вязкости смеси на приеме штангового глубинного насоса и обеспечить удовлетворительную эксплуатацию скважины.

Промышленные испытания указанной технологии были проведены на скв. 296 пласта Б₂ подачей маловязкой нефти из скв. 1526 пласта Т₁. Характеристика условий работы скв. 296 следующая:

Эксплуатационная колонна, мм	146
Глубина скважины, м	2870
Интервал перфорации, м	2806–2815
Искусственный забой, м	2844
Текущее пластовое давление, МПа	26,0

Скважинное оборудование:

насосно-компрессорные трубы:

диаметр, мм 73
глубина спуска, м 1256

насосные штанги:

диаметр, мм 22
глубина спуска, м 1256

Глубина спуска хвостовика с воронкой, м 1485

Пакер:

тип ПВМ-122
глубина установки, м 1300

Штанговый насос:

тип НСН-25-44
глубина спуска, м 1260

Глубина спуска смесителя, м 1280

Контроль за работой ШСНУ в процессе испытания осуществлялся с помощью эхометрии и динамографирования.

Результаты замеров уровней приведены в табл. 2.9.

Таблица 2.9

Дни работы после пуска ШСНУ	Время, ч	Динамический уровень жидкости, м	Буферное давление, МПа	Характеристика откачиваемой жидкости
1	10	517	—	—
1	15	780	1,4	Вода
2	9	900	1,4	"
3	9	450	—	Эмульсия
4	9	403	—	Отсутствие подачи

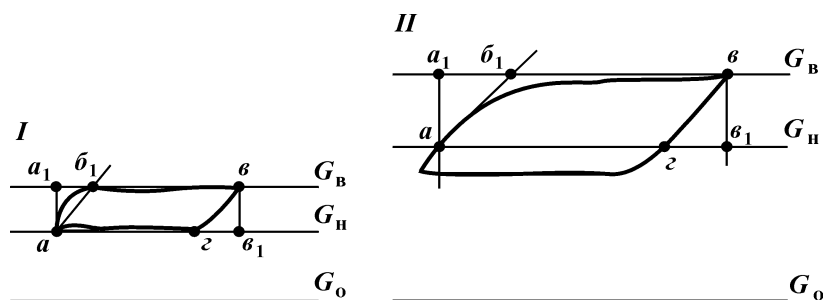


Рис. 2.7. Динамограммы работы ШСНУ на скв. 296 Тананыкского месторождения, снятые при подаче разбавителя при $n = 61/\text{мин}^{-1}$ и $S = 1,5$ м:

I – 24.07.91 г. в 10.00; II – 06.08.91 г. в 15.40; a, a_1, b_1, b, e_1, z – характерные точки динамограммы; G_0, G_b, G_n – нагрузка на головку балансира СК нулевая, при ходе вверх и при ходе вниз соответственно

Обработка динамограмм скв. 296 (рис. 2.7) произведена по известной методике с использованием полученных величин на контуре динамограммы и принятых масштабов длины хода полированного штока и действующих сил на головку балансира. Результаты обработки приведены в табл. 2.10.

Анализ результатов обработки динамограмм показал: глубинный насос работает удовлетворительно; влияние газа на работу насоса практически отсутствует; некоторая разница в вычислении длины хода полированного штока (1,4; 1,6; 1,53; 1,47 м) объясняется погрешностью записи; отклонение начертания динамограммы от эталонной указывает на небольшие утечки жидкости в НКТ.

Таблица 2.10

Результаты расчетов по обработке динамограмм ШСНУ на скв. 296

Показатель	Номера замера			
	1	2	3	4
Максимальная и минимальная нагрузки на головку балансира, кН:				
$G_{\max}$	89,22	39,8	6,50	67,5
$G_{\min}$	22,1	19,6	38,3	38,3
Длина хода полированного штока, м	1,40	1,60	1,53	1,47
Потеря хода за счет удлинения колонны штанг, м	0,20	0,20	0,25	0,26
Потеря хода за счет сокращения длины колонны штанг, м	0,27	0,36	0,30	0,30
Длина хода плунжера, м	0,90	1,04	0,98	0,86
<i>Примечание.</i> Замеры 1 и 2 выполнены через 30 мин, замеры 3 и 4 через 10 мин, продолжительность работы ШСНУ между замерами 2 и 3 10 сут.				

**СПЕЦИАЛЬНЫЙ ШТАНГОВЫЙ НАСОС
ДЛЯ ДОБЫЧИ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ**

Совершенствование конструкции насосного оборудования для подъема вязкой жидкости привело к созданию специального насоса (рис. 2.8) [16].

Принципиальной особенностью насоса является применение узлов, обеспечивающих принудительное наполнение цилиндра насоса вязкой жидкостью – силового насоса 8 и шнека 13. Насос включает в себя плунжер 3 с нагнетательным клапаном 2, соединенный сверху с автосцепом 1, а снизу посредством штанги 4 – с силовым насосом 8. Последний снабжен клапаном 9, приемной 7 и нагнетательной 10 полостями, связанными гидролиниями 6 и 11 с гидромотором 12. Гидромотор 12 с помощью муфты 5 жестко соединен со шнеком 13. Причем

гидромотор, муфта и шнек выполнены полыми и через них пропущена штанга 4.

Работа насоса происходит следующим образом. При ходе плунжера 3 насоса вниз его поступательное движение через насосную штангу 4 передается плунжеру силового насоса 8-А. При этом клапан 9 закрывается и рабочая жидкость, находящаяся в полости 10, по гидролинии 6 поступает в гидромотор 12. Вращение гидромотора через муфту 5 передается шнеку 13, и он перемещает вязкую жидкость, заполняющую пространство между лопатками, через окно А к приему полого плунжера 3 через канал Б и далее через открытый клапан 2 в надплунжерную область. При ходе плунжера 3 вверх клапан 2 закрывается под давлением находящейся в НКТ жидкости, и столб жидкости перемещается к устью скважины. Силовой плунжер 8 также движется вверх,

**Рис. 2.8. Схема специального
сква-жинного насоса [16]**

клапан 9 при этом открывается, образуя канал для перетока жидкости из полости 7 в полость 10. Одновременно часть жидкости возвращается в камеру винтового насоса (шнека). Далее цикл повторяется.

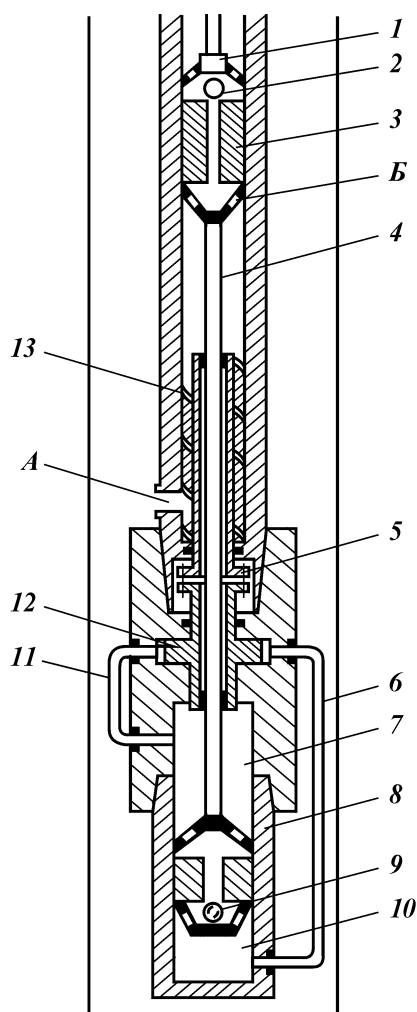
Применение шнека позволяет, во-первых, разрушить структуру вязкой жидкости, во-вторых, увеличить коэффициент наполнения насоса.

Сборка насоса описанной конструкции производится в мастерской. Затем он вывозится на скважину. Узлы установки – силовой насос, гидромотор, шнек, гидролинии представляют собой единый блок, который спускается в скважину на НКТ. Штанги опускаются отдельно и сочленяются с плунжером 3 с помощью автосцепы 1.

УСТАНОВКА СКВАЖИННОГО ШТАНГОВОГО НАСОСА С ГЛУБИННЫМ САЛЬНИКОМ

Особенностью конструкции насоса является работа колонны штанг в среде маловязкой жидкости, а подъем высоковязкой жидкости осуществляется по затрубному пространству. Выброс жидкости в затрубное пространство производится при ходе плунжера насоса вверх через каналы, сообщающие цилиндр с затрубным пространством. Установка состоит из узла плунжерного насоса, узла сальника и пакера (рис. 2.9).

Корпус 7 крепится к насосно-компрессорным трубам и снабжается U-образной канавкой А, выполненной на его внутренней поверхности. В нижней части корпуса смонтирован цилиндр



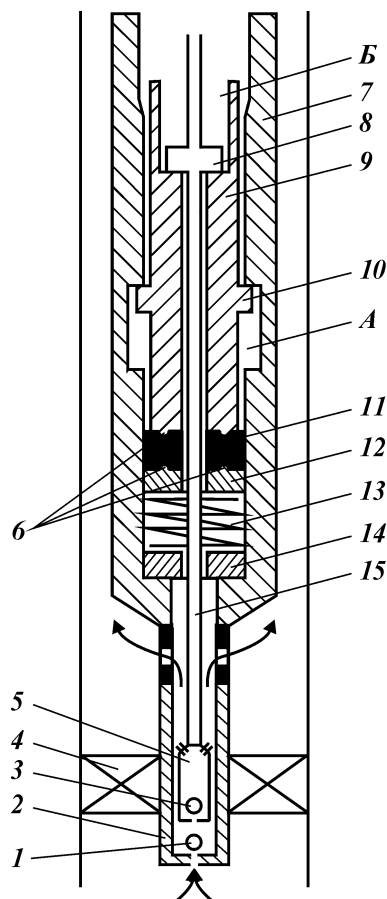


Рис. 2.9. Схема глубинного сальника
(А.с. № 1724935)

насоса 2 со всасывающим 1 и нагнетательным 3 клапанами и плунжером 5. Полированный шток 15 плунжера 5 связан с колонной штанг и имеет в верхней части жестко закрепленную пластину 8. Внутри корпуса 7 устанавливается полый упорный стакан 9 с направляющими пальцами 10. Стакан в верхней части имеет разрез *Б*, в нижней – раскливающее кольцо, опирающееся на сальник 11. Сальник снабжен механизмом подпружинивания, состоящим из опорных втулок 12, 14, пружины 13 и раскливающего кольца 6.

Установку опускают в скважину в следующей последовательности.

В мастерской монтируют сборку из уплотнительного узла 11, полированного штока 15, плунжера 5. Затем в скважину опускают корпус 7 с цилиндром 2, устанавливают пакер 4 и

спускают сборку. По мере подхода пальцев 10 к корпусу 7 поворотом штанговой колонны их ориентируют таким образом, чтобы они вошли в U-образную канавку *А*. Затем весом штанговой колонны сжимают пружину 13 с последующим поворотом колонны по часовой стрелке, вследствие чего пальцы 10 перемещаются по U-образной канавке в корпусе 7.

После разгрузки колонны под действием пружины 13 пальцы 10 фиксируются.

Все операции по установке уплотнительного узла проводят с устья скважины посредством штанговой колонны и жестко закрепленной на ней поворотной пластины 8, взаимодействие которой с полым стаканом 9 обеспечивает ориентацию пальцев 10 в корпусе 7.

После установки уплотнительного узла штанговую колонну поднимают на 30–40 см с таким расчетом, чтобы поворотная пластина 8 вышла из разреза *Б*. Эта операция не противоречит правилам установки плунжера 5 в насосе 2, поскольку всегда выполняется после спуска ШГН в скважину. После монтажа подвески колонны штанг и крепления ее к головке балансира установку запускают в работу.

Демонтаж уплотнительного узла и подъем оборудования производятся в обратной последовательности. Слив жидкости из колонны НКТ происходит при подъеме насоса.

ШТАНГОВАЯ ГЛУБИННО-НАСОСНАЯ УСТАНОВКА С ТАРЕЛЬЧАТЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Установка (рис. 2.10) [22] предназначена для повышения эффективности эксплуатации скважин, продуцирующих вязкую жидкость путем улучшения условий всасывания, нагнетания и снижения динамических нагрузок на колонну насосных штанг.

Установка включает в себя укороченный цилиндр 1, в теле которого выполнено сливное отверстие 2; полый плунжер 3, кинематически связанный с колонной штанг 12; всасывающий 6 и нагнетательный 8 клапаны с запорными элементами 5 и 4.

