



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Разработка и эксплуатация нефтяных
месторождений и транспорт нефти»

А. В. Захаров, С. В. Козырева, Т. В. Атвиновская

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ И ГАЗА

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь
по образованию в области горнодобывающей
промышленности в качестве практикума
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности 1-51 02 02
«Разработка и эксплуатация нефтяных
и газовых месторождений»*

Гомель 2012

УДК 622.276.05+622.279.05(075.8)
ББК 33.36-5я73
3-38

Рецензенты: зав. отд. исслед. нефти и нефтепродуктов БелНИПИнефть
канд. техн. наук *А. Г. Ракутько*;
зав. лаб. проблем охраны труда БелНИПИнефть
канд. техн. наук *Е. Е. Кученева*

Захаров, А. В.

3-38 Оборудование для добычи нефти и газа : практикум / А. В. Захаров, С. В. Козырева, Т. В. Атвиновская ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2012. – 52 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-068-3.

Представлены расчеты глубины спуска насосно-компрессорных труб и остеклованных насосно-компрессорных труб при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин; определение длины хода плунжера штангового насоса; расчет прочности колонны штанг; выбор и расчет на прочность двухступенчатой колонны штанг; расчет насосно-компрессорных труб по аварийной нагрузке при эксплуатации установки штангового глубинного насоса; расчет габаритов установки электроцентробежного насоса, скорости охлаждающей жидкости и удельного расхода электроэнергии.

Для студентов специальности 1-51 02 02 «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений».

УДК 622.276.05+622.279.05(075.8)
ББК 33.36-5я73

ISBN 978-985-535-068-3

© Захаров А. В., Козырева С. В.,
Атвиновская Т. В., 2012
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2012

Предисловие

Цель практикума по курсу «Оборудование для добычи нефти и газа» – дать расширенные теоретические и практические знания студентам в области оборудования нефтяной промышленности.

В практикум включены задачи по основным изучаемым темам курса. В начале каждого практического занятия приводятся краткие теоретические аспекты изучаемой темы, далее – расчет задачи и исходные данные для индивидуального решения. Основная цель задач для индивидуального решения – самостоятельный поиск студентами оптимальных решений.

Использование практикума поможет студентам закреплять теоретический материал, предлагаемый на лекциях.

Студент на практических занятиях работает по следующей схеме:

- изучает теоретические аспекты рассматриваемой темы;
- знакомится с условиями и исходными данными индивидуального задания;
- проводит расчеты в тетради, которые должны быть аккуратно оформлены, написаны четким почерком, без помарок;
- решенное индивидуальное задание представляется к защите.

Индивидуальное задание выбирается по номеру группы и порядковому номеру студента в учебном журнале.

Практическое занятие № 1
Расчет насосно-компрессорных труб
при фонтанно-компрессорной
эксплуатации скважин

Цель: определение сдвигающей нагрузки в резьбовом соединении и предельной нагрузки в опасном сечении; внутреннее давление, действующее на насосно-компрессорные трубы (НКТ).

1. Теоретическая часть

При эксплуатации каналом для подъема жидкости от насоса на дневную поверхность служат насосно-компрессорные трубы. В ряде случаев, например в установках беструбной эксплуатации, колонна насосно-компрессорных труб отсутствует. Ее функции выполняют либо полые штанги, либо эксплуатационная колонна.

Насосно-компрессорные трубы применяют не только при всех способах эксплуатации нефтяных скважин, но и при подземном ремонте – промывке песчаных пробок, гидроразрыве пласта, солянокислотной обработке и т. д.

Условия работы труб при эксплуатации наиболее тяжелые: нагрузка на трубы определяется не только собственным весом колонны, но и циклической нагрузкой, обусловленной весом откачиваемой жидкости, а также силами трения. Кроме того, колонна труб должна выдержать дополнительную нагрузку – вес штанг в случае их обрыва. Помимо этого они подвергаются изгибу при искривленном стволе скважины и воздействию коррозионной среды.

Тяжелые условия работы труб определяют их материал и технологию производства: их изготавливают методом горячей прокатки из углеродистых или легированных сталей, согласно ГОСТ 633–63, двух типов – гладкие и с высаженными концами. На обоих концах труб имеется резьба для соединения их друг с другом при помощи муфт. Насосно-компрессорные трубы выпускаются размерами (диаметром) 33, 42, 48, 60, 73, 89, 102, 114 из сталей марок Д, К, Е, Л, М.

В соответствии с ГОСТ 633–80 [8], для эксплуатации нефтяных и газовых скважин применяются стальные бесшовные насосно-компрессорные трубы следующих типов:

- трубы гладкие и муфты к ним с треугольной резьбой с углом при вершине 60° (табл. 1.1). Эти трубы изготавливаются с шагом резьбы 2,540 мм (10 ниток на 1 дюйм) и 3,175 мм (8 ниток на 1 дюйм). Соответственно, высота профиля резьбы h составляет 1,412 мм и 1,810 мм;

- трубы с высаженными наружу концами и муфты к ним также с треугольной резьбой с углом при вершине 60° (табл. 1.2);
- гладкие высокогерметичные трубы (НКМ) с трапецеидальной резьбой и муфты к ним (табл. 1.3);
- насосно-компрессорные безмуфтовые трубы (НКБТ) с высаженными наружу концами с трапецеидальной резьбой (табл. 1.4).

Масса 1 погонного метра (далее – п. м) (табл. 1.1–1.4) рассчитана для трубы длиной 8 м с учетом массы муфты.

Таблица 1.1

Трубы гладкие с треугольной резьбой

Условный диаметр трубы	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр муфты D_m , мм	Масса 1 п. м, кг	Высота резьбы h , мм	Длина резьбы до основной плоскости L , мм
33	33,4	3,5	42,2	2,65	1,412	16,3
42	42,2	3,5	52,2	3,37	–	19,3
48	48,3	4,0	55,9	4,46	–	22,3
60	60,3	5,0	73,0	6,96	–	29,3
73	73,0	5,5; 7,0	88,9	9,5; 11,7	–	40,3
89	88,0	6,5	108,0	13,65	–	47,3
102	101,6	6,5	120,6	15,76	1,81	49,3
114	114,3	7,0	132,1	19,1	–	52,3

Таблица 1.2

Трубы с высаженными наружу концами с треугольной резьбой

Условный диаметр трубы	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр муфты D_m , мм	Масса 1 п. м, кг	Высота резьбы h , мм	Длина резьбы с полным профилем L , мм	Наружный диаметр высаженной части D_n , мм
27	26,7	3,0	42,2	1,86	1,412	16,3	33,4
33	33,4	3,5	48,3	2,68	–	19,3	37,3
42	42,2	3,5	55,9	3,41	–	22,3	46,0
48	48,3	4,0	63,5	4,55	–	24,3	53,2
60	60,3	5,0	77,8	7,08	1,81	37,3	65,9
73	73,0	<u>5,5</u> 7,0	93,2	<u>9,66</u> 11,86	–	41,3	78,3

Окончание табл. 1.2

Условный диаметр трубы	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр муфты D_m , мм	Масса 1 п. м, кг	Высота резьбы h , мм	Длина резьбы с полным профилем L , мм	Наружный диаметр высаженной части $D_{н}$, мм
89	88,9	$\frac{6,5}{8,0}$	114,3	$\frac{13,9}{16,7}$	–	47,3	95,2
102	101,6	6,5	127,0	16,0	–	51,3	108,0
114	114,3	7,0	141,3	19,5	–	54,3	120,0

Таблица 1.3

Трубы высокогерметичные с трапецидальной резьбой

Условный диаметр трубы	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр муфты D_m , мм	Масса 1 п. м, кг	Высота резьбы h , мм	Длина резьбы до основной плоскости L , мм	Внутренний диаметр резьбы в основной плоскости $d_{вн}$, мм
60	60,3	5,0	73,0	7,02	120	48	57,925
73	73,0	$\frac{5,5}{7,0}$	89,0	$\frac{9,51}{11,71}$	–	48	70,625
89	88,9	$\frac{6,5}{8,0}$	108,0	$\frac{13,7}{16,5}$	–	58	86,500
102	101,6	6,5	120,6	15,84	–	58	99,200
114	114,3	7,0	132,1	19,42	1,60	72	111,100

Таблица 1.4

Трубы безмуфтовые с трапецидальной резьбой

Условный диаметр трубы	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр муфты D_m , мм	Масса 1 п. м, кг	Высота резьбы h , мм	Длина резьбы до основной плоскости L , мм	Внутренний диаметр резьбы в основной плоскости $d_{вн}$, мм
60	60,3	5,0	71,0	7,02	1,20	44	62,267
73	73,0	$\frac{5,5}{7,0}$	$\frac{84}{86}$	$\frac{9,5}{11,72}$	–	49	75,267
89	88,9	$\frac{6,5}{8,0}$	$\frac{102}{104}$	$\frac{13,6}{16,46}$	–	49	91,267
102	101,6	6,5	116	15,7	>	49	104,267
114	114,3	7,0	130	19,1	1,20	49	117,267

Для труб с другой длиной следует пользоваться данными ГОСТ 633–80.