Колонна штанг 12 снабжена жестко с ней связанными

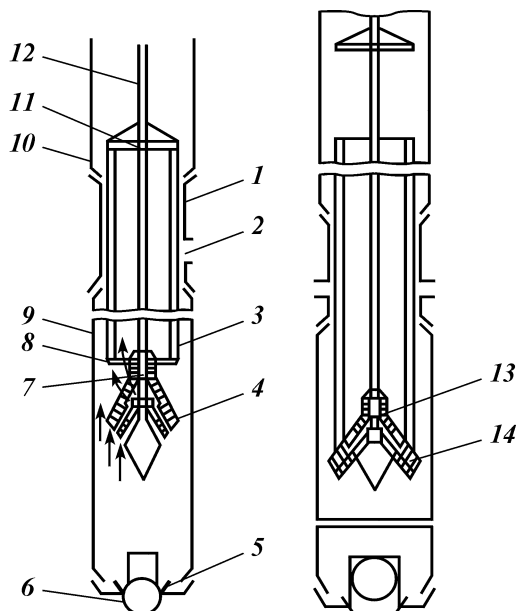


Рис. 2.10. Скважинная
штанговая насосная
установка [20]

толкателями 7 и 11, на нижнем из которых 7 размещен запорный элемент 4, выполненный в виде набора отдельных, свободно расположенных на колонне штанг тарельчатых элементов 13 и 14, перекрывающих друг друга при ходе вверх. Колонна штанг расположена с учетом возможности возвратно-поступательного движения внутри плунжера 3. Цилиндр 1 снизу снабжен патрубком 9, жестко связанным с цилиндром.

Установка работает следующим образом. При ходе штанг 12 вверх запорный элемент 4 нагнетательного клапана 8 плавно перекрывает полость плунжера 3 и перемещает его вверх вместе с заполнившей его полость жидкостью. Одновременно через всасывающий клапан 6 происходит поступление жидкости в патрубок 9 и в подплунжерную полость.

При ходе плунжера вниз запорный элемент 4 открывает клапан 8 и жидкость заполняет полость плунжера. При этом всасывающий клапан 6 закрыт.

В процессе работы сквозное отверстие 2 в стенке цилиндра 1 должно быть постоянно перекрытым. Оно служит для промывки скважины. Для этого несколько приподнимают колонну штанг выше цилиндра и тем самым сообщают полость НКТ с затрубным пространством скважины.

Монтаж установки производится в следующем порядке. Вначале на колонне НКТ 10 опускают цилиндр 1 в сборе с патрубком 9 и всасывающим клапаном 6. Затем на колонне штанг опускают запорный элемент 4 с тарельчатыми элементами 13 и 14, плунжером 3 и толкателями 7 и 11.

СПЕЦИАЛЬНЫЙ НЕВСТАВНОЙ ШТАНГОВЫЙ НАСОС

Насос НГНС рассчитан на подачу до $190 \text{ м}^3/\text{сут}$ при ходе плунжера до 3000 мм (рис. 2.11). Он выполнен из двух плунжеров, последовательно соединенных полым штоком. Нижний плунжер 2 имеет больший диаметр и два установленных один над другим клапана: всасывающий 3 и нагнетательный 4. Верхний плунжер снабжен автосцепом 8.

Поскольку в скважинах с вязкой жидкостью при ходе штанг вниз возникают значительные гидравлические сопротивления, вызывающие изгиб штанг, такая конструкция насоса позволяет утяжелить колонну при ходе вниз. Это достигается следующим образом.

При движении вниз в межплунжерном пространстве вследствие разностей площадей нижнего и верхнего плунжеров возникает разрежение, и туда устремляется жидкость через нижний кла-

Рис. 2.11. Насос НГНС:

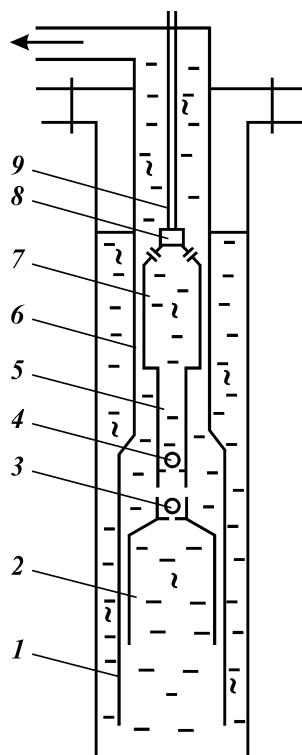
1, 2 – цилиндр и плунжер нижнего насоса; 3, 4 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 5 – полый шток; 6, 7 – цилиндр, плунжер верхнего насоса; 8 – автосцеп; 9 – штанги

пан 3. Верхний клапан 4 при этом закрыт давлением столба жидкости в НКТ. За счет этого создается натяжение штанг – гидравлический тяжелый низ.

При ходе вверх жидкость, заполнившая межплунжерное пространство, вытесняется через нагнетательный клапан 4 и полый шток в НКТ.

Насос снабжен сливным устройством золотникового типа и автосцепом известных конструкций.

Вставной насос такого типа для откачки вязкой жидкости по конструкции отличается от невставного только наличием замкового узла, выполняемого в верхней части насоса вместо автосцепа и сливного клапана.



ШТАНГОВЫЙ НАСОС

Насос НСВ-1ВП является дифференциальным плунжерным устройством одинарного действия (рис. 2.12), состоящим из двух плунжеров 2 и 5, перемещающихся соответственно в цилиндрах 3 и 6. Плунжеры соединены жестко полым штоком 4. Нижний насос меньшего диаметра выполняет роль откачивающего насоса, работающего как обычный серийный насос. Верхний насос является силовым, создающим дополнительные усилия, за счет которых нижний плунжер проталкивается в цилиндр при ходе вниз, преодолевая гидравлические сопротивления в самом насосе и НКТ.

Дополнительная сила образуется за счет гидростатического давления, действующего на разность площадей верхнего и нижнего плунжеров.

Максимальная производительность насоса 63 м³/сут, ход плунжера 3000 мм, предельная глубина спуска 1200 м. Разработан в б. АзНИПИнефти.

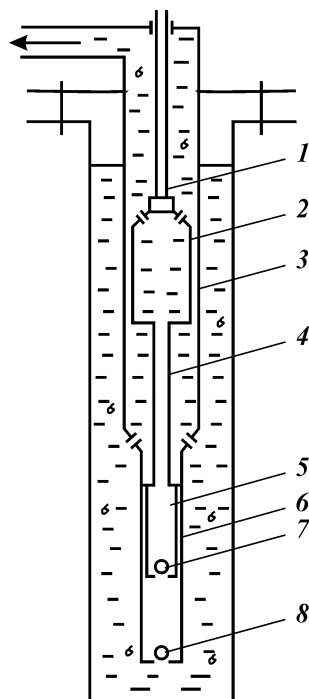


Рис. 2.12. Насос НСВ-1ВП:

1 – колонна штанг; 2, 3 – плунжер и цилиндр верхнего насоса; 4 – полый шток; 5, 6 – плунжер и цилиндр нижнего насоса; 7, 8 – нагнетательный и всасывающий клапаны

СКВАЖИННАЯ ШТАНГОВАЯ НАСОСНАЯ УСТАНОВКА С ШИРОКИМИ ПРОХОДНЫМИ КАНАЛАМИ КЛАПАНОВ [122]

Недостаточная пропускная способность клапанных узлов существующих штанговых насосов [40, 148, 150] из-за малых размеров проходных каналов клапана и плунжера при откачке вязкой жидкости является одной из главных причин снижения эффективности их работы.

При использовании невставных ШГН для подъема высоковязкой нефти и эмульсий возникает зависание колонны штанг при ходе головки балансира вниз. По данным теоретических исследований значение

вязкости откачиваемой жидкости, при которой происходит зависание штанг, зависит от диаметра НКТ, штанг и составляет около 10 Па·с. Однако в промысловых условиях зависание колонны штанг наблюдается при вязкости жидкости менее 1 Па·с.

Одной из причин зависания колонны штанг является то, что при ходе плунжера вниз объем жидкости, вытесненной через узкий канал седла нагнетательного клапана и канал плунжера, не успевает продавливаться в пространство над плунжером. Под плунжером создается кратковременное повышение давления, которое препятствует ходу вниз. Это можно рассмотреть на примере исполнения невставного штангового насоса.

Невставной штанговый насос НН2Б-44-30-15 имеет плунжер диаметром 43,5 мм, диаметр шарика нагнетательного клапана 25,4 мм, а его седла 22 мм. Диаметр шарика приемного клапана 28,57 мм, а диаметр канала седла 24,7 мм. Отношение площади плунжера к площади канала седла нагнетательного клапана составляет 3,91, а приемного клапана 3,1. Следовательно, клапаны выполнены в виде гидравлического сужающегося устройства, на котором возникает повышенное гидравлическое сопротивление. Таким же образом выполнены

невставные штанговые насосы по стандарту Американского нефтяного института [40].

Устранение отмеченных недостатков ШГН в работе [122] достигается путем увеличения площади проходных каналов клапанов насоса до размера поперечной площади плунжера.

Скважинная штанговая насосная установка состоит (рис. 2.13) из подъемной трубы (НКТ) 11, муфты 10 с установочными винтами 9, цилиндра 8 насоса и его плунжера 6, имеющего окна 7 для приема осевшей механической примеси и резьбу для присоединения штанги. На нижнем конце плунжера установлена пробка-заглушка 15. Цилиндр насоса с наружной резьбой на нижнем конце прикреплен к центру переводника 16, в стенке которого по окружности выполнены продольные каналы 17 для прохода жидкости. Переводник имеет наружную резьбу для присоединения корпуса 12 нагнетательного клапанного узла и муфтовую резьбу для закрепления совмещенного узла сливного и приемного клапанов. Цилиндр насоса заключен в трубный кожух 5, который образует кольцевое пространство 4 между цилиндром и внутренним диаметром кожуха. Корпус нагнетательного клапанного узла, выполненный в форме муфты, верхней частью присоединяется к кожуху, а нижней – к переводнику. Проходные каналы жидкости седла 1, имеющего форму втулки, выполнены в его стенке, при этом каналы расположены по окружности и по форме исполнения соответствуют каналам переводника. Седло с боковым выступом закрепляется к внутреннему выступу корпуса переводником так, чтобы совпадали проходные продольные каналы для жидкости. Через центральный канал седла пропущена нижняя часть цилиндра насоса. В кольцевом пространстве внутри корпуса над седлом расположен кольцевой затвор 2 ступенчатой формы, который образует кольцевое пространство между цилиндром и внутренним диаметром затвора. Ступенчатая часть затвора воспринимает усилие от пружины сжатия 3. Внутренний канал пружины сжатия обеспечивает достаточную кольцевую площадь для прохода жидкости вдоль наружной поверхности цилиндра.

Внутренняя поверхность корпуса нагнетательного клапана выполнена с продольными 13 и поперечными 14 канавками. Образующиеся каналы пересекаются между собой. Подпружиненный затвор снабжен окнами для пропуска жидкости в кольцевое пространство вдоль цилиндра насоса. В сливном клапане предусмотрен ограничитель хода плунжера вниз. Конструкция узла сливного и всасывающего клапанов представлена на рис. 2.14.