Расчет НКТ при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин следует проводить на страгивающую нагрузку в резьбовом соединении, на предельную нагрузку в опасном сечении и на внутреннее давление.

На страгивающую нагрузку рассчитываются гладкие НКТ с треугольной резьбой и высокогерметичные трубы НКМ с трапецеидальной резьбой, т. к. наиболее слабым сечением у этих труб является резьбовое соединение.

Под страгиванием резьбового соединения понимают начало разъединения резьбы трубы и муфты, когда при осевой нагрузке напряжение в трубе достигает предела текучести материала, затем труба несколько сжимается, муфта расширяется и резьбовая часть трубы выходит из муфты со смятыми вершушками витков резьбы, но без разрыва трубы в ее поперечном сечении и без среза резьбы у ее основания.

Наиболее часто употребляется формула Ф. И. Яковлева:

$$P_{\text{стр}} = \frac{\pi D_{\text{ср}} b \sigma_{\text{тр}}}{1 + \eta \frac{D_{\text{ср}}}{2L} \text{ctg}(\alpha + \varphi)}. \quad (1.1)$$

На предельную нагрузку труба рассчитывается по основному телу. Очевидно, что наряду с расчетом на страгивающую нагрузку такому расчету, в первую очередь, следует подвергать НКТ с высаженными наружу концами с треугольной резьбой и НКБ с трапецеидальной резьбой:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^2 - d^2) \sigma_{\text{тр}}. \quad (1.2)$$

Наименьшая из двух (страгивающая и предельная) нагрузок принимается за расчетную, и определяется допустимая глубина спуска данной трубы с заданным коэффициентом запаса:

$$L_{\text{тр1}} = \frac{P_{\text{рас}}}{qng}. \quad (1.3)$$

При расчете 2-й и последующих секций за $P_{\text{рас}}$ принимается разность текущего и предыдущего значений нагрузки. Например, для 3-й секции $P_{\text{рас}} = P_{\text{стр1}} - P_{\text{стр2}}$.

Расчет на внутреннее давление производится на допустимое давление, исходя из прочности и геометрических параметров трубы, по формуле Барлоу:

$$P_{\text{вн}} = \frac{2\delta[\sigma_{\text{тр}}]}{D_{\text{н}}}. \quad (1.4)$$

Необходимо также определить фактическое внутреннее давление, определяемое высотой столба жидкости в трубах:

$$P_{\text{ф}} = \Sigma L_{\text{тр}}\rho_{\text{ж}}g + P_{\text{буф}}. \quad (1.5)$$

Условием надежной работы НКТ является $P_{\text{вн}} > P_{\text{ф}}$.

2. Практическая часть

Исходя из условий прочности НКТ на разрыв в опасном сечении, на страгивающие нагрузки в резьбовом соединении и на внутреннее давление, определить глубину спуска ступеней колонны гладких насосно-компрессорных труб с треугольной резьбой из стали групп прочности «Д», «К» общей длиной L , м, для фонтанирующей скважины глубиной $L_{\text{ф}}$, м, имеющей обсадную колонну диаметром D с толщиной стенки δ мм. При расчете пренебрегаем потерей веса колонны труб в жидкости, т. к. уровень жидкости в межтрубном пространстве во время работы может быть оттеснен до башмака колонны труб.

Решение

Примем за 1-ю секцию гладкие НКТ 48 х 4 из стали групп прочности «Д» ($\sigma_{\text{тр}} = 380$ МПа).

1. Определим страгивающую нагрузку по формуле

$$P_{\text{стр}} = \frac{\pi D_{\text{ср}} b \sigma_{\text{тр}}}{1 + \eta \frac{D_{\text{ср}}}{2L} \text{ctg}(\alpha + \varphi)}, \text{ Н}, \quad (1.6)$$

где b – толщина тела трубы под резьбой в основной плоскости; h_1 – высота профиля резьбы; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр тела трубы под резьбой; d – внутренний диаметр трубы; η – поправка Шумилова; α – угол наклона несущей поверхности резьбы к оси трубы; φ – угол трения в резьбе ($\varphi = 7-9^\circ$); L – длина резьбы с полным профилем; $\sigma_{\text{тр}}$ – предел текучести материала трубы.

Недостающие данные возьмем из табл. 1.2.

Найдем:

$$\begin{aligned}b &= \delta - h_1, \text{ мм}; \\d &= B - 2\delta, \text{ мм}; \\D_{\text{ср}} &= d + b, \text{ мм}; \\ \eta &= \frac{b}{\delta + b}.\end{aligned}$$

2. Определим предельную нагрузку по формуле

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d^2) \sigma_{\text{тр}}, \text{ Н}, \quad (1.7)$$

где D_p – диаметр резьбы в основной плоскости по впадине витков для гладких НКТ или диаметр наружной основной тела НКТ с высаженными наружу концами и НКБ.

3. Наименьшая из двух (страгивающая и предельная) нагрузок принимается за расчетную, и определяется допустимая глубина спуска данной трубы с заданным коэффициентом запаса.

Выбрав наименьшую нагрузку за расчетную, определим допустимую глубину спуска секции НКТ по формуле

$$L_{\text{тр1}} = \frac{P_{\text{рас}}}{qng}, \text{ м}, \quad (1.8)$$

где $P_{\text{рас}}$ – расчетная нагрузка; q – масса 1 п. м трубы с учетом муфт и высаженной части; n – коэффициент запаса ($n = 1,2-1,3$); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Если $L_{\text{тр1}} < L_{\text{общ}}$, то для верхней секции берем больший размер: НКТ 60×5 мм; $q_{1,2} = 6,96 \text{ кг/м}$; $L = 29,3$; $h_1 = 1,41$ мм.

Находим: b , мм; d , мм; $D_{\text{ср}}$, мм; η ; $P_{\text{стр}}$, Н.

Определим предельную нагрузку $P_{\text{пр}}$, Н.

Если $P_{\text{пр2}} > P_{\text{стр2}}$, за расчетную нагрузку принимаем $P_{\text{стр}}$. Длина 2-й секции:

$$L_{\text{тр2}} = \frac{P_{\text{стр2}} - P_{\text{стр1}}}{q_2ng}, \text{ м}.$$

Таким образом, суммарная длина колонны составит $L_{\text{тр1}} + L_{\text{тр2}}$, м.

4. Минимальный зазор с обсадной колонной составит:

$$S = D - 2\delta, \text{ мм}.$$

5. Расчет на внутреннее давление производится на допустимое давление, исходя из прочности и геометрических параметров трубы, по формуле Барлоу:

Допустимое внутреннее давление для нижней трубы НКТ 48 × 4 мм:

$$P_{\text{вн}} = \frac{2\delta[\sigma_{\text{тр}}]}{D_{\text{н}}}, \text{ МПа}, \quad (1.9)$$

где δ – толщина основного тела трубы; $[\sigma_{\text{тр}}] = \sigma_{\text{тр}} / \eta$ – допустимое значение предела текучести (по ГОСТ-633–80, $\eta = 1,25$ (по другим источникам, $\eta = 1,3–1,5$); $D_{\text{н}}$ – наружный диаметр основного тела трубы.

6. Необходимо также определить фактическое внутреннее давление, определяемое высотой столба жидкости в трубах.

Определяем фактическое внутреннее давление трубы по формуле

$$P_{\text{ф}} = \sum L_{\text{тр}} \rho_{\text{ж}} g + P_{\text{буф}}, \text{ МПа}; \quad (1.10)$$

$$P_{\text{буф}} = 0,5 \text{ МПа},$$

где $\sum L_{\text{тр}}$ – длины секций НКТ; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

7. Условием надежной работы НКТ является $P_{\text{вн}} > P_{\text{ф}}$.