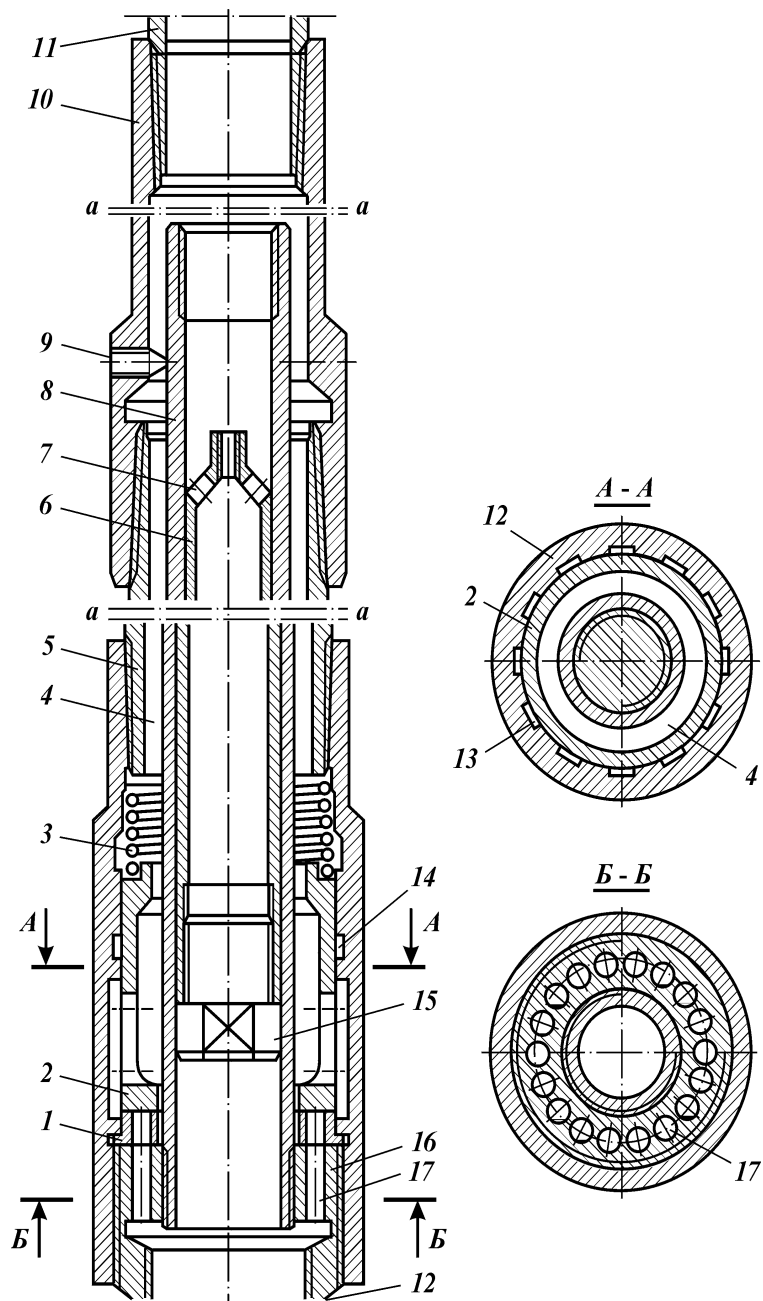


Рис. 2.13. Невставной штанговый глубинный насос с увеличенным проходным сечением клапанов [122]

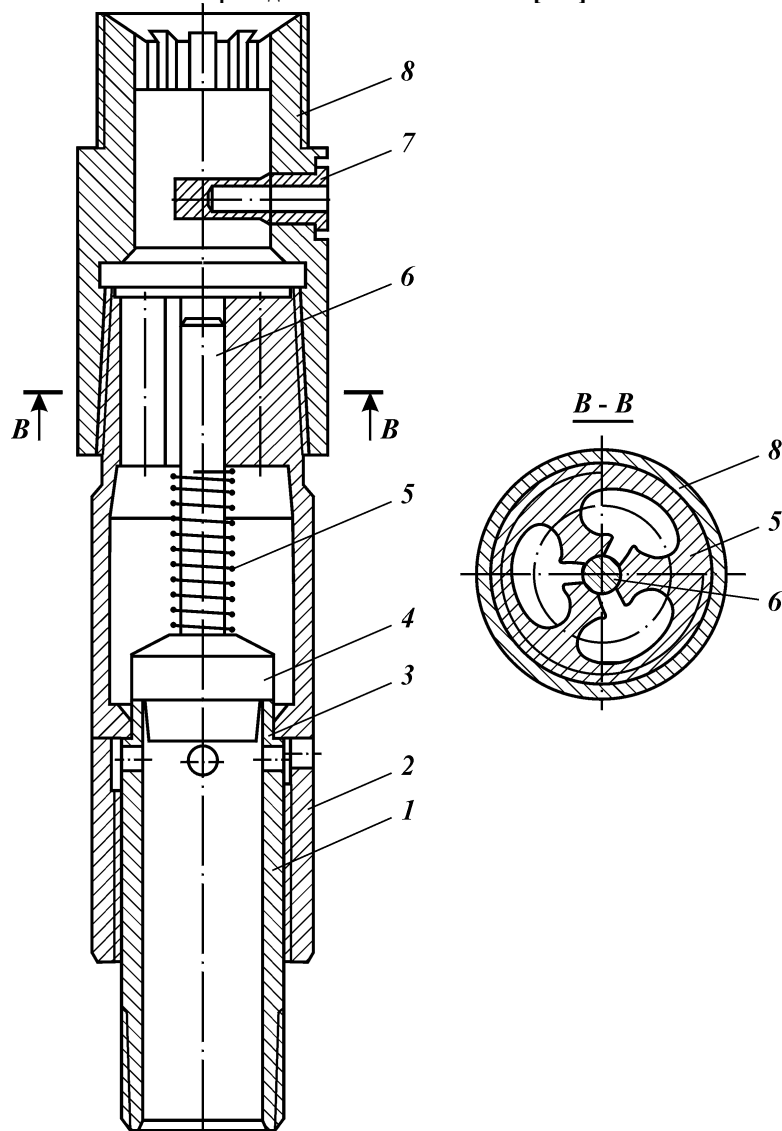


Рис. 2.14. Узел сливного и всасывающего клапанов ШГН:
1 – переводник для присоединения приемных устройств насоса; 2 – корпус клапана; 3 – седло клапана; 4 – клапан; 5 – пружина клапана; 6 – шток клапана; 7 – сливной клапан; 8 – корпус сливного клапана (переводник)

Скважинная штанговая насосная установка работает следующим образом (см. рис. 2.13). При ходе плунжера 6 вверх под его пробкой-заглушкой 15 образуется полость пониженного давления, кольцевой затвор 2 закрывает проходные каналы 17 жидкости на седле 1 и открывает подпружиненный тарельчатый приемный клапан. Объем жидкости, прошедший через приемный клапан, занимает переменный объем в подплунжерной полости. За счет равенства площадей проходных каналов клапана и плунжера практически не происходит изменение скорости потока. При относительно малой скорости движения жидкости обеспечиваются наименьшие потери напора в самом насосе.

В верхней мертвой точке хода плунжера под действием пружины закрывается приемный клапан. За счет наличия пробки-заглушки 15 в нижней части плунжера на него постоянно действует давление столба жидкости в НКТ. При ходе плунжера вниз уменьшается объем подплунжерной полости и соответственно увеличивается объем над плунжером. После выравнивания давлений жидкости над и под плунжером открывается кольцевой затвор 2, преодолевая усилие пружины 3. При этом приемный клапан закрыт. Жидкость из подплунжерной полости через край нижнего конца цилиндра 8 плунжером продавливается в продольные проходные каналы 17 переводника 16 и седла 1, далее жидкость проходит по кольцевому пространству 4 в корпусе 12 и в кожухе 5 и выходит в нагнетательную часть цилиндра. При ходе плунжера вниз подачи жидкости на дневную поверхность не происходит, а осуществляется выдавливание жидкости из подплунжерной полости в освободившийся объем над плунжером, т.е. по обводному каналу жидкость перетекает в нагнетательную часть цилиндра.

При ходе плунжера вверх уменьшается высота столба жидкости над плунжером и происходит подача жидкости на дневную поверхность, а в подплунжерной полости осуществляется процесс всасывания.

Спуск рассматриваемого ШГН в скважину производится в той же последовательности, какая принята для спуска обычных трубных штанговых насосов. Вначале на подъемных трубах спускается цилиндр с кожухом, в кольцевом пространстве которого закреплен нагнетательный клапанный узел. На нижней части переводника закрепляют совмещенный узел приемного и сливного клапанов. После закрепления трубного кожуха, цилиндра в переводнике и нагнетательного клапанного узла верхний свободный конец цилиндра 8 центрируют и закрепляют установочными винтами 9 на муфте 10 первой подъемной трубы 11. Проверяется достаточность расстояния между верхним

торцом цилиндра насоса и внутренним выступом в муфте первой подъемной трубы. Площадь прохода для жидкости не должна быть меньше площади плунжера. После монтажа НКТ на штангах спускают плунжер с заглушкой-пробкой на нижнем конце до посадки его на внутреннем буртике – ограничителе хода в сливном клапане. Ход полированного штока регулируется на устье скважины.

Конструкция плунжера с заглушкой-пробкой на нижнем конце дает возможность использовать его для скопления некоторого количества выпавшей сверху механической примеси. Поперечные 14 и продольные 13 канавки не только накапливают механические примеси, но и позволяют удалять их из зазора потоком жидкости в продольном канале корпуса в кольцевое пространство, предотвращая тем самым заклинивание подпружиненного затвора 2 механической примесью. Поперечные и продольные канавки также обеспечивают смазку затвора. Такое исполнение корпуса нагнетательного клапана и плунжера насоса позволяет уменьшить число отказов подпружиненного затвора.

Как показали промысловые испытания, ШГН с широкими проходными сечениями клапанов повышают эффективность подъема высоковязких жидкостей.

Кроме описанных конструкций существует также целый ряд насосов и устройств, так или иначе решающих проблему добычи высоковязкой нефти. Все они имеют свои преимущества и недостатки. Выбор того или иного технического решения определяется конкретными условиями и зависит от реологических свойств добываемой жидкости, конструкции скважины и геолого-физических и технологических условий разработки конкретной залежи. Имеется ряд других решений по выбору конструкций глубинно-насосного оборудования для добычи высоковязких жидкостей. Ограниченный объем книги не дает возможность продолжить их описание.

САМООЧИЩАЮЩИЙСЯ ФИЛЬТР ШТАНГОВОГО ГЛУБИННОГО НАСОСА

Предназначен для очистки фильтра, установленного на приеме насоса, от прилипания асфальтосмолопарафиновых образований на его наружной поверхности.

На рис. 2.15 представлен штанговый глубинный насос с самоочищающимся фильтром при ходе плунжера насоса вниз (а) и вверх (б). Самоочищающийся фильтр штангового насоса спускается в скважину 5 на колонне насосных труб 9 и состоит из перфорированного хвостовика 2, установленного в нижней части кожуха 7 и

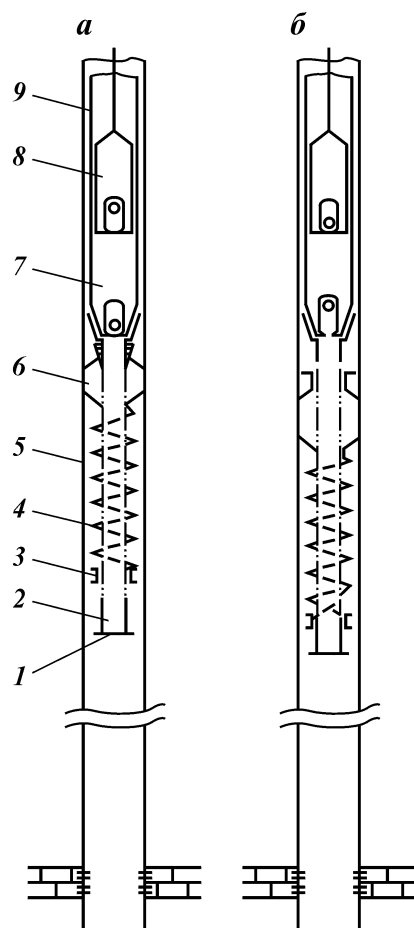


Рис. 2.15. Схема ШГН с самоочищающимся фильтром

связанного с ним, и очищающего устройства 4. Очищающее устройство 4 выполнено в виде спирали, охватывающей наружную поверхность перфорированного хвостовика 2. Связь перфорированного хвостовика 2 с нижней частью кожуха 7 выполнена в виде стопорного фонаря 6, в нижней части которого закреплен верхний конец спирали, а нижний конец последней снабжен кольцом 3, установленным с возможностью осевого перемещения относительно перфорированного хвостовика 2. Причем шаг витка спирали, в качестве которой может быть использована металлическая лента с закрепленными на ней щетками, меньше абсолютного значения деформации колонны насосных труб. Нижняя часть перфорированного

хвостовика 2 оборудована захватом 1, посредством которого самоочищающийся фильтр извлекается из скважины 5.

Самоочищающийся фильтр штангового насоса работает следующим образом.

После спуска штангового насоса в сборе с фильтром в скважину 5 плунжер 8 штангового насоса и очищающее устройство 4 занимают положение, представленное на рис. 2.15, а. При ходе плунжера штангового насоса вверх (см. рис. 2.15, б) колонна насосных труб 9, на которых подвешен штанговый насос, сокращается. При этом перфорированный хвостовик 2, жестко прикрепленный посредством резьбового соединения к кожуху 7

штангового насоса, перемещается вверх на значение сокращения колонны насосных труб 9. В это время очищающее устройство 4, прикрепленное к стопорному фонарю 6, перемещается относительно оси перфорированного хвостовика 2, поскольку стопорный фонарь 6 остается неподвижным относительно стенок скважины 5.