Таблица 1.5

Исходные данные

Номер варианта	$L_{\text{ф}}, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$D, \text{ мм}$	$\delta, \text{ мм}$	$\rho_{\text{ж}}, \text{ кг/м}^3$
1	3000	2900	114	7,0	850
2	2800	2850	102	6,5	900
3	2700	2750	89	8,0	880
4	2600	2650	89	6,5	870
5	2500	2420	114	7,0	860
6	2400	2860	102	6,5	840
7	2300	2780	89	8,0	950
8	2950	3600	89	6,5	930
9	3100	3500	114	7,0	925
10	3000	3100	102	6,5	940
11	2500	1900	89	8,0	960
12	2600	1800	89	6,5	850
13	2850	2050	114	7,0	900
14	2650	2160	102	6,5	880

Номер варианта	L_{ϕ} , м	L , м	D , мм	δ , мм	$\rho_{ж}$, кг/м ³
15	2468	2240	89	8,0	870
16	2360	2390	89	6,5	860
17	2690	2450	114	7,0	840
18	2710	2580	102	6,5	950
19	2830	2610	89	8,0	930
20	2910	2790	89	6,5	925
21	3020	2540	114	7,0	940
22	2815	2468	102	6,5	960
23	2460	2360	89	8,0	850
24	2740	2690	89	6,5	900
25	2510	2710	114	7,0	880
26	2200	2830	102	6,5	870
27	2640	2910	89	8,0	860
28	2910	3020	89	6,5	840
29	2380	2815	102	6,5	950
30	2800	2175	89	8,0	930

Практическое занятие № 2

Расчет насосно-компрессорных труб с защитными покрытиями

Цель: определение глубины спуска остеклованных НКТ при фонтанной эксплуатации скважин.

1. Теоретическая часть

Защитные покрытия наносятся на поверхность НКТ с целью предотвращения отложений в них парафина, солей и гипса, а также защиты от коррозии внутренней поверхности труб. Кроме того, наблюдается снижение гидравлических сопротивлений протоку на 20–25 %.

Внутреннюю поверхность НКТ покрывают стеклом, эмалями, эпоксидными смолами или лаками. Покрытие стеклом обладает высокой теплостойкостью и достаточно прочно при небольших деформациях труб.

Основным недостатком остеклованных труб является разрушение стекла при деформации труб. Причиной этого являются различные

модули упругости стали ($0,21 \cdot 10^6$ МПа) и стекла ($0,057 \cdot 10^6$ МПа). Вследствие этого при растяжении металла труб тонкому слою стекла передаются большие усилия, нарушающие его целостность. Это сказывается при больших глубинах подвески труб и при их транспортировке.

Чтобы не превышать напряжений в стекле выше допустимых, необходимо соблюдать условие равенства относительных удлинений стекла и металла труб:

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma_{\text{в.ст}}}{E_{\text{ст}}} = \frac{\sigma_{\text{т.тр}}}{E_{\text{тр}}}.$$

Тогда допустимая нагрузка на остеклованные трубы:

$$P \leq \frac{\sigma_{\text{вст}}}{n} \left[F_{\text{ст}} + F_{\text{тр}} \frac{E_{\text{тр}}}{E_{\text{ст}}} \right], \quad (2.1)$$

где P – допустимая нагрузка на трубы, определенная по условию сохранения прочности стекла; $\sigma_{\text{вст}}$ – предел прочности стекла; n – запас прочности ($n = 1,3-1,5$); $F_{\text{ст}}$ – площадь поперечного сечения слоя стекла; $F_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения трубы, $E_{\text{ст}}$; $E_{\text{тр}}$ – модули упругости стекла и труб, соответственно.

Покрытие труб эпоксидными смолами и лаками также хорошо защищает их от отложений парафина и солей. Эпоксидные смолы эластичнее стекла, и при деформации труб смола не трескается. Однако температура применения покрытий из эпоксидных смол, по данным ВНИИТнефть, ограничена 80–100 °С.

Эмалированные трубы обладают наиболее прочным покрытием, высокой теплостойкостью, морозоустойчивостью и гладкой поверхностью. Для защиты НКТ от агрессивных сред трубы покрываются несколькими слоями. Однако технология нанесения эмалей значительно сложнее технологии покрытия стеклом и эпоксидными смолами.

По износостойкости силикатные покрытия (эмали и стекла) превосходят полимерные (смолы и лаки). Термостойкость силикатных покрытий также значительно выше полимерных и составляет 200–600 °С.

Общим недостатком всех покрытий является незащищенность муфтового соединения труб. В этом месте рекомендуется устанавливать эластичные полимерные проставки, перекрывающие незащищенное место, или протекторные кольца, потенциал материала которых значительно ниже потенциала стали.

2. Практическая часть

Рассчитать максимальную глубину спуска гладких остеклованных НКТ «Д» при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин, если предел прочности стекла составляет 60 МПа.

1. Допустимую нагрузку на остеклованные трубы определим по формуле (2.1), полагая, что по технологии изготовления средняя толщина слоя стекла составляет 1 мм. Тогда

$$F_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{ст}} = \frac{\pi}{4}(d^2 - d'^2), \text{ м}^2.$$

Допустимая нагрузка

$$P = \frac{\sigma_{\text{вст}}}{n} \left[F_{\text{ст}} + F_{\text{тр}} \frac{E_{\text{тр}}}{E_{\text{ст}}} \right], \text{ Н.} \quad (2.2)$$

Допустимая глубина спуска без учета облегчения в жидкости при $n = 1$ составит:

$$L_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{рас}}}{qng}, \text{ м,} \quad (2.3)$$

где $P_{\text{рас}}$ – расчетная нагрузка; q – масса 1 п. м трубы с учетом муфт и высаженной части; n – коэффициент запаса ($n = 1,2-1,3$); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Для сравнения, страгивающая нагрузка для НКТ «Д» составит:

$$P_{\text{стр}} = \frac{\pi D_{\text{ср}} b \sigma_{\text{тр}}}{1 + \eta \frac{D_{\text{ср}}}{2L} \text{ctg}(\alpha + \varphi)}, \text{ Н,}$$

где b – толщина тела трубы под резьбой в основной плоскости; h_1 – высота профиля резьбы; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр тела трубы под резьбой; d – внутренний диаметр трубы; η – поправка Шумилова; α – угол наклона несущей поверхности резьбы к оси трубы; φ – угол трения в резьбе ($\varphi = 7-9^\circ$); L – длина резьбы с полным профилем; $\sigma_{\text{тр}}$ – предел текучести материала трубы.

Недостающие данные возьмем из табл. 1.1.

Найдем:

$$b = \delta - h_1, \text{ мм};$$

$$d = B - 2\delta, \text{ мм};$$

$$D_{\text{ср}} = d + b, \text{ мм};$$

$$\eta = \frac{b}{\delta + b}.$$

Допустимая глубина спуска по сдвигающей нагрузке:

$$L_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{рас}}}{qng}, \text{ м}.$$

Таким образом, покрытие из стекла уменьшает допустимую глубину спуска НКТ 89 мм приблизительно на ____%.

Таблица 2.1

Исходные данные

Номер варианта	D НКТ, мм	δ , мм
1	114	7,0
2	102	6,5
3	89	8,0
4	89	6,5
5	114	7,0
6	102	6,5
7	89	8,0
8	89	6,5
9	114	7,0
10	102	6,5
11	89	8,0
12	89	6,5
13	114	7,0
14	102	6,5
15	89	8,0
16	89	6,5
17	114	7,0
18	102	6,5
19	89	8,0
20	89	6,5
21	114	7,0

Номер варианта	D НКТ, мм	δ , мм
22	102	6,5
23	89	8,0
24	89	6,5
25	114	7,0
26	102	6,5
27	89	8,0
28	89	6,5
29	102	6,5
30	89	8,0

Практическое занятие № 3

Определение длины хода плунжера штангового насоса

Цель: определение основных параметров штангового глубинного насоса.

1. Теоретическая часть

При работе установки штангового глубинного насоса (УШГН) принято условно выделять два режима – статический и динамический.

Статический режим работы УШНГ подразумевает работу колонны насосных штанг, без вибраций и колебаний. При данном режиме работы вибрационные нагрузки отсутствуют или пренебрежительно малы.

Динамический режим работы УШНГ характеризуется наличием заметных знакопеременных перемещений колонны насосных штанг и труб. В этом случае вибрационными нагрузками пренебрегать уже нельзя.

Границу перехода от одного режима к другому определяют с помощью критерия Коши:

$$\mu = \frac{\omega L}{a} = 0,35 \dots 0,45, \quad (3.1)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость кривошипа, 1/с; $a = 4600 \dots 5300$ м/с – скорость распространения звука в колонне насосных штанг; $\frac{L}{a}$ – вре-

мя, за которое упругие возмущения в колонне штанг достигают плунжера насоса, с.

Таким образом, параметр Коши характеризует величину угла, на который успеваает повернуться кривошип станка-качалки от начала упругого возмущения в колонне штанг, вызванного изменением направления движения головки балансира станка-качалки.

В случае, когда значение критерия Коши меньше или равно 0,4, режим работы УШНГ считают статическим, если больше – динамическим.