В момент перемещения спирали 4 с кольцом 3 в ее нижней части относительно перфорированного хвостовика 2 очищающего элемента 4 происходит очистка отверстий (не обозначены) хвостовика от механических примесей и парафина. При ходе плунжера штангового насоса вниз колонна насосных труб 9 удлиняется. Вследствие этого перфорированный хвостовик 2, жестко прикрепленный к кожуху 7 штангового насоса, перемещается вниз на значение удлинения колонны насосных труб, и процесс очистки отверстий хвостовика от механических примесей и парафина продолжается.

Значение деформации колонны насосных труб при работе штангового насоса рассчитывается по известным в практике нефтедобычи соотношениям.

2.4. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ШСНУ ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЗАТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ

ПЕРЕПУСК ГАЗА ИЗ ЗАТРУБНОГО ПРОСТРАНСТВА В ВЫКИДНУЮ ЛИНИЮ С ПОМОЩЬЮ КЛАПАННЫХ УСТРОЙСТВ

Повышение давления в затрубном пространстве приводит к росту противодействия на пласт и, следовательно, к уменьшению притока жидкости к забою, оттеснению уровня жидкости до приема насоса, попаданию газа в насос, снижению его подачи или аварийному выходу из строя.

Повсеместное применение на промыслах напорной системы сопровождалось ростом устьевых давлений скважин, что также вызывает увеличение затрубного давления.

Снижение давления газа в затрубном пространстве является значительным резервом увеличения добычи нефти, поэтому в разных нефтяных регионах эта техническая задача решается различными методами.

Наибольшее распространение получили устьевые обратные клапаны, монтируемые на затрубном патрубке или устьевой арматуре, схема конструкций которых приведена на рис. 2.16.

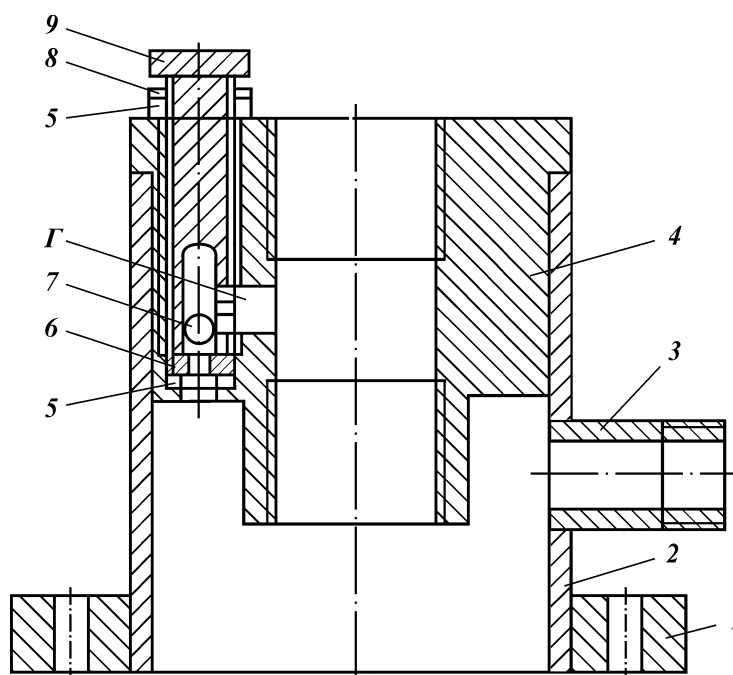


Рис. 2.16. Трубная головка с перепускным клапаном:

1 – опорный фланец; 2 – корпус; 3 – боковой отвод; 4 – несущая головка; 5 – уплотнительные прокладки; 6 – седло; 7 – шарик; 8 – контргайка; 9 – запорная пробка; Г – канал

Однако в зимнее время при низких температурах они замерзают, что снижает их эксплуатационную надежность. Кроме того, эти клапаны срабатывают только при условии повышения давления в затрубном пространстве до значения, превышающего давление в сборном трубопроводе. А поскольку давление в последнем зависит от длины трубопровода, его геодезической отметки, вязкости жидкости, т.е. от многих причин, и зачастую является высоким, в затрубном пространстве также поддерживается высокое давление.

Получили применение скважинные обратные клапаны сброса газа, монтируемые на НКТ (рис. 2.17). Они лишены недостатка, присущего устьевым клапанам, – не замерзают при низких температурах. Однако они срабатывают также при условии образования заданного перепада давления между затрубным пространством и трубопроводом.

Перспективным для условий объекта ОАО «Оренбургнефть» является способ принудительного сброса газа, разработанный нефтяниками Башкортостана (рис. 2.18).

Рис. 2.17. Скважинный клапан для

автоматического перепуска газа:

1 – штифт; 2 – пружина; 3 – шар;
4 – корпус клапана; 5 – муфта; А – канал движения

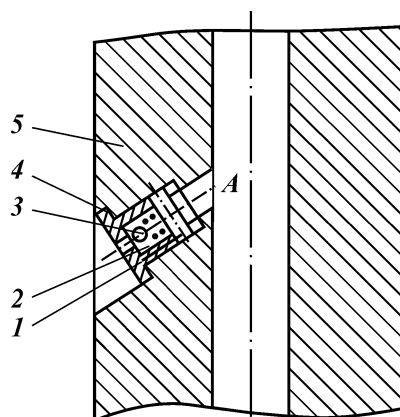
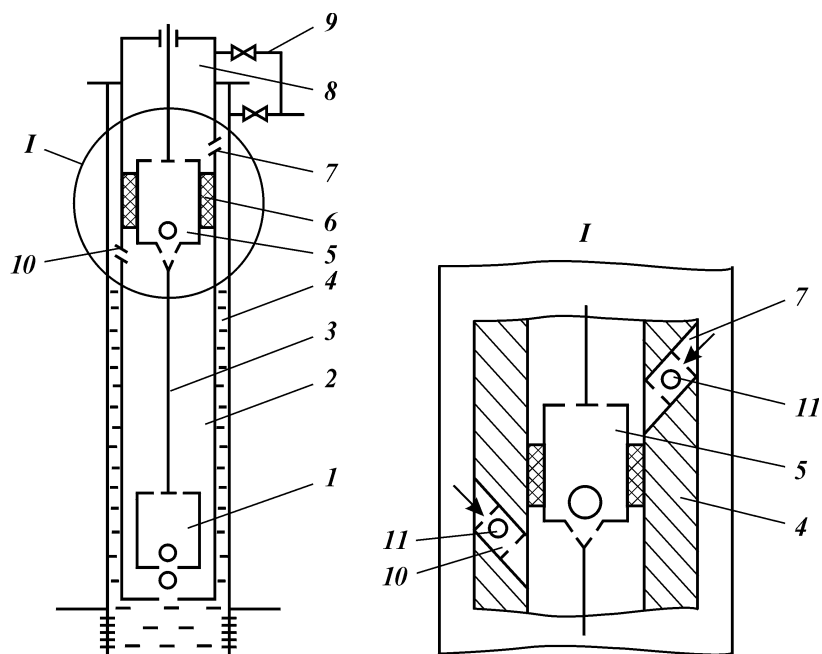


Рис. 2.18. Установка штангового насоса с поршневым газоперепускным клапаном:

1 – насос; 2 – НКТ; 3 – штанги; 4 – затрубное пространство; 5 – плунжер; 6 – сальники; 7, 10 – клапаны перепускные; 8 – полость НКТ; 9 – трубопровод; 11 – шар



Устройство состоит из полого плунжера 5 с упругими манжетами на его поверхности и обратным клапаном внутри и двух перепускных клапанов 7 и 10, монтируемых ниже и выше плунжера. Плунжер монтируется на колонне штанг на первой или второй из них от устья, а клапаны 7 и 10 – на расстоянии, равном длине хода полированного штока от крайнего нижнего или верхнего положения головки балансира.

Особенностью устройства является принудительный захват газа из затрубного пространства. При движении плунжера 5 в его подпоршневой или надпоршневой области создается разрежение, в которое поступает газ из затрубного пространства через обратные клапаны 7 и 10.

ПРОМЫСЛОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДВЕСНЫХ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ОТКАЧКИ ГАЗА ИЗ ЗАТРУБНОГО ПРОСТРАНСТВА СКВАЖИН С ШСНУ

Как известно, при разработке большинства нефтяных месторождений России применяются напорные герметизированные системы сбора нефти и газа. В этих условиях при повышении давления на устье скважин до 1–2 МПа, давление в их затрубных пространствах даже при незначительном газовом факторе увеличивается до 2–3 МПа, и при отсутствии устройства для принудительного выпуска газа может возрасти.

Отрицательное влияние противодействия в системе нефтегазосбора на показатели работы скважин может быть устранено путем улавливания легких фракций углеводородов из затрубного пространства. Это достигается как строительством централизованной системы вакуумных трубопроводов, так и установкой компрессоров на устье скважин.

Преимуществом централизованной вакуумной системы является использование серийно выпускаемого компрессорного оборудования, недостатком – значительные затраты на сооружение системы газопроводов.

Одним из распространенных инженерных решений рассматриваемой проблемы является применение подвесных компрессоров, монтируемых на станках-качалках с приводом от общего электродвигателя.

Прирост дебита скважины ΔQ за счет снижения давления в затрубном пространстве определяется степенью снижения забойного давления по формуле

$$\Delta Q = (p_c - p'_c)K, \quad (2.127)$$

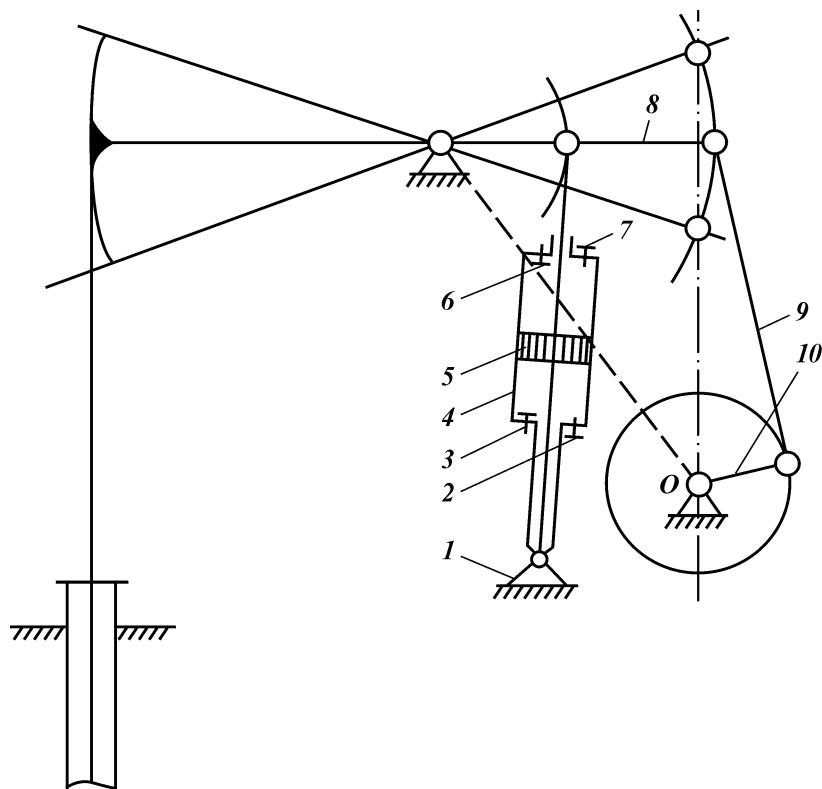


Рис. 2.19. Кинематическая схема станка-качалки с подвесным компрессором:
 1 – опора; 2, 3, 6, 7 – клапаны; 4 – цилиндр компрессора; 5 – поршень компрессора; 8 – заднее плечо балансира; 9 – шатун; 10 – кривошип

где p'_c и p''_c – забойное давление соответственно до и после пуска компрессора; K – коэффициент продуктивности скважины.

На промыслах НГДУ «Бузулукнефть» проводились промысловые испытания по оценке технологической и экономической эффективности применения подвесных компрессоров для откачки газа из затрубного пространства скважин с целью улучшения условий их работы.