Длина хода плунжера с учетом действия статических сил определяется по формуле

$$S_{\text{пл}} = S_A - \lambda = S_A - (\lambda_{\text{шт}} + \lambda_{\text{тр}} + \lambda_{\text{сж.шт}} + \lambda_{\text{из}}), \quad (3.2)$$

где S_A – длина хода точки подвеса штанг (полированного штока); λ – сумма статических деформаций; $\lambda_{\text{шт}}$ – деформация штанг под действием перепада давления над и под плунжером при ходе вверх.

$$\lambda_{\text{шт}} = \frac{\Delta P_{\text{ж}} L}{E_{\text{шт}} f_{\text{шт}}}, \quad (3.3)$$

где $\Delta P_{\text{ж}}$ – вес столба жидкости над плунжером.

$$\Delta P_{\text{ж}} = F(P_{\text{ст}} + P_{\text{б}} + P_{\text{г}} + P_{\text{с}}), \quad (3.4)$$

где F – площадь проходного сечения цилиндра; $P_{\text{ст}}$ – давление столба жидкости над плунжером; $P_{\text{б}}$ – буферное давление в выкидной линии; $P_{\text{г}}$ – потери давления, обусловленного сопротивлением потоку жидкости в трубах; $P_{\text{с}}$ – давление под плунжером, определяемое глубиной погружения насоса под динамический уровень и сопротивлением потоку жидкости в клапанах насоса и в фильтре.

$$P_{\text{с}} = P_{\text{д}} - P_{\text{кл}};$$

$E_{\text{шт}}$ – модуль упругости материала штанг; L – глубина подвески насоса; $f_{\text{шт}}$ – площадь поперечного сечения штанг.

Деформация труб при ходе штанг вниз:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{\Delta P_{\text{ж}} L}{E_{\text{тр}} f_{\text{тр}}}, \quad (3.5)$$

где $\Delta P_{\text{ж}}$ – вес столба жидкости над плунжером; $E_{\text{тр}}$ – модуль упругости материала труб; $f_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения труб (по металлу).

При ходе штанг вниз на них действует осевая сила, направленная вверх P_c . Эта сила вызвана сопротивлением потоку жидкости в нагнетательном клапане и трением плунжера о цилиндр. Сила P_c вызывает сжатие и продольный изгиб нижней части колонны штанг.

Если эти силы не уравниваются утяжеленным низом штанг, то соответствующая деформация, уменьшающая длину хода плунжера, будет

$$\lambda_{\text{сж.шт}} = \frac{P_c L}{E_{\text{шт}} f_{\text{шт}}}; \quad (3.6)$$

$$\lambda_{\text{из}} = \frac{P_c R_c^2 L_{\text{сж}}}{2I \left[\sqrt{1 + \frac{P_c R_c^2}{EI}} + I \right]^2}, \quad (3.7)$$

где $L_{\text{сж}}$ – длина сжатой части колонны;

$$L_{\text{сж}} = \frac{P_c}{q_{\text{шт}}},$$

R_c – радиус спирали, по которой изогнута сжатая часть колонны.

$$R_c = \frac{D_{\text{тр}} - d_{\text{шт}}}{2}, \quad (3.8)$$

где $D_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр труб; $d_{\text{шт}}$ – диаметр штанг; I – момент инерции поперечного сечения штанг; $q_{\text{шт}}$ – вес 1 м длины штанг в жидкости.

Если осевая сила $P_c < 10$ кН, то можно использовать более простую формулу А. Лубинского для определения $\lambda_{\text{из}}$:

$$\lambda_{\text{из}} = \frac{P_c R_c^2 L_{\text{сж}}}{8EI}. \quad (3.9)$$

При двухступенчатой колонне штанг с учетом сопротивления движению штанг в вязкой жидкости А. С. Вирновским получена зависимость:

$$S_{\text{пл}} = S_A \left[\frac{(\cos \mu_1 + \text{sh}^2 \beta_1)(\cos^2 \mu_2 + \text{sh}^2 \beta_2) - \frac{1}{2} \frac{f_{\text{шт}2}}{f_{\text{шт}1}} (\sin^2 \mu_1 \sin^2 \mu_2 - \text{sh}^2 \beta_1 \cdot \text{sh}^2 \beta_2)}{+ \left(\frac{f_{\text{шт}2}}{f_{\text{шт}1}} \right)^2 (\sin^2 \mu_1 + \text{sh}^2 \beta_1)(\sin^2 \mu_2 + \text{sh}^2 \beta_2)} \right]^{-1/2} - \lambda; \quad (3.10)$$

$$\beta_1 = \frac{bL_1}{a},$$

где b – константа трения, обычно равна $0,2-1,0 \text{ с}^{-1}$; μ_1 – критерий Коши;

$f_{шт}$ – площадь сечения штанг; $\text{sh}\beta = \frac{e^\beta - e^{-\beta}}{2}$ – гиперболический синус.

Без учета сопротивления движению штанг в вязкой жидкости:

$$S_{пл} = \frac{S_A}{\cos \mu_1 \cos \mu_2 - \frac{f_{шт2}}{f_{шт1}} \sin \mu_1 \sin \mu_2} - \lambda. \quad (3.11)$$

Если колонна штанг одноступенчатая, в вязкой жидкости:

$$S_{пл} = \frac{S_A}{(\cos^2 \mu + \text{sh}^2 \beta)} - \lambda; \quad (3.12)$$

без учета вязкости ($\beta = 0$):

$$S_{пл} = \frac{S_A}{\cos \mu} - \lambda. \quad (13)$$

Индексы 1 и 2 соответствуют верхней и нижней ступеням колонны.

2. Практическая часть

Определить длину хода плунжера по статической и динамической теории.

Исходные данные: диаметр плунжера $D_{пл}$, мм; диаметр насосных штанг d , мм; диаметр НКТ $d_{тр}$, мм; глубина спуска насоса L , м; длина хода сальникового штока S , м; динамический уровень h_d , м; число качаний в минуту n ; плотность жидкости $\rho_{ж}$, кг/м^3 ; сила сопротивления движению плунжера P_c , кН; буферное давление в выкидной линии P_6 , МПа; кинематическая вязкость нефти ν , $\text{см}^2/\text{с}$ при $80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение

1. Определим параметр Коши по формуле

$$\mu = \frac{\omega L}{a} = 0,35 \dots 0,45, \quad (3.14)$$

где a – скорость звука в штангах = 5100 м/с ; ω – угловая скорость в $1/\text{с}$, $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

Режим откачки находится в области статических (динамических) режимов.

2. Давление столба жидкости над плунжером:

$$P_{\text{ст}} = \rho_{\text{ж}} g L, \text{ Н/м}^2 \text{ (МПа)}. \quad (3.15)$$

3. Потери давления за счет сопротивления потоку жидкости в трубах определим по соотношению:

$$P_{\text{г}} = \rho_{\text{ж}} g h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{г}} \frac{L \rho_{\text{ж}} V_{\text{ср}}^2}{2 d_{\text{вн}}}, \text{ Н/м}^2 \text{ (МПа)}, \quad (3.16)$$

где $V_{\text{ср}}$ – средняя скорость в подъемных трубах,

$$V_{\text{ср}} = \frac{S n D_{\text{пл}}^2}{60 (d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}, \text{ м/с}. \quad (3.17)$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{ср}} d}{\nu}. \quad (3.18)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\lambda_{\text{г}} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (3.19)$$

4. Давление под плунжером (сопротивлением клапанов пренебрегаем):

$$P_{\text{с}} = (L - h_{\text{д}}) \rho_{\text{ж}} g, \text{ МПа}. \quad (3.20)$$

Тогда вес столба жидкости над плунжером:

$$\Delta P_{\text{ж}} = F (P_{\text{ст}} + P_{\text{б}} + P_{\text{г}} + P_{\text{с}}), \quad (3.21)$$

где F – площадь проходного сечения цилиндра; $P_{\text{ст}}$ – давление столба жидкости над плунжером; $P_{\text{б}}$ – буферное давление в выкидной линии; $P_{\text{г}}$ – потери давления, обусловленного сопротивлением потоку жидкости в трубах; $P_{\text{с}}$ – давление под плунжером, определяемое глубиной погружения насоса под динамический уровень и сопротивлением потоку жидкости в клапанах насоса и в фильтре.

$$P_{\text{с}} = P_{\text{д}} - P_{\text{кл}}.$$

5. Удлинение штанг:

$$\lambda_{\text{шт}} = \frac{\Delta P_{\text{ж}} L}{E_{\text{шт}} f_{\text{шт}}}, \quad (3.22)$$

где $E_{\text{шт}}$ – модуль упругости материала штанг $= 2,1 \cdot 10^{11}$; L – глубина подвески насоса; $f_{\text{шт}}$ – площадь поперечного сечения штанг.

$$f_{\text{шт}} = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^2.$$

6. Удлинение труб при ходе штанг вниз:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{\Delta P_{\text{ж}} L}{E_{\text{тр}} f_{\text{тр}}}, \quad (3.23)$$

где $\Delta P_{\text{ж}}$ – вес столба жидкости над плунжером; $E_{\text{тр}} = 2,1 \cdot 10^{11}$ – модуль упругости материала труб; $f_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения труб (по металлу).