Подвесной компрессор (рис. 2.19) представляет собой поршень 5 с цилиндром 4 и клапанами 2, 3 и 6, 7, шарнирно связанный с балансиrom станка-качалки 8. Он монтируется между опорой балансира и шатунами 9. При перемещении балансира поршень совершает возвратно-поступательное

движение, создавая в цилиндре всасывание газа из затрубного пространства и нагнетание его в выкидную линию скважины. Шток с поршнем и цилиндр компрессора качаются вокруг оси шарнирной опоры 1. Камера всасывания технологически связывается с затрубным пространством скважины, а камера нагнетания – со сборным трубопроводом.

Транспортировка газа производится с помощью гибких рукавов, а регулирование потока – с помощью задвижек и обратных клапанов. При кустовом размещении скважин с небольшими расстояниями между устьями к компрессору могут подключаться скважины, эксплуатируемые УЭЦН.

Всего на объектах НГДУ «Бузулукнефть», характеризующихся различными геолого-физическими условиями, было смонтировано 34 подвесных компрессора, в том числе на месторождениях: Бобровском – 22; Тананыкском – 8; Курманаевском – 2; Пронькинском – 1; Покровском – 1.

Пуск компрессора в работу приводит к снижению затрубного давления, повышению динамического уровня и сопровождается, как правило, увеличением отбора жидкости. Большая часть скважин до применения компрессоров работала с затрубным давлением 2,0–3,0 МПа. Распределение скважин опытного участка по начальному затрубному давлению до применения подвесных компрессоров приведено в табл. 2.11.

Наиболее высокое затрубное давление (более 4 МПа) отмечалось по ряду скважин Тананыкского и Бобровского месторождений. После установки и запуска компрессора затрубное давление снижалось до 0,15–0,25 МПа, реже до 0,4 МПа, а динамический уровень значительно повышался в пределах 150–600 м, наиболее часто встречавшиеся значения – 300–500 м.

Результаты наблюдений за изменением динамического уровня в скважинах ΔL_d при запуске и работе подвесных компрессоров и снижением затрубного давления на устье скважины Δp_y приведены на рис. 2.20. Обработка полученных данных

Таблица 2.11

Распределение опытных скважин по величине затрубного давления до применения подвесных компрессоров

Начальное затрубное давление, МПа	Количество скважин	Доля скважин, %
До 2	3	8,9
2–3	15	44,1
3–4	6	17,6
4–5	5	14,7
Более 5	5	14,7
Всего	34	100

методами математической статистики позволила получить корреляционную зависимость между ΔL_d и Δp_c в виде формулы

$$\Delta L_d = 120\Delta p_c + 13,9,$$

где ΔL_d – м и Δp_c – МПа. Коэффициент корреляции уравнения составил 0,606.

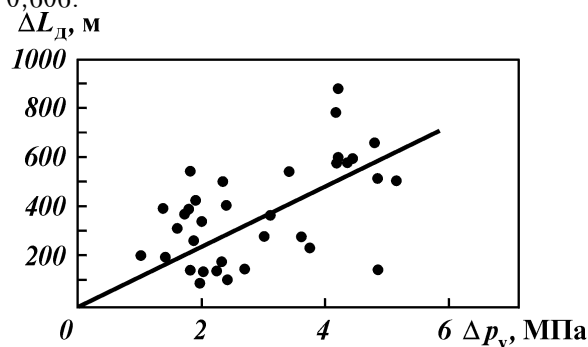


Рис. 2.20. Зависимость приращения динамического уровня жидкости в скважине ΔL_d от снижения давления в затрубном пространстве Δp_y с помощью подвесных компрессоров

Невысокое значение коэффициента корреляции объясняется неточностью замера динамического уровня из-за наличия в затрубном пространстве слоя газонефтяной пены, толщина которого резко увеличивается при снижении давления в затрубном пространстве.

Образование пены затрудняет оценку изменения забойного давления с достаточной точностью.

Промысловые исследования применения подвесных компрессоров состояли из двух этапов.

Первый этап включал в себя определение рабочих параметров ШСНУ при установившемся режиме работы компрессора при откачке газа из затрубного пространства, его сжатии и подаче в выкидную линию. На втором этапе проводилось повторное измерение рабочих параметров ШСНУ, но уже в установившемся режиме работы ШСНУ с отключенным компрессором. На втором этапе измерения рабочих параметров скважины начинались через сутки после отключения компрессора.

Отключение компрессора выполнялось без остановки ШСНУ путем перекрытия кранов, через которые компрессор сообщается с затрубным пространством и выкидной линией. При этом были открыты вспомогательные краны, через которые рабочие камеры компрессора сообщаются с атмосферой.

С использованием комплекса диагностики скважин «Квантер-2у» проводились динамометрирование, измерение динамического уровня и давления газа в затрубном пространстве, силы тока в обмотках приводного электродвигателя.

Приняты во внимание проблемы эксплуатации компрессоров при низких температурах воздуха в осенне-зимний период, когда имели место гидратообразование и загустевание масла с потерей текучести.

Теоретически увеличение отбора жидкости при снижении давления в затрубном пространстве обусловлено двумя причинами: снижением забойного давления, что приводит к увеличению депрессии на пласт, и, вследствие подъема динамического уровня, улучшением условий работы насосной установки. К сожалению, как указано выше, точное измерение забойного давления не было выполнено, а пересчет его значения по динамическому столбу жидкости и газожидкостной пены производился с большой погрешностью. Сопоставление значений снижения затрубного давления и прироста динамического уровня показывает, что в принципе они в значительной степени компенсируют друг друга.

Следует также иметь в виду, что из-за интенсивной откачки газа из затрубного пространства усиливается сепарация газа в области приема. По-видимому, большая часть свободного газа устремляется в затрубное пространство, а меньшая поступает в насос. За счет этого увеличивается коэффициент наполнения насоса.

Значение прироста дебита жидкости по скважинам изменяется от 1–2 до 30–40 м³/сут, дебиты нефти – от 0,7–1,6 до 11–12 т/сут, в отдельных случаях (скв. 221 Тананыкского месторождения) – до 22 т/сут. Наиболее часто встречающееся значение прироста дебита нефти 2–5 т/сут. Отмечаются случаи, когда подключение компрессора вначале приводит к существенному увеличению дебита нефти, а затем к его уменьшению до уровня базового и даже ниже. В качестве примера можно привести динамику дебита нефти по скв. 85 и 2053 Бобровского, скв. 255 Курманаевского и скв. 1206 Пронькинского месторождений, в которых после 3–5 мес работы компрессора дебиты скважин без видимых причин резко снизились. Вероятнее всего, это было связано с техническими причинами, а именно, ухудшением работы насосных установок.

Оценка эффекта от применения подвесных газовых компрессоров проводилась путем сопоставления базовых показателей работы скважины с показателями, полученными после проведения операции. Достоверность оценки эффекта

зависит от надежности обоснования базы, количества и качества промысловых измерений в процессе работы компрессора. К сожалению, необходимо отметить, что замерные узлы «Спутник» сильно изменены, в результате чего точность измерений дебита жидкости недостаточна. В этих условиях необходимо повысить количество замеров до 6–8 в месяц, столько же должно быть проведено анализов на содержание воды в продукции.

Таблица 2.12

**Эффективность применения подвесных компрессоров на скважинах
НГДУ "Бузулукнефть"**

Месторождение	Номер скважины	Базовый дебит, т/сут	Прирост дебита, т/сут	Продолжительность работы, сут	Дополнительная добыча нефти, т
Бобровское	85	20,1	1,7	352	592
"	1024	16,6	1,2	334	386
"	886	15,7	4,3	309	1317
"	824	6,7	14,7	285	4190
"	788	14,6	0,2	300	72
"	479	9,5	9,0	253	2284
"	908	12,9	9,4	269	2521
"	1079	5,3	3,4	263	886
"	209	11,7	1,6	268	435
"	853	11,0	0,3	213	64
"	459	6,3	5,0	153	760
"	1026	6,1	3,5	101	352
"	1025	11,5	3,5	226	797
"	936	9,0	9,4	135	1270
"	1014	14,5	1,2	85	98
"	1064	19,7	0,3	87	28
Тананыкское	1550	4,6	3,4	250	839
"	221	12,3	22,4	266	5948
"	222	5,3	6,6	193	1267
"	265	3,2	2,0	289	567
"	1508	4,2	7,8	213	1663
"	225	1,6	4,2	162	687
"	1538	19,6	6,2	289	1787
"	1526	15,5	12,9	131	1696
Пронькинское	1206	1,6	1,9	212	403
Саврушенское	2301	10,8	1,6	343	548
"	2053	4,4	1,4	217	300
Спиридоновское	244	4,0	7,3	243	1779
Курманаевское	255	11,6	1,3	188	249
Покровское	2302	17,2	0,5	186	89

Значение эффекта за год по скважинам изменяется в широких пределах: от 11 (скв. 1079 Бобровского месторождения) до 5856 т (скв. 221 Тананыкского)

месторождения). Эффект, превышающий 1000 т, отмечен в четырех скважинах, в остальных скважинах наиболее часто встречающееся значение эффекта составляет 150–300 т.

В табл. 2.12 в качестве примера приведены данные по скважинам, на которых были смонтированы компрессоры.

В скважинах, оборудованных подвесными компрессорами, были выполнены исследования методом динамометрирования. Анализ полученных динамограмм показал:

многократное снижение давления в затрубном пространстве при работе компрессора;

повышение динамического уровня жидкости в скважине, способствующее увеличению коэффициента подачи штангового насоса за счет ослабления влияния газа на его работу;

увеличение производительности насоса за счет роста коэффициентов наполнения и подачи насоса.

Таким образом, установка подвесных компрессоров на скважинах, оборудованных ШСНУ, в НГДУ «Бузулукнефть» является эффективным мероприятием с технологической и экономической точек зрения и должно быть рекомендовано к более широкому применению на других объектах ОАО «Оренбургнефть».

Перспективу более широкого применения подвесных компрессоров следует увязать с детальной проработкой вопросов эксплуатации этого оборудования в зимних условиях.

2.5. ПРОМЫСЛОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВУХ СКВАЖИН ОДНИМ СТАНКОМ-КАЧАЛКОЙ

В настоящее время состояние и развитие нефтяной промышленности характеризуются ростом объемов добычи нефти из кустовых наклонно направленных скважин. В отдельных регионах до 90 % эксплуатационного фонда составляют кустовые скважины.

Разбуривание нефтяных месторождений кустовым методом с ограниченной площади в большинстве случаев оказывается далеко не благоприятным для последующей эксплуатации. В то же время промышленностью освоен выпуск глубинно-насосного оборудования, предназначенного для добычи нефти из индивидуальных скважин. Это приводит к снижению технико-экономических показателей добычи нефти при групповом расположении скважин. Прежде всего это касается

использования громоздкого и металлоемкого приводного оборудования штанговых насосных установок.

В такой ситуации возникает ряд проблем, связанных, с одной стороны, с необходимостью совершенствования технологии эксплуатации установленного на скважинах оборудования, а с другой – с необходимостью создания специальной техники и технологии для кустовых скважин.

Одним из наиболее перспективных направлений в условиях разработки нефтяных месторождений многоскважинными кустами и сложившейся практики обустройства скважин тяжелыми станками-качалками является эксплуатация скважин групповыми приводами.

Идея применения групповых приводов для скважин, эксплуатируемых штанговыми насосами, относится к 30-м годам. В эти годы в Азербайджане использовался централизованный привод на 20–30 скважин, связь которого со скважинным оборудованием осуществлялась механическими тягами.

Условия применения приводов подобного типа состояли в следующем:

- незначительные расстояния между скважинами;
- небольшая высота подъема жидкости.

Специалисты того времени были убеждены, что эксплуатация скважин индивидуальной установкой по сравнению с центральной групповой требует больших затрат на энергию, оборудование и обслуживание, поэтому ее следует применять лишь в тех случаях, когда скважина большой глубины, значительной производительности, в добываемой продукции содержится песок и объект разрабатывается с применением редкой сетки скважин. При отсутствии перечисленных осложняющих эксплуатацию факторов наиболее целесообразно применение группового привода.

В тот период использовались так называемые центральные групповые приводы, которыми эксплуатировались до 20–30 скважин в зависимости от их глубин, разработанные зарубежными фирмами.

Однако применение в этих приводах множества «полевых тяг», подвесных приспособлений и т.д., сложность в уравнивании привели к отказу от них.

Открытие новых месторождений с большими глубинами залегания продуктивных пластов и их высокой продуктивностью, а также внедрение новых систем разработки, предусматривающих значительные расстояния между скважинами, потребовали использования индивидуальных приводов для каждой скважины.