$$f_{\text{шт}} = \frac{\pi(d^2 - d_{\text{вн}}^2)}{4}, \text{ м}^2.$$

7. Деформация штанг за счет силы сопротивления при ходе штанг вниз:

$$\lambda_{\text{сж.шт}} = \frac{P_{\text{с}} L}{E_{\text{шт}} f_{\text{шт}}}, \text{ м.} \quad (3.24)$$

8. Потери хода за счет изгиба штанг определим по формуле, т. к. $P_{\text{с}} < 10$ кН. Предварительно определим:

$$R_{\text{с}} = \frac{D_{\text{тр}} - d_{\text{шт}}}{2}, \text{ м,} \quad (3.25)$$

где $D_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр труб; $d_{\text{шт}}$ – диаметр штанг;

$$L_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{с}}}{q_{\text{шт}} g \left(1 - \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{шт}}} \right)}, \text{ м.} \quad (3.26)$$

Осейвой момент инерции для штанг:

$$I = \frac{\pi r^2}{4}, \text{ м}^4; \quad (3.27)$$

$$\lambda_{\text{из}} = \frac{P_c R_c^2 L_{\text{сж}}}{8EI}, \text{ м.} \quad (3.28)$$

9. Длина хода плунжера при действии статических сил $P_{\text{пл}}$:

$$S_{\text{пл}} = S_A - \lambda = S_A - (\lambda_{\text{шт}} + \lambda_{\text{тр}} + \lambda_{\text{сж.шт}} + \lambda_{\text{из}}), \text{ м.} \quad (3.29)$$

Для режима откачки, находящегося в области динамических режимов. Так как колонна штанг одноступенчатая, а жидкость вязкая, то определим параметр β_1 , выбирая $b = 0,6$:

$$\beta = \frac{bL}{a}; \quad (3.30)$$

$$\text{sh } \beta = \frac{e^\beta - e^{-\beta}}{2}. \quad (3.31)$$

Параметр μ в градусах:

$$\mu' = \frac{\mu 180}{\pi}.$$

Длина хода плунжера определяется по формуле

$$S_{\text{пл}} = \frac{S_A}{\sqrt{\cos^2 \mu' - \text{sh}^2 \beta}} - \lambda, \text{ м.} \quad (3.32)$$

Таблица 3.1

Исходные данные

Номер варианта	$D_{\text{тр}}$, мм	$D_{\text{пл}}$, мм	$d_{\text{шт}}$, мм	L , м	S , м	$h_{\text{д}}$, м	n , мин ⁻¹	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³	$P_{\text{с}}$, кН	$P_{\text{б}}$, МПа	v_2 , см ² /с
1	60	32	16/19	1500	1,8	1420	12	810	1	0,5	0,09
2	73	38	19/22	1600	2,1	1550	9	820	2	0,6	0,08
3	89	43	22	1400	2,5	1370	10	830	3	0,7	0,1
4	102	56	25/19	1100	2,1	1050	15	840	4	0,8	0,11
5	114	68	25	900	3,0	880	12	850	5	1,0	0,12
6	60	38	16	1300	2,1	1260	9	860	2	1,1	0,1
7	73	43	19/22	1350	2,5	1300	5	870	3	1,2	0,9
8	89	56	22/19	1000	3,0	960	9	880	4	1,3	0,02
9	102	68	25	700	3,5	670	12	890	5	1,4	0,03
10	114	93	25	800	3,5	750	12	900	6	1,5	0,01
11	60	28	16	1700	1,8	1600	15	850	1	0,4	0,02
12	73	32	16	1600	2,1	1550	15	830	3	0,5	0,03
13	8.9	38	19/16	1500	2,5	1440	12	840	2	0,6	0,04

Номер варианта	$D_{гр},$ мм	$D_{пл},$ мм	$d_{шт},$ мм	$L,$ м	$S,$ м	$h_d,$ м	$n,$ мин ⁻¹	$\rho_{ж},$ кг/м ³	$P_c,$ кН	$P_6,$ МПа	$v_2,$ см ² /с
14	102	43	22/19	1300	3,0	1280	15	850	5	0,7	0,05
15	114	56	22	1100	2,5	1060	9	880	4	0,8	0,06
16	60	32	16	1400	2,1	1340	6	820	4	1,7	0,07
17	73	56	19	1020	2,5	1000	12	840	5	0,9	0,08
18	89	32	16/19	1550	2,5	1500	9	860	6	0,8	0,10
19	102	38	19/22	1450	3,0	1400	15	880	7	0,7	0,11
20	114	43	22	1350	3,5	1300	12	900	6	1,1	0,12
21	60	38	19	1400	1,8	1350	15	850	5	0,8	0,1
22	73	43	19	1300	2,1	1260	12	860	7	0,9	0,11
23	89	56	22	1050	2,5	1000	12	870	3	1,1	0,13
24	102	68	22/25	850	3,5	800	9	880	4	1,2	0,12
25	114	93	25	700	3,5	650	12	890	7	1,3	0,13
26	114	68	25	900	3,0	880	12	850	5	1,0	0,12
27	73	32	16	1600	2,1	1550	15	830	3	0,5	0,03
28	60	32	16/19	1500	1,8	1420	12	810	1	0,5	0,09
29	73	32	16	1600	2,1	1550	15	830	3	0,5	0,03
30	73	43	22	1500	2,1	1450	9	900	9	1	0,1

Практическое занятие № 4

Расчет прочности колонны штанг

Цель: определение напряжений, возникающих в штангах, и расчет на прочность колонны.

1. Теоретическая часть

Для определения напряжений, возникающих в штангах, необходимо найти наибольшие нагрузки за цикл хода вверх и вниз. При динамическом или переходном режиме работы эти нагрузки определяются по формулам:

$$P_{\max} = P_{ж} + P_{шт} + \frac{1}{3} \alpha_1 \frac{D}{d_{шт}} \sqrt{\frac{\omega^2 S_A}{g}} (P_{шт} + 0,3 \varepsilon P_{ж}) \times \sqrt{\alpha_1 \varphi - \frac{\lambda_{шт}}{S_A}} + \alpha_1^2 \frac{\omega^2 S_A}{2g} \left[\alpha_1 - \frac{2\lambda}{\varphi S_A} \right] \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] P_{шт}, \quad (4.1)$$

где $P_{\text{ж}}$ – вес столба жидкости высотой $h_{\text{д}}$ с учетом буферного давления с площадью, равной $F_{\text{пл}}$; $P'_{\text{ж}} = (F_{\text{пл}} - f_{\text{шт}}) \rho_{\text{ж}} g L$ – вес столба жидкости в кольцевом пространстве; $F_{\text{пл}}$, $f_{\text{шт}}$ – площадь поперечного сечения плунжера и штанг, соответственно; L – глубина спуска насоса; $P_{\text{шт}}$ – вес колонны штанг в воздухе; $P'_{\text{шт}}$ – вес колонны штанг в жидкости.

$$P_{\text{min}} = P_{\text{шт}} - \frac{1}{3} \alpha_1 \frac{D}{d_{\text{шт}}} \sqrt{\frac{\omega^2 S_A}{g}} \sqrt{\alpha_2 \varphi - \frac{\lambda_{\text{шт}}}{S_A} P_{\text{шт}}} - \alpha_2^2 \frac{\omega^2 S_A}{2g} \left[\alpha_2 - \frac{2\lambda_{\text{шт}}}{\varphi S_A} \right] \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] P_{\text{шт}}. \quad (4.2)$$

Здесь S_A – длина хода точки подвеса штанг; $P_{\text{шт}}$ – вес колонны штанг в воздухе; $P'_{\text{шт}}$ – вес колонны штанг в жидкости; α_1, α_2 – кинематические коэффициенты А. С. Вирновского.

Затем находят наибольшее напряжение цикла (σ_{max}), амплитуду напряжений цикла (σ_{a}) и приведенное напряжение $\sigma_{\text{пр}} = (\sigma_{\text{max}} \sigma_{\text{a}})^{0,5}$. При статическом режиме работы установки применяют упрощенные формулы. При их выводе радиальными и окружными напряжениями в штангах пренебрегают:

$$\sigma_{\text{a}} = \frac{a_0}{2} \frac{D^2}{d_{\text{шт}}^2} \frac{\Delta P}{\rho_{\text{ж}} g} + m_{\text{ср}} \rho_{\text{шт}} \frac{\omega^2 S_A}{2g} x, \quad (4.3)$$

где a_0 – опытный коэффициент, имеющий размерность удельного веса и учитывающий плотность жидкости, силы трения и другие факторы, не поддающиеся аналитическому расчету. Его принимают равным 11500 Н/м^3 ; x – расстояние от рассчитываемого сечения штанг до плунжера; D – диаметр плунжера; $d_{\text{шт}}$ – диаметр штанг; ΔP – перепад давления над плунжером; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая

скорость вращения кривошипа; $m_{\text{ср}}$ – средний кинематический показатель совершенства станка-качалки (СК).

$$m_{\text{ср}} = \frac{m_{\text{хв}} + m_{\text{хн}}}{2}.$$

Кинематический показатель при ходе вверх ($m_{\text{хв}}$) или вниз ($m_{\text{хн}}$) равен отношению максимального ускорения точки подвеса штанг к

его значению при гармоничном движений этой точки, т. е. по элементарной теории:

$$m = \frac{\varpi_{шт}}{\varpi_{эт}} = \frac{1 + r/L_{шт}}{\sin \beta_1^0},$$

где β_1^0 – угол между балансиром и шатуном при крайнем верхнем положении заднего плеча балансира; r – радиус кривошипа; $L_{шт}$ – длина шатуна.