Интерес к групповым приводам возник вновь при кустовом строительстве скважин, когда расстояния между скважинами позволяют реализовать известную идею, но с новыми техническими решениями.

В 60-х годах с началом бурения двухствольных скважин Институтом геологии и разработки горных ископаемых (ИГ и РГИ) на базе серийного станка-качалки СКНЗ-1515 был разработан привод СКНЗ-1515×2 для двухствольной скважины, а затем и ряд их модификаций для двух скважин, расположенных на расстоянии длины балансира; для четырех скважин; далее групповые приводы с использованием гибкой связи.

Однако всем перечисленным групповым приводам присущи следующие характерные недостатки:

- остановка приводного устройства для спускоподъемных операций;

- установка строго фиксированного расстояния между устьями скважин при разбуривании скважин;

- невозможность эксплуатации одной скважины в период простоя другой;

- необходимость обеспечения одного и того же режима эксплуатации спаренных скважин;

- невозможность индивидуального регулирования режима работы спаренных скважин.

Из-за отмеченных недостатков известные групповые приводы не нашли широкого применения, и в настоящее время практически на всех месторождениях используются индивидуальные приводы.

На месторождениях ОАО «Оренбургнефть» накоплен большой опыт эксплуатации малodeбитных скважин, который позволил выявить закономерности влияния основных геолого-физических характеристик скважины и пласта на эффективность использования станков-качалок.

Для статистического анализа были собраны и проанализированы данные по 397 скважинам НГДУ «Бузулукнефть» в течение длительного времени.

Обработка данных показала, что наработка на отказ станков-качалок как по типоразмерам, так и по условиям их работы изменяется в самых широких пределах. Например, средняя наработка на отказ станков-качалок СК-8 составляет 533, а СК-12 – 1620 сут. Средняя наработка СК по ЦДНГ № 1 990 сут, а по ЦДНГ № 5 всего 275 сут. Подобное положение объясняется тем, что загрузка станков-качалок как по глубине подвесок, так и по диаметрам насосов не соответствует их грузоподъемности.

Установлено, что на надежность работы и количество потребляемой энергии ШСНУ существенное влияние оказывает степень уравновешенности станка-качалки.

Наклонно направленный характер профиля кустовых скважин существенно увеличивает трение колонны штанг и в сочетании с образованием высоковязких эмульсий вызывает дополнительные энергетические потери в приводе установки. Это, естественно, приводит к возрастанию коэффициента асимметрии цикла нагружения привода и увеличению энергоемкости уравновешивающих контргрузов.

Кустовое расположение скважин и их наклонно направленный характер профиля ствола предъявляют специфические требования к технике эксплуатации скважин. Ввиду отсутствия промышленно освоенных образцов специальной техники возникает необходимость организации производства новых, менее материалоемких, с улучшенными энергетическими показателями станков-качалок. Этим требованиям отвечают групповые приводы.

При этом желательно простое конструктивное решение, которое можно было бы реализовать силами НГДУ.

Применение группового привода позволяет не только сократить потребность в станках-качалках, но и уменьшить металлоемкость и повысить КПД привода. Идея эксплуатации двух скважин одним станком-качалкой реализуется в простом конструктивном решении, содержащем известные и широко применяемые в промысловой практике устройства – канатные подвески, блоки и сварные конструкции.

При использовании группового привода увеличивается долговечность устьевых сальников, так как применение шкивов на крайних опорах вместо головки балансира позволяет более точно центрировать точки подвеса штанг с осью скважины. Это преимущество имеет немаловажное значение при существующей экологической обстановке на промыслах.

Как показали исследования, выполненные в БашНИПИнефти и УГНТУ, экономия металла при замене индивидуального привода на групповой составляет до 3 т на одну скважину [123, 162, 163, 165]. Потребность в электрооборудовании и средствах управления на скважину уменьшается в 2 раза. Надежность работы станка-качалки возрастает за счет снижения максимальной нагрузки на головку балансира.

Известен групповой привод штанговых скважинных насосов, включающий балансирный станок-качалку с уравновешивающим грузом, направляющие шкивы, установленные на стойках с основанием, две канатные подвески (а.с. 1635651). Недостатком

данного группового привода является низкий энергетический показатель работы станка-качалки при эксплуатации двух скважин с близкими технологическими параметрами. Последнее объясняется тем, что на головку балансира будут действовать две силы, близкие по значению и приложенные в точках крепления подвесок. Роторное и балансирное уравновешивания станка-качалки возможны при приложении только растягивающей силы, действующей на головку балансира снизу. Для обеспечения работоспособности данной конструкции минимальная нагрузка в одной скважине должна превышать максимальную в другой, т.е. минимальная нагрузка в скважинном оборудовании, подвешенном снизу, должна превышать максимальную нагрузку на полированный шток скважинного оборудования, подвешенного сверху [165].

Недостатком данного способа является возможность его применения только на близкорасположенных скважинах.

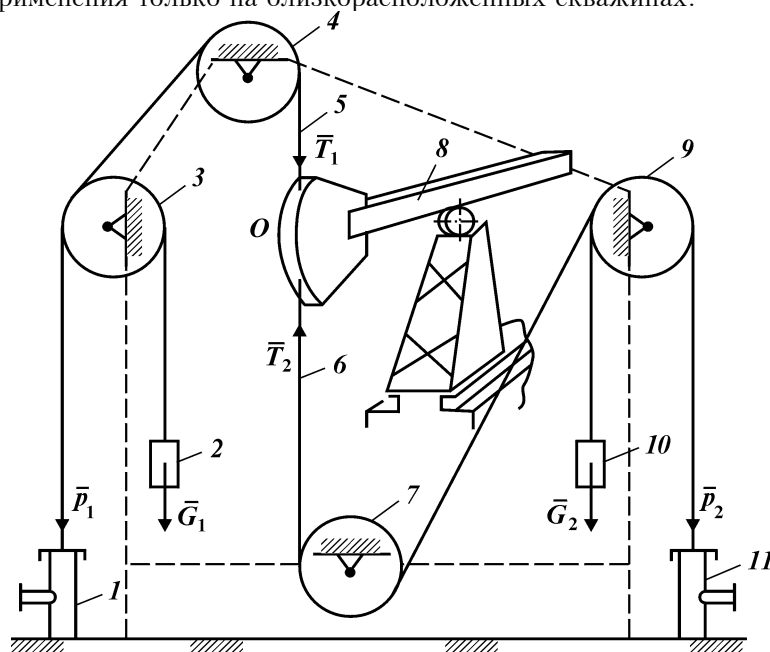


Рис. 2.21. Кинематическая схема привода для эксплуатации двух скважин одним станком-качалкой:

1, 11 – скважины с СШН; 2, 10 – контргрузы; 3, 4, 7, 9 – шкивы; 5, 6 – канатные подвески; 8 – балансирный станок-качалка

С учетом перечисленных недостатков предложенных групповых приводов для кустовых скважин рекомендована [123]

установка, включающая серийно выпускаемый станок-качалку и широко применяемые в промышленной практике устройства. Установка позволяет эксплуатировать скважинные штанговые насосы, установленные в двух скважинах с произвольным расстоянием между устьями.

На рис. 2.21 приведена кинематическая схема установки для эксплуатации двух скважин одним станком-качалкой.

Для расчета дебита совместно эксплуатируемых и объединенных общим приводом двух скважин рассмотрим систему уравнений:

$$K_1(p_{п1} - p_{с1}) = \alpha_1 Q_{т1}; \quad (2.128)$$

$$K_2(p_{п2} - p_{с2}) = \alpha_2 Q_{т2},$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты продуктивности скважин; $p_{п1}$, $p_{п2}$, $p_{с1}$, $p_{с2}$ – соответственно пластовые и забойные давления; α_1 , α_2 – коэффициенты подачи ШГН; $Q_{т1}$, $Q_{т2}$ – условно-теоретические производительности ШГН. Индексы 1 и 2 обозначают принадлежность соответствующих параметров к первой и второй скважинам.

Система уравнений (2.128) для ожидаемых дебитов скважин, если забойные давления выразить через напор столба газожидкостной смеси между забоем скважин и приемом насосов, запишется в виде

$$Q_{01} = K_1[p_{п1} - \rho_{см1}g(H_1 - L_{п1}) - p_{пр1}]; \quad (2.129)$$

$$Q_{02} = K_2[p_{п2} - \rho_{см2}g(H_2 - L_{п2}) - p_{пр2}],$$

где $\rho_{см1}$, $\rho_{см2}$ – плотность газожидкостной смеси в интервале от забоя скважины до приема насоса; g – ускорение свободного падения; Q_{01} , Q_{02} – ожидаемые дебиты скважин в поверхностных условиях; H_1 , H_2 – глубины скважин; $L_{п1}$, $L_{п2}$ – глубины спуска ШГН; $p_{пр1}$, $p_{пр2}$ – давление на приеме насосов.

Далее по известной зависимости можно рассчитать соответствующие скорости откачки

$$S_{п1}n_1 = Q_{01}/\alpha_1\pi d_1^2; \quad (2.130)$$

$$S_{п2}n_2 = Q_{02}/\alpha_2\pi d_2^2,$$

где $S_{п1}$, $S_{п2}$ – длины ходов плунжера; n_1 , n_2 – число двойных ходов плунжера; d_1 , d_2 – диаметры насосов.

Конструктивные особенности установки не позволяют использовать теорию уравнивания для индивидуальных балансирующих станков-качалок, что связано с возможной потерей

устойчивости балансира опоры при действии в определенных условиях значительных усилий на его головку со стороны верхнего механизма крепления каната.

Необходимым условием, гарантирующим надежную работу станка-качалки при эксплуатации двух штанговых насосов, является выполнение неравенства

$$T_2 > T_1 > 0,$$

где T_1 , T_2 – усилия натяжения канатов со стороны соответственно верхнего и нижнего механизмов крепления (см. рис. 2.21).

Область допустимых значений дополнительных уравновешивающих контргрузов, обозначенных соответственно G_1 и G_2 , можно описать неравенствами

$$\begin{cases} 0 \leq G_1 < \gamma, \\ G_2 < CG_1 - \beta, \end{cases} \quad (2.131)$$

где $C = (g - a)/(g + a)$; $\beta = G_1' - CG_2$; $\gamma = CG_1$; $G_1' = G_1 + G_{ж1}$; $G_2' = G_2 + G_{ж2}$; здесь G_1 , G_2 – вес колонны штанг в жидкости соответственно для первой и второй скважины; $G_{ж1}$ и $G_{ж2}$ – вес жидкости, действующей на плунжер насоса соответственно первой и второй скважины; T_1 , T_2 – усилие соответственно в верхнем и нижнем узле крепления каната к головке балансира; C – ускорение элементов привода.

Решением системы уравнений (2.131), определяющим область допустимых значений G_1 и G_2 , является условие $\beta/C < \gamma$, при $\beta/C > \gamma$ обеспечить нормальную эксплуатацию станка-качалки невозможно.

Для оценки влияния горно-геологических и технологических факторов на эффективность использования станка-качалки для привода штанговых глубинных насосов, установленных в двух скважинах, была спроектирована и изготовлена опытно-промышленная установка (рис. 2.22).

Установка работает следующим образом. Посредством канатных подвесок 6 и 18, направляющих шкивов 8, 13, 15, 17 и механизмов крепления 11 и 12 устьевые штоки 5 и 19 колонн штанг соединяют с головкой балансира 4 станка-качалки 3. При этом скважину, в которой нагрузка в точке подвеса штанг больше, подключают через канатную подвеску 18 и направляющие шкивы 13 и 17 к нижнему механизму крепления 12 головки балансира 4 станка-качалки 3. Скважина с меньшей нагрузкой в точке подвеса штанг подключается к верхнему механизму крепления 11. При этом уравновешивание станка-качалки 3 обеспечивает кривошипный уравновешивающий груз

2. При ходе переднего плеча балансира вниз устьевой шток 19 более нагруженной скважины совершает ход вниз, а устьевой шток 5 менее нагруженной скважины – вверх.

В случае изменения технологических параметров, когда более нагруженной окажется другая скважина, перемещением шкивов 15 и 13 относительно головки балансира 4 станка-качалки 3 изменяется порядок крепления устьевых подвесок 6 и 18. Таким образом, канатная подвеска 6 соединяется с нижним 12 механизмом крепления через шкив 13, а подвеска 18 – с верхним 11 механизмом крепления через шкив 15.

Как уже отмечалось, надежная работа станка-качалки возможна при условии действия растягивающей нагрузки на головку балансира снизу. При эксплуатации скважин с близкими технологическими параметрами нагрузки, действующие на устьевые штоки 5 и 19, примерно одинаковые. Поэтому одинаковые нагрузки действуют на головку балансира 4 как со стороны верхнего 11, так и со стороны нижнего 12 механизма крепления

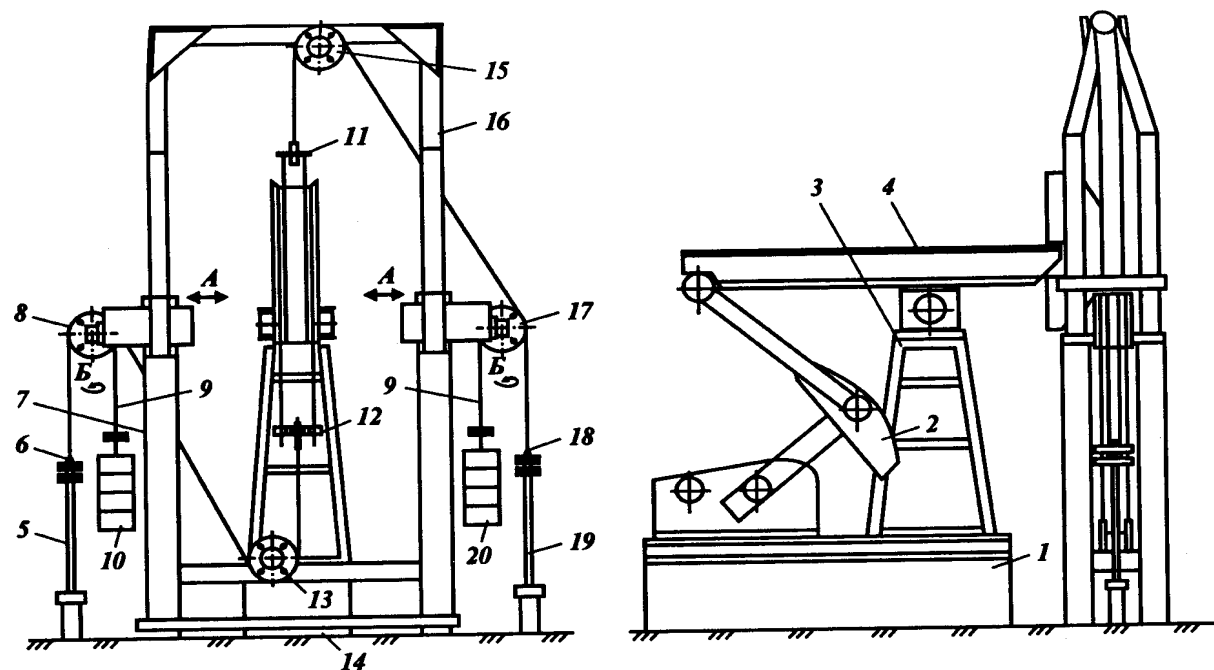


Рис. 2.22. Схема опытно-промышленной установки для эксплуатации СШН в двух скважинах:
 1 – фундамент СК; 2 – уравнивающий груз; 3 – станок-качалка; 4 – балансир; 5, 19 – устьевые штоки; 6, 18 – канатные подвески; 7, 16 – стойки; 8, 13, 15, 17 – шкивы направляющие; 9 – гибкие связи контргрузов; 10, 20 – контргрузы; 11, 12 – механизмы крепления; 14 – основание дополнительной опоры

натных подвесок 6 и 18. При этом уравнивание станка-качалки 3 грузом 2, установленным на кривошипе, не обеспечивается. Для достижения большей нагрузки на головку балансира 4 станка-качалки 3 со стороны нижнего 12 механизма крепления канатной подвески к устьевым штокам 5 и 19 посредством гибкой связи 9 крепятся дополнительные уравнивающие контргрузы 10 и 20 соответствующего значения. При этом режим работы станка-качалки с точки зрения его уравнивания становится соответствующим заданному. Изменением веса контргрузов 10 и 20 при любых условиях можно обеспечить превышение нагрузки в одной из скважин.

Привод допускает возможность эксплуатации одной скважины, присоединяя устьевой шток через канатную подвеску и направляющий шкив 13 к нижнему 12 механизму крепления головки балансира. Для проведения ремонтных работ шкивы 8 и 17 допускают возможность поворота относительно вертикальной оси.

Для обеспечения работоспособности конструкции группового привода минимальная нагрузка в одной скважине, как отмечалось выше, должна превышать максимальную в другой. Поэтому схема предусматривает дополнительные устьевые контргрузы. При этом направляющие шкивы группового привода размещаются на одной стойке попарно. Первая пара шкивов связана с головкой балансира СК канатной подвеской, а шкивы выполнены двухручьевыми и допускают перемещение вдоль стойки относительно головки балансира. Это дает возможность закрепления канатной подвески при большой нагрузке в нижней точке балансира.

Другая пара четырехручьевых шкивов монтируется стационарно у устьев скважин, это позволяет соединить канатные подвески гибкой связью с уравнивающими грузами.

Изменением массы грузов можно обеспечить превышение минимальной нагрузки в одной скважине над максимальной в другой. Привод допускает эксплуатацию одной скважины, присоединяя полированный шток через канатную подвеску и направляющий шкив к нижнему механизму крепления головки балансира.

Для эксплуатации скважин с расстоянием между устьями 5–13 м разработана конструкция установки с уменьшенным расстоянием между внутренними стойками вспомогательной рамы, предусматривающая крепление двухручьевых шкивов непосредственно на стойках. Регулировку расстояния между

осями четырехручьевых шкивов производят изменением длины горизонтальной тяги.

Положительный эффект при применении описанных приводов достигается за счет снижения затрат на монтаж дополнительного индивидуального привода и его эксплуатацию.

Опытно-промышленная установка для эксплуатации штанговых глубинных насосов, установленных в двух скважинах, была смонтирована на Бобровском месторождении НГДУ «Бузулукнефть». Использовался станок-качалка 7СК-8. Сква. 1002 эксплуатировалась насосом типа НВ1 диаметром 29 мм, спущенным на штангах диаметром 19 мм на глубину 1184 м. В скв. 1036 на колонне штанг диаметром 22 и 19 мм был установлен насос типа НН2 диаметром 44 мм, глубина спуска которого составляла 1248 м. В обеих скважинах применяли НКТ диаметром 73 мм. Режим откачки обеспечивался длиной хода головки балансира станка-качалки 1,7 м и числом качаний 5 м в минуту. В период эксплуатации средний дебит скважин изменялся от 10 до 15 м³/сут (скв. 1002) и от 11 до 19 м³/сут (скв. 1036).

В последующем были смонтированы и успешно эксплуатируются такие приводы на скв. 1012 и 1028 НГДУ «Бузулукнефть».

По результатам испытаний установлено, что при правильном подборе технологических режимов работы скважин достигается уменьшение суммарных максимальных и амплитудных нагрузок на головку балансира СК.

Имеется положительный опыт эксплуатации двух скважин, оборудованных СШН, одним станком-качалкой на Туймазинском, Арланском и других месторождениях [165].

2.6. РЕЗЕРВЫ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШСНУ

В условиях рыночной экономики успешная конкуренция возможна при минимальных затратах на производство продукции. В приложении к рассматриваемым вопросам это касается затрат на электроэнергию при добыче нефти.

Поздняя стадия разработки ряда нефтяных месторождений характеризуется уменьшением дебитов по нефти добывающих скважин. Необходимость сдерживания темпов падения добычи нефти по ним требует проведения различных геолого-технических мероприятий по увеличению дебитов скважин по жидкости.

Это в свою очередь приводит к увеличению расхода электроэнергии на добычу нефти.

Значительная часть механизированного фонда скважин относится к малодебитным. Из года в год доля таких скважин увеличивается, в связи с чем и растет парк эксплуатационного оборудования завышенной производительности. В связи с этим имеет важное значение изыскание путей снижения энергопотребления за счет увеличения объемов внедрения энергосберегающей техники и технологий, позволяющих снизить нормы расхода электроэнергии на 1 т добываемой нефти.

Удельная норма расхода электроэнергии – важнейший показатель, определяющий работу в области энергосбережения. Анализ динамики этого показателя по ОАО «Оренбургнефть» за 1990–1999 гг. определил характерные особенности работы по энергосбережению в этот период.

В течение ряда лет в ОАО «Оренбургнефть» проводятся промысловые исследования и выполняются инженерные разработки по изысканию резервов сокращения расхода электроэнергии при эксплуатации скважин с применением ШСНУ. Рассмотрим некоторые результаты этих работ.

ВЛИЯНИЕ УРАВНОВЕШЕННОСТИ СК НА РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ЕГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Балансировка станка-качалки обеспечивает снижение нагрузок в приводе и наиболее экономичный режим электропотребления за счет уменьшения потерь электроэнергии и повышения коэффициента мощности и является поэтому экономически выгодным мероприятием. Поэтому представляет интерес проследить за ее динамикой в процессе эксплуатации под воздействием различных факторов.

Для решения поставленной задачи были выбраны и предварительно сбалансированы пять скважин на Покровском месторождении НГДУ «Бузулукнефть». В дальнейшем на этих скважинах периодически осуществлялись контроль за балансировкой станков и измерение основных параметров работы ШСНУ.

Балансировка и контроль за ней проводились по току нагрузки электродвигателей с использованием самопишущего амперметра Н-390.

Уравновешенность рассчитывалась по общепринятой формуле

$$\varepsilon = 2 \frac{I_1 - I_2}{I_1 + I_2}, \quad (2.132)$$

где I_1 – ток нагрузки двигателя при ходе плунжера вверх; I_2 – то же, при ходе плунжера вниз.

При этом положительное значение ε показывает, что станок-качалка недоуравновешен.

Для точного уравнивания грузы должны быть сдвинуты дальше от оси вращения балансира СК. Отрицательное значение показывает, что станок-качалка «переуравновешен» (груз должен быть сдвинут ближе к оси вращения).

Данные непосредственных измерений в ходе исследований приведены в табл. 2.13.

Таблица 2.13

Результаты исследований влияния балансировки станка-качалки на параметры работы электродвигателя привода

Номер скважины, тип и мощность двигателя, номинальный ток	Режим измерения	$N_1/(N_1/N_n)$, кВт/%	$N_2/(N_2/N_n)$, кВт/%	$I_1/(I_1/I_n)$, А/%	$I_2/(I_2/I_n)$, А/%	N_a ср, кВт	N_p ср, квар	Изменение потребляемой мощности ΔN , кВт (+ увеличение, – снижение)
593, АОП2-81-6, 30 кВт, 58 А	До уравнивания	-2,7/9	12/40	22/39	30/53	3,756	14,746	–
593, АОП2-81-6, 30 кВт, 58 А	После	4,8/16	6,3/21	22/39	24/43	3,571	16,080	-0,185
1584, 4АМР200, 30 кВт, 56 А	До уравнивания	-3,3/11	12,6/42	23/41	32/57	3,742	13,743	–
1584, 4АМР200, 30 кВт, 56 А	После	3,6/12	7,2/24	22/39	24/43	3,509	13,675	-0,233
1338, 4АМ200, 30 кВт, 56 А	До уравнивания	7,2/24	13,2/44	23/41	29/52	5,664	14,953	–
1338, 4АМ200, 30 кВт, 56 А	После	9,9/33	10,5/35	25/45	25/45	5,414	13,973	-0,250
1336, 4АМ200, 30 кВт, 56 А	До уравнивания	4,8/16	12,3/41	25/45	32/57	4,762	16,200	–
1336, 4АМ200, 30 кВт, 56 А	После	8,1/27	7,8/26	22,5/40	22,5/40	4,598	16,320	-0,164
Примечание. N_1, N_2, I_1, I_2 – соответственно мощности и токи при ходе плунжера вверх и вниз; N_a ср, N_p ср – средние значения соответственно активной и реактивной потребляемой мощности.								

Полученные результаты свидетельствуют о снижении потребления активной мощности N_a после проведения уравнивания. Среднее уменьшение активной мощности в расчете на одну исследуемую установку 0,208 кВт, что составляет 4,6 % от общего потребления.

Изменения потребления реактивной мощности в процессе уравнивания не наблюдалось, если не принимать во внимание изменения питающего напряжения, происходившего во время производства измерений.