По формуле А. С. Аливердизаде:

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{шт}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}}, \quad (4.4)$$

где k – заднее плечо балансира. Среднее напряжение в штангах:

$$\sigma_{ср} = \left[\frac{D^2}{2d_{шт}^2} - 1 \right] \Delta P + \rho_{шт} g x, \quad (4.5)$$

где $\rho_{шт}$ – плотность материала штанг.

Зависимость для среднего напряжения цикла, окружное и радиальное напряжения в штангах, динамические силы, обусловленные движением жидкости, были уточнены. Последние учитывают коэффициентом a'_0 , равным 1,15. В результате зависимость принимает следующий вид:

– для одноступенчатой колонны:

$$\sigma_{ср} = x(\rho_{шт} - \rho_{ж})g + a_0 \left[\frac{D^2}{2d_{шт}^2} \right] \Delta P; \quad (4.6)$$

– для ступенчатой колонны штанг можно получить:

$$\sigma_a = \frac{a_0}{2} \frac{D^2 \Delta P}{d_{шти}^2 \rho_{ж} g} + m_{ср} \frac{\varpi^2 S_A}{2} \frac{\rho_{шт} (d_{шти1}^2 x_1 + \dots + d_{штиi}^2 x_i)}{2d_{шти}^2}; \quad (4.7)$$

$$\sigma_{ср} = \frac{\sum P_{штиi}}{f_{xi}} \left[1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{шт}} \right] + a_0 \frac{D^2}{2d_{шти}^2} \Delta P, \quad (4.8)$$

где $\sum P_{шти}$ – вес i -й секции колонны штанг с учетом ниже расположенных секций, f_{xi} – площадь поперечного сечения i -й секции штанг.

При применении ступенчатой колонны штанг длины ступеней подбирают так, чтобы наибольшие значения $\sigma_{пр}$ для верхних секций ступеней были одинаковы, т. е. $\sigma_{max1}\sigma_{a1} = \dots\sigma_{maxi}\sigma_{ai}$.

2. Практическая часть

Выбрать и рассчитать на прочность одноступенчатую колонну штанг для СК согласно варианту в журнале.

Дано: $D_{шт}$ мм; глубина спуска насоса – 600 м; динамический уровень – 520 м; плотность жидкости $\rho_{ж}$ кг/м³; буферное давление $P_{б} = 0,3$ МПа.

Решение

Выберем предварительно штанги диаметром мм и определим параметр Коши:

$$\mu = \frac{\omega L}{a}, \quad (4.9)$$

где a – скорость звука в штангах = 5100 м/с; ω – угловая скорость 1/с,
 $\varpi = \frac{\pi n}{30}$.

Режим статический (динамический).

Определим перепад давления над плунжером из формулы

$$\Delta P = P_{ст} + P_{б} + P_{г} - P_{с}. \quad (4.10)$$

Полагаем, что гидравлическое сопротивление движению жидкости в трубах мало ($P_{г} = 0$). Найдем статическое давление над плунжером:

$$P_{ст} = \rho_{ж} g L, \text{ Н/м (МПа)}. \quad (4.11)$$

Давление под плунжером:

$$P_{с} = (L - h_{д}) \rho_{ж} g, \text{ Н/м}^2 \text{ (МПа)}. \quad (4.12)$$

Перепад давления над плунжером:

$$\Delta P = P_{ст} + P_{б} + P_{г} - P_{с}, \text{ МПа}. \quad (4.13)$$

Для максимального числа качаний n , длины хода $S_{А}$, м, кинематический показатель совершенства:

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{шт}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}}, \quad (4.14)$$

где r – радиус кривошипа; $L_{шт}$ – длина шатуна; k – заднее плечо балансира.

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

Амплитуда напряжения цикла по формуле

$$\sigma_a = \frac{a_o}{2} \frac{D^2}{d_{шт}^2} \frac{\Delta P}{\rho_{ж} g} + m_{ср} \rho_{шт} \frac{\omega^2 S_A}{2} x, \text{ МПа}, \quad (4.15)$$

где a_o – опытный коэффициент, имеющий размерность удельного веса и учитывающий плотность жидкости, силы трения и другие факторы, не поддающиеся аналитическому расчету. Его принимают равным 11500 Н/м^3 ; x – расстояние от рассчитываемого сечения штанг до плунжера (глубина спуска насоса); D – диаметр плунжера; $d_{шт}$ – диаметр штанг; ΔP – перепад давления над плунжером; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; ω – угловая скорость вращения кривошипа; $m_{ср}$ – средний кинематический показатель совершенства СК.

Среднее напряжение в штангах по формуле

$$\sigma_{ср} = \left[\frac{D^2}{2d_{шт}^2} - 1 \right] \Delta P + \rho_{шт} g x, \text{ МПа}, \quad (4.16)$$

где $\rho_{шт}$ – плотность материала штанг.

Зависимость для среднего напряжения цикла, окружное и радиальное напряжения в штангах, динамические силы, обусловленные движением жидкости, были уточнены. Последние учитывают коэффициентом a'_o , равным 1.15. В результате зависимость принимает следующий вид:

$$\sigma_{ср} = x(\rho_{шт} - \rho_{ж})g + a'_o \frac{D^2}{2d_{шт}^2} \Delta P, \text{ Н/м}^2,$$

где $\rho_{шт}$ – плотность материала штанг.

Максимальное напряжение:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{ср}} + \sigma_{\text{а}}, \text{ МПа.}$$

Приведенное напряжение

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_{\text{а}} \sigma_{\max}}, \text{ МПа.}$$

Таблица 4.1

**Технические характеристики механических приводов
установки штангового глубинного насоса**

Тип станка- качалки	Наибольшая нагрузка в точке подвеса штанг, кН	Длина хода полированного штока, м	Число качаний балансира в мин	Максимальный крутящий момент, кН* м	Длина переднего плеча балансира, мм	Длина заднего плеча балансира, мм	Длина шатуна, мм	Радиус кривошипа, мм
СКД3-1.5-710	30	0,75; 0,9; 1,1; 1,3; 1,5	5–15	7,1	1145	1085	1625	650
СКД4-2.1-1400	40	0,7; 1,0; 1,3; 1,6; 2,1	5–14	14,0	1600	1415	2125	850
СКД6-2.5-2800	60	0,9; 1,2; 1,6; 2,5;	5–14	28,0	1905	1665	2500	1000
СКД8-3-4000	80	1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0;	5–12	40,0	2290	2000	3000	1290
СКД10-3.5-5600	100	1,6; 2,0; 2,4; 2,8; 3,5;	5–12	56,0	2670	2000	3000	1290
СКД12-3-5600	120	1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0	5–12	56,0	2290	2000	3000	1290
2СК2-0.6-250	20	0,3;0,45; 0,6	5–15	2,5	740	740	840	295
3СК3-0.75-400	30	0,3;0,52; 0,75	5–15	4	750	750	1025	360
4СК3-1.2-700	30	0,45;0,6; 0,75; 1,05;0,9; 1,2	5–15	7	1200	1200	1430	570
6СК4-3-2500	40	1,29; 1,7;2,15; 2,6;3,0	6–15	25	3000	2100	2500	1000
5СК6-1.5-1600	60	0,6; 0,9; 1,2;1,5	5–15	16	1500	1500	1790	715
6СК6-2.1-2500	60	0,9; 1,2;1,5; 1,8; 2,1	6–15	25	2100	2100	2500	1000

Продолжение табл. 4.1

Тип станка-качалки	Наибольшая нагрузка в точке подвеса штанг, кН	Длина хода полированного штока, м	Число качаний балансира в мин	Максимальный крутящий момент, кН* м	Длина переднего плеча балансира, мм	Длина заднего плеча балансира, мм	Длина шатуна, мм	Радиус кривошипа, мм
7СК8-3.5-4000	80	1,675; 2,1; 2,5; 3,0; 3,5;	5–12	40	3500	2500	3000	1200
7СК12-2.5-4000	120	1,2; 1,5; 1,8; 2,1; 2,5;	5–12	40	2500	2500	3000	1200
8СК12-3.5-8000	120	2,1; 2,3; 2,6; 2,9; 3,2; 3,5	5–10	80	3500	3500	4200	1670
9СК20-4.2-12000	200	2,5; 2,8; 3,15; 3,5; 3,85; 4,2;	5–10	120	4200	4200	5000	2000
1СК1-0.6-100	10	0,4; 0,5; 0,6;	5–15	1	740	510	680	200
2СК1.25-0.9-250	12,5	0,44; 0,66; 0,9	5–15	2,5	1100	740	840	295
3СК2-1.05-400	20	0,42; 0,75; 1,05	5–15	4	1050	750	1025	360
4СК2-1.8-700	20	0,675; 0,9; 1,12; 1,350; 1,575; 1,8	5–15	7	1800	1200	1430	570
5СК4-2.1-1600	40	0,84; 1,26; 1,68; 2,1	5–15	16	2100	1500	1790	715
7СК12-2.5-6000	120	1,2; 1,5; 1,8; 2,1; 2,5	5–12	60	2500	2500	3000	1200
7СК8-3.5-6000	80	1,675; 2,1; 2,5; 3,0; 3,5;	5–12	60	3500	2500	3000	1200
СК3-1.2-630	30	0,6; 0,75; 0,9; 1,05; 1,2;	5–15	6,3	1200	1200	1430	570
СК5-3-2500	50	1,3; 1,8; 2,1; 2,5; 3,0;	5–15	25	3000	2100	2500	1000
СК6-2.1-2500	60	0,9; 1,2; 1,5; 1,8; 2,1;	5–14	25	2120	2100	2500	1000
СК8-3.5-4000	80	1,8; 2,1; 2,5; 3,0; 3,5;	5–12	40	3500	2500	3000	1200
СК8-3.5-5600	80	1,8; 2,1; 2,5; 3,0; 3,5;	5–12	56	3500	2500	3000	1200

Окончание табл. 4.1

Тип станка-качалки	Наибольшая нагрузка в точке подвеса штанг, кН	Длина хода полированного штока, м	Число качаний балансира в мин	Максимальный крутящий момент, кН* м	Длина переднего плеча балансира, мм	Длина заднего плеча балансира, мм	Длина шатуна, мм	Радиус кривошипа, мм
СК10-3-5600	100	1,5; 1,8; 2,1; 2,5; 3,0;	5–12	56	3500	2500	3000	1200
СК12-2.5-4000	120	1,2; 1,5; 1,8; 2,1; 2,5;	5–12	56	3000	2500	3000	1200

Таблица 4.2

Исходные данные

Номер варианта	Тип СК	$D_{пл}$, мм	$\rho_{ж}$, кг/м ³
1	СКДЗ-1.5-710	28	810
2	СКД4-2.1-1400	32	820
3	СКД6-2.5-2800	38	830
4	СКД8-3-4000	43	840
5	СКД10-3.5-5600	28	850
6	СКД12-3-5600	28	860
7	2СК2-0.6-250	32	870
8	3СК3-0.75-400	38	880
9	4СК3-1.2-700	43	890
10	6СК4-3-2500	28	900
11	5СК6-1.5-1600	32	850
12	6СК6-2.1-2500	38	830
13	7СК8-3.5-4000	43	840
14	7СК12-2.5-4000	28	850
15	8СК12-3.5-8000	32	880
16	9СК20-4.2-12000	38	820
17	1СК1-0.6-100	43	840
18	2СК1.25-0.9-250	28	860
19	3СК2-1.05-400	32	880
20	4СК2-1.8-700	38	900
21	5СК4-2.1-1600	43	850

Номер варианта	Тип СК	$D_{пл}$, мм	$\rho_{ж}$, кг/м ³
22	7СК12-2.5-6000	28	860
23	7СК8-3.5-6000	32	870
24	СК3-1.2-630	38	880
25	СК5-3-2500	43	890
26	СК6-2.1-2500	28	850
27	СК8-3.5-4000	32	830
28	СК8-3.5-5600	38	810
29	СК10-3-5600	43	830
30	СК12-2.5-4000	32	900

Практическое занятие № 5

Выбор и расчет на прочность двухступенчатой колонны штанг

Цель: определение напряжений, возникающих в штангах, и расчет параметров двухступенчатой колонны.

Теоретическая часть

Для определения напряжений, возникающих в штангах, необходимо найти наибольшие нагрузки за цикл хода вверх и вниз. При динамическом или переходном режиме работы эти нагрузки определяются по формулам:

$$\begin{aligned}
 P_{\max} = & P_{ж} + P_{шт} + \frac{1}{3} \alpha_1 \frac{D}{d_{шт}} \sqrt{\frac{\varpi^2 S_A}{g}} (P_{шт} + 0,3 \varepsilon P_{ж}) \sqrt{\alpha_1 \varphi - \frac{\lambda_{шт}}{S_A}} + \\
 & + \alpha_1^2 \frac{\varpi^2 S_A}{2g} \left[\alpha_1 - \frac{2\lambda_{шт}}{\varphi S_A} \right] \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] P_{шт}, \quad (5.1)
 \end{aligned}$$

где $P_{ж}$ – вес столба жидкости высотой h_d с учетом буферного давления с площадью, равной $F_{пл}$; $P'_{ж} = (F_{пл} - f_{шт}) \rho_{ж} g L$ – вес столба жидкости в кольцевом пространстве; $F_{пл}$, $f_{шт}$ – площадь поперечного сечения плунжера и штанг, соответственно; L – глубина спуска насоса; $P_{шт}$ – вес колонны штанг в воздухе; $P'_{шт}$ – вес колонны штанг в жидкости.

$$P_{\min} = P_{\text{шт}} - \frac{1}{3} \alpha_1 \frac{D}{d_{\text{шт}}} \sqrt{\frac{\varpi^2 S_A}{g}} \sqrt{\alpha_2 \varphi - \frac{\lambda_{\text{шт}}}{S_A} P_{\text{шт}}} - \alpha_2^2 \frac{\varpi^2 S_A}{2g} \left[\alpha_2 - \frac{2\lambda_{\text{шт}}}{\varphi S_A} \right] \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] P_{\text{шт}}. \quad (5.2)$$

Здесь S_A – длина хода точки подвеса штанг; $P_{\text{шт}}$ – вес колонны штанг в воздухе; $P'_{\text{шт}}$ – вес колонны штанг в жидкости; α_1, α_2 – кинематические коэффициенты А. С. Вирновского.

Затем находят наибольшее напряжение цикла (σ_{\max}), амплитуду напряжений цикла (σ_a) и приведенное напряжение $\sigma_{\text{пр}} = (\sigma_{\max} \sigma_a)^{0,5}$.

При статическом режиме работы установки применяют упрощенные формулы. При их выводе радиальными и окружными напряжениями в штангах пренебрегают:

$$\sigma_a = \frac{a_0}{2} \frac{D^2}{d_{\text{шт}}^2} \frac{\Delta P}{\rho_{\text{ж}} g} + m_{\text{ср}} \rho_{\text{шт}} \frac{\varpi^2 S_A}{2g} x, \quad (5.3)$$

где a_0 – опытный коэффициент, имеющий размерность удельного веса и учитывающий плотность жидкости, силы трения и другие факторы, не поддающиеся аналитическому расчету. Его принимают равным 11500 Н/м^3 ; x – расстояние от рассчитываемого сечения штанг до плунжера; D – диаметр плунжера; $d_{\text{шт}}$ – диаметр штанг; ΔP – перепад давления над плунжером; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости; $\varpi = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость вращения кривошипа; $m_{\text{ср}}$ – средний кинематический показатель совершенства СК.

$$m_{\text{ср}} = \frac{m_{\text{хв}} + m_{\text{хн}}}{2}.$$

Кинематический показатель при ходе вверх ($m_{\text{хв}}$) или вниз ($m_{\text{хн}}$) равен отношению максимального ускорения точки подвеса штанг к его значению при гармоничном движений этой точки, т. е. по элементарной теории:

$$m = \frac{\varpi_{\text{шт}}}{\varpi_{\text{эт}}} = \frac{1 + \frac{r}{L_{\text{ш}}}}{\sin \beta_1^0},$$

где β_1^0 – угол между балансиром и шатуном при крайнем верхнем положении заднего плеча балансира; r – радиус кривошипа; $L_{шт}$ – длина шатуна.

По формуле А. С. Аливердизаде

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{шт}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}}, \quad (5.4)$$

где k – заднее плечо балансира. Среднее напряжение в штангах:

$$\sigma_{ср} = \left[\frac{D^2}{2d_{шт}^2} - 1 \right] \Delta P + \rho_{шт} g x, \quad (5.5)$$

где $\rho_{шт}$ – плотность материала штанг.