Годовое снижение потребления электроэнергии ΔA после балансировки станков в расчете на весь фонд скважин можно рассчитать по формуле

$$\Delta A = K_{и\phi} n_c \Delta N_a T,$$

где $K_{и\phi}$ – коэффициент использования фонда скважин (по промышленным данным НГДУ $K_{и\phi} = 0,37$); n_c – число скважин в НГДУ эксплуатируемых ШГН; ΔN_a – снижение потребления активной мощности после балансировки в расчете на одну скважину; T – количество часов работы скважины в год, $T = 8000$ ч.

Исходя из приведенных данных годовая экономия электроэнергии на 292 скважинах НГДУ «Бузулукнефть»

$$\Delta A = 0,37 \cdot 292 \cdot 0,208 \cdot 8 \cdot 10^3 = 180 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Промысловые исследования в течение пяти месяцев показали, что по контрольным скважинам максимальное нарушение уравновешенности СК от первоначального уровня не превышало 6,6 %. Если учесть, что максимально допустимым значением дисбаланса с энергетической точки зрения считается $\epsilon = 10$ %, то полученные результаты дают основание считать уравновешенность величиной, достаточно стабильной во времени.

Таким образом, при точном уравнивании станков-качалок за период, равный среднему МРП скважины, значение коэффициента дисбаланса станка для большинства скважин не превысит предельно допустимого значения, равного 10 %.

При осуществлении точной балансировки станка с помощью самопишущего амперметра уравнивание в течение МРП можно осуществлять лишь один раз – непосредственно после подземного ремонта и вывода скважины на режим без периодической корректировки степени балансировки.

Таблица 2.14

**Влияние величины питающего напряжения на работу электродвигателей
станка-качалки**

Номер скважины, тип и мощность двигателя	$U_{дв}/\% \text{ от } U_n$	$N_1, \text{ кВт}$	$N_2, \text{ кВт}$	$N_{a \text{ ср}}, \text{ кВт}$	$N_{p \text{ ср}}, \text{ квар}$	$\Delta N_{a \text{ ср}}, \text{ кВт}$ $\Delta N_{p \text{ ср}}, \text{ квар}$ (+увеличение, – снижение)
320, АОП2-81-6, 30 кВт	220/100 196/89	9 8,64	10,62 10,44	4,938 4,796	12,06 9,52	$\Delta N_{a \text{ ср}} = -0,142$ $\Delta N_{p \text{ ср}} = -2,54$
933, АОП2-81-6, 30 кВт	226/103 218/99	-4,5 -4,5	12,0 12,0	3,550 3,480	18,82 17,80	$\Delta N_{a \text{ ср}} = -0,07$ $\Delta N_{p \text{ ср}} = -1,02$
1338, 4АМ200 30 кВт	236/107 228/104	15,9 14,4	2,1 2,1	6,610 6,430	20,25 17,97	$\Delta N_{a \text{ ср}} = -0,13$ $\Delta N_{p \text{ ср}} = -2,28$
306, 4АМР200 30 кВт	220/100 210/95	-8,1 -8,4	21,0 17,7	3,300 3,170	20,25 17,97	$\Delta N_{a \text{ ср}} = -0,13$ $\Delta N_{p \text{ ср}} = -2,96$
1295, 4АМ200, 30 кВт	220/100 210/95	18,9 18,9	12,0 12,0	7,020 6,870	14,16 13,00	$\Delta N_{a \text{ ср}} = -0,15$ $\Delta N_{p \text{ ср}} = -1,16$

Примечание. Условные обозначения те же, что и в табл. 2.13.

СНИЖЕНИЕ НАПЯЖЕНИЯ НА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯХ СК

В результате проведенных наблюдений установлено, что часть электродвигателей СК работает с недогрузкой. Замеры потребляемой мощности показали, что средние значения ее за цикл нагрузки по пяти скважинам (табл. 2.14) изменяются от 3,5 до 5,6 кВт при установленной мощности электродвигателя 30 кВт.

Известно, что для малозагруженных двигателей при невозможности их замены двигателями меньшей мощности с целью уменьшения потерь рекомендуется снижение питающего напряжения до 0,9 от номинального.

Экспериментальные исследования показали, что снижение напряжения питания не приводит к нарушению работы оборудования и в то же время уменьшает потребление активной мощности на 0,124 кВт, а реактивной на 1,99 квар в расчете на одну скважину (см. табл. 2.14) при снижении напряжения на электродвигателях СК.

Годовое уменьшение потребления электроэнергии при снижении напряжения на электродвигателях СК по данному мероприятию на 292 скважинах, оборудованных ШСНУ, можно определить по формуле

$$\Delta p = 0,65 K_{и \phi} n \Delta N_{a \text{ ср}} T. \quad (2.133)$$

Подставляя значения расчетных параметров в формулу (2.133), получаем

$$\Delta p = 0,65 \cdot 0,37 \cdot 292 \cdot 0,124 \cdot 8000 = 69\,000 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

ОТКЛЮЧЕНИЕ ТРАНСФОРМАТОРОВ 6/0,4 кВ КТП ПРИ ВЫВОДЕ СКВАЖИН В РЕМОНТ

По существующей практике при выводе скважин в ремонт или временном простое скважины силовые трансформаторы 6/0,4 кВ в 93 % случаев от сети 6 кВ не отключаются; они продолжают при этом потреблять электроэнергию в режиме холостого хода. Средняя установленная мощность трансформатора на скважине составляет около 80 кВ·А. Отключение трансформаторов при выводе скважины в ремонт позволит снизить потребление электрической мощности и энергии на значение потерь холостого хода трансформатора соответствующей мощности. Для определения размера экономии электроэнергии от данного мероприятия можно воспользоваться данными трансформатора ТМ-100, умножив его параметры на коэффициент 0,8 (привести их к средней мощности трансформатора на скважине).

Мощность, кВ·А	100
Потери активной мощности холостого хода, кВ·А	0,365
Потери тока холостого хода, %	2,6

Потери реактивной мощности в одном трансформаторе

$$\Delta N_{p\,xx} = I_{xx} \frac{N_i}{100}, \quad (2.134)$$

где I_{xx} – потери тока холостого хода, %; N_n – мощность трансформатора, кВ·А.

Общие потери мощности холостого хода

$$\Delta N_{xx\,пр} = 0,8N_{a\,xx} + 0,8N_{p\,xx} = 0,8 \cdot 0,365 = 0,8 \cdot 2,6 = 2,372 \text{ кВ}\cdot\text{А}.$$

Годовая экономия электроэнергии при своевременном отключении силовых трансформаторов скважин, находящихся в простое или ремонте, в расчете на весь фонд из 292 скважин

$$\begin{aligned} \Delta A &= 0,8 \cdot 0,93 (1 - K_{и\,ф}) n \Delta S_{xx\,пр} T_{г} = 0,8 \cdot 0,93 (1 - 0,37) \cdot 292 \cdot 2,372 \cdot \\ &\quad 8000 = \\ &= 25\,597\,173 \text{ кВт}\cdot\text{ч}. \end{aligned}$$

Коэффициент 0,8 учитывает возможные задержки в производстве отключений трансформаторов, а также его включение на время производства ремонтных работ на скважине.

ПРИВЕДЕНИЕ МОЩНОСТЕЙ УСТАНОВЛЕННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ К РЕЖИМУ ОПТИМАЛЬНОГО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ

Потери мощности в трансформаторах зависят от мощности электродвигателя станка-качалки. В то же время номинальная мощность электродвигателя намного превышает фактическую его нагрузку. В связи с этим были предприняты исследования на восьми скважинах по определению фактической нагрузки электродвигателей станков-качалок. Результаты этих работ следующие:

Номер скважины	820	933	306	1295	593	1584	1338	1336
Средняя нагрузка, кВ·А ...	13,03	19,15	19,08	16,2	15,2	14,24	16,0	16,88

Учитывая неравномерность графика нагрузки СК, обусловленную кинематикой привода даже полностью уравновешенного станка-качалки, коэффициент формы нагрузочной кривой $K_{\phi} = 1,5$. С учетом этого средняя квадратичная нагрузка электродвигателя ($N_n = 30$ кВт) составит 25–30 кВ·А.

Были рассчитаны суммарные потери в трансформаторах различных номинальных мощностей для нагрузки 25 кВ·А. В результате оказалось, что при существующих нагрузках ШСНУ и двигателях номинальной мощностью 30 кВт с точки зрения минимума потерь в трансформаторах наиболее предпочтительны трансформаторы мощностью 63 кВ·А. Однако разница с трансформаторами других номинальных мощностей незначительна. Если при существующем положении эксплуатации скважин с ШСНУ заменить все трансформаторы мощностью 100 и 160 кВ·А на трансформаторы мощностью 63 кВ·А, годовая экономия электроэнергии на рассматриваемых восьми скважинах составит около 22 тыс. кВт·ч, а снижение потребления реактивной мощности – 50 квар. Поэтому на данном этапе проведение этих мероприятий специально нецелесообразно.

Положение может измениться, если на ШСНУ будут применены электродвигатели мощностью 15 и 11 кВт, а также при условии значительного повышения коэффициента использования фонда скважин, оборудованных ШСНУ. Тогда наиболее выгодными окажутся трансформаторы мощностью 40

кВ·А и замена на них по мере физического износа трансформаторов 63, 100, 160 кВ·А даст заметный эффект.

На одиночных скважинах с ШСНУ в любом случае необходимо по мере физического износа трансформаторов мощностью 100, 160 кВ·А устанавливать вместо них трансформаторы мощностью 63 или 40 кВ·А, как более дешевые.

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ УМЕНЬШЕНИЯ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ СК

Из литературы известно, что при загрузке электродвигателей менее 45 % номинальной мощности, их работа становится неэкономичной и целесообразна замена таких двигателей [28, 49]. Однако на станках-качалках часто установленная мощность электродвигателя больше потребляемой.

По результатам обследования фонда скважин и измерения потребляемой двигателями СК мощности установлено следующее:

в основном на скважинах установлены электродвигатели номинальной мощностью $N_n = 30$ кВт;

средняя потребляемая электродвигателями мощность $N_{ср1}$ по девяти исследованным скважинам составила 4,72 кВт, максимальная средняя из зафиксированных – 7,02 кВт, максимальная зафиксированная потребляемая мощность в один из пиков нагрузки на полностью неуравновешенном станке-качалке – 21 кВт.

Таким образом, можно сделать вывод, что в сложившихся условиях эксплуатации в НГДУ «Сорочинскнефть» электродвигатели станков-качалок с мощностью 30 кВт работают с большой недогрузкой и возможна их замена на электродвигатели меньшей мощности.

При выборе мощности заменяющего электродвигателя необходимо учитывать циклический характер графика нагрузки СК, определяемый кинематикой привода, т.е. вводить в расчеты коэффициент формы графика нагрузки K_ϕ . Для полностью уравновешенного СК $K_\phi = 1,46$, неуравновешенного – до 3,94 [28, 49]. Учитывая, что в реальных условиях идеальной балансировки достичь не удастся, в дальнейших расчетах величина $K_\phi = 1,8$.

В результате расчетов была получена необходимая мощность двигателя, равная 11 кВт, но, учитывая значительные перегрузки, возникающие на первоначальном этапе ввода скважины в эксплуатацию или после ремонтных работ

оборудования, рекомендуется выбирать мощность двигателя 15 кВт.

Замена установленных на СК двигателей номинальной мощностью 30 на 15 кВт позволит получить годовую экономию электроэнергии в расчете на весь фонд

$$\Delta A = K_{и\phi} n \Delta N_{ад} T = 0,37 \cdot 292 \cdot 0,116 \cdot 8000 = 100,2 \text{ тыс. кВт}\cdot\text{ч}, \quad (2.135)$$

где $\Delta N_{ад}$ – снижение активной мощности в результате замены двигателя на одной скважине, кВт.

В проведенных промысловых исследованиях изучена возможность снижения потребления электроэнергии только за счет более рациональной работы электрооборудования и электрических сетей по скважинам, эксплуатируемым ШСНУ.

Здесь не затрагивались вопросы экономии электроэнергии, связанные с оптимизацией работы ШСНУ, изменением системы разработки месторождений, коэффициентом продуктивности скважин, технологии добычи и подготовки нефти, внедрением более прогрессивного оборудования.

Дальнейшее снижение потребления электроэнергии в добыче нефти возможно на основе комплексного подхода к решению задач поддержания оптимальных условий работы всех элементов технологии разработки нефтяных месторождений.