Зависимость для среднего напряжения цикла, окружное и радиальное напряжения в штангах, динамические силы, обусловленные движением жидкости, были уточнены. Последние учитывают коэффициентом a'_0 , равным 1,15. В результате зависимость принимает следующий вид:

– для одноступенчатой колонны:

$$\sigma_{ср} = x(\rho_{шт} - \rho_{ж})g + a_0 \left[\frac{D^2}{2d_{шт}^2} \right] \Delta P; \quad (5.6)$$

– для ступенчатой колонны штанг можно получить:

$$\sigma_a = \frac{a_0}{2} \frac{D^2 \Delta P}{d_{шти}^2 \rho_{ж} g} + m_{ср} \frac{\varpi^2 S_A \rho_{шт} (d_{шт1}^2 x_1 + \dots + d_{шти}^2 x_i)}{2 d_{шти}^2}; \quad (5.7)$$

$$\sigma_{ср} = \frac{\sum P_{шти}}{f_{xi}} \left[1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{шт}} \right] + a_0 \frac{D^2}{2d_{шти}^2} \Delta P, \quad (5.8)$$

где $\sum P_{шти}$ – вес i -й секции колонны штанг с учетом ниже расположенных секций; f_{xi} – площадь поперечного сечения i -й секции штанг.

При применении ступенчатой колонны штанг длины ступеней подбирают так, чтобы наибольшие значения $\sigma_{ср}$ для верхних секций ступеней были одинаковы, т. е.

$$\sigma_{\max_1} \sigma_{a_1} = \dots = \sigma_{\max_i} \sigma_{a_i}.$$

2. Практическая часть

Выбрать и рассчитать на прочность двухступенчатую колонну штанг для СК.

Дано: $D_{шт}$ – диаметр плунжера; глубина спуска насоса – 910 м; динамический уровень – 880 м; плотность жидкости $\rho_{ж}$ кг/м³; буферное давление $P_б = 0,4$ МПа.

Решение

1. Определим параметр Коши.

$$\mu = \frac{\omega L}{a}, \quad (5.9)$$

где a – скорость звука в штангах = 5100 м/с; ω – угловая скорость 1/с. Режим статический (динамический).

2. Определим перепад давлений над плунжером из формулы

$$\Delta P = P_{ст} + P_б + P_г - P_с. \quad (5.10)$$

Полагаем, что гидравлическое сопротивление движению жидкости в трубах мало, $P_г = 0$. Найдем статическое давление над плунжером:

$$P_{ст} = \rho_{ж} g L, \text{ Н/м}^2 \text{ (МПа)}. \quad (5.11)$$

Давление под плунжером:

$$P_с = (L - h_д) \rho_{ж} g, \text{ Н/м}^2 \text{ (МПа)}. \quad (5.12)$$

Перепад давления над плунжером:

$$\Delta P = P_{ст} + P_б + P_г - P_с. \quad (5.13)$$

3. Выбираем штанги _____ мм и _____ мм в равных долях.

4. Для нижней секции (диаметр, мм):

$$\sigma_a = \frac{a_0}{2} \frac{D^2}{d_{шт}^2} \frac{\Delta P}{\rho_{ж} g} + m_{ср} \rho_{шт} \frac{\omega^2 S_A}{2} x, \text{ МПа} \quad (5.14)$$

где a_0 – опытный коэффициент, имеющий размерность удельного веса и учитывающий плотность жидкости, силы трения и другие факторы, не поддающиеся аналитическому расчету. Его принимают равным 11500 Н/м³; x – расстояние от рассчитываемого сечения штанг до плунжера (глубина спуска насоса); D – диаметр плунжера; $d_{шт}$ – диаметр штанг; ΔP – перепад давления над плунжером; $\rho_{ж}$ – плотность

жидкости; ω – угловая скорость вращения кривошипа; $m_{\text{ср}}$ – средний кинематический показатель совершенства СК.

Кинематический показатель совершенства СК:

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{\text{шт}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}}, \quad (5.15)$$

где r – радиус кривошипа; $L_{\text{шт}}$ – длина шатуна; k – заднее плечо балансира.

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

5. По формуле

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{\sum P_{\text{шт}i}}{f_{xi}} \left[1 - \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{шт}}} \right] + a'_o \frac{D^2}{2d_{\text{шт}i}^2} \Delta P, \quad (5.16)$$

где $\sum P_{\text{шт}i}$ – вес i -й секции колонны штанг с учетом ниже расположенных секций, f_{xi} – площадь поперечного сечения i -й секции штанг.

Найдем:

$$\frac{P_{\text{шт}1}}{f_{x1}} = \frac{\rho_{\text{шт}} f_{x1} x_1 g}{f_{x1}} = \rho_{\text{шт}} x_1 g, \text{ МПа.}$$

Находим $\sigma_{\text{ср}}$.

6. Максимальное напряжение:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{ср}} + \sigma_a, \text{ МПа.}$$

7. Приведенное напряжение:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{\text{max}}}, \text{ МПа.}$$

8. Для верхней секции () по формуле

$$\sigma_a = \frac{a_o}{2} \frac{D^2}{d_{\text{шт}}^2} \frac{\Delta P}{\rho_{\text{ж}} g} + m_{\text{ср}} \rho_{\text{шт}} \frac{\omega^2 S_A}{2} x, \text{ МПа.} \quad (5.17)$$

9. $P_{\text{шт}2} = \rho_{\text{шт}} f_{x2} x_2 g, \text{ Н;}$

$P_{\text{шт}1} = \rho_{\text{шт}} f_{x1} x_1 g, \text{ Н.}$

Определим $\sum P_{штi}$ по формуле

$$10. \sum P_{штi} = \rho_{шт} g 0,785 (d_{шт1}^2 x_1 + d_{шт2}^2 x_2), \text{ Н.}$$

$$11. \sigma_{ср2} = \frac{\sum P_{штi}}{f_{xi}} \left[1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{шт}} \right] + a'_0 \frac{D^2}{2d_{штi}^2} \Delta P, \text{ МПа.}$$

$$12. \sigma_{max2} = \sigma_{ср} + \sigma_a, \text{ МПа.}$$

13. Приведенное напряжение:

$$\sigma_{пр2} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{max}}, \text{ МПа.}$$

Подбором длин штанг можно добиться выравнивания $\sigma_{пр}$.
Уменьшим длину верхней секции на 10 %, соответственно увеличив нижнюю: $L_1 = 455 + 45 = 500$ м; $L_2 = 410$ м.

Произведем расчет по пунктам 4–13.

Таблица 5.1

Исходные данные

Номер варианта	Тип станка-качалки	$D_{пл}$, мм	$\rho_{ж}$, кг/м ³
1	СКД3-1.5-710	28	810
2	СКД4-2.1-1400	32	820
3	СКД6-2.5-2800	38	830
4	СКД8-3-4000	43	840
5	СКД10-3.5-5600	28	850
6	СКД12-3-5600	28	860
7	2СК2-0.6-250	32	870
8	3СК3-0.75-400	38	880
9	4СК3-1.2-700	43	890
10	6СК4-3-2500	28	900
11	5СК6-1.5-1600	32	850
12	6СК6-2.1-2500	38	830
13	7СК8-3.5-4000	43	840
14	7СК12-2.5-4000	28	850
15	8СК12-3.5-8000	32	880
16	9СК20-4.2-12000	38	820
17	1СК1-0.6-100	43	840
18	2СК1.25-0.9-250	28	860

Номер варианта	Тип станка-качалки	$D_{пл}$, мм	$\rho_{ж}$, кг/м ³
19	3СК2-1.05-400	32	880
20	4СК2-1.8-700	38	900
21	5СК4-2.1-1600	43	850
22	7СК12-2.5-6000	28	860
23	7СК8-3.5-6000	32	870
24	СК3-1.2-630	38	880
25	СК5-3-2500	43	890
26	СК6-2.1-2500	28	850
27	СК8-3.5-4000	32	830
28	СК8-3.5-5600	38	810
29	СК10-3-5600	43	830
30	СК12-2.5-4000	32	900

Практическое занятие № 6

Расчет насосно-компрессорных труб по аварийной нагрузке при эксплуатации установки штангового глубинного насоса

Цель: изучение методики расчета нагрузок на НКТ.

1. Теоретическая часть

Аварийная нагрузка на НКТ возникает в случае обрыва штанг в процессе работы или спуска насоса в скважину:

$$P_{тр.ав} = P_{тр} + P_{шт.ж} + P_{ж} + P_{iшт}, \quad (6.1)$$

где $P_{тр}$ – вес труб без учета погружения их в жидкость; $P_{шт.ж}$ – вес штанг с учетом погружения их в жидкость; $P_{ж}$ – вес столба жидкости в трубах; $P_{iшт}$ – сила инерция от массы оборвавшейся колонны штанг.

Вес колонны НКТ определяется по формуле

$$P_{тр} = L_{тр} q_{тр} g, \quad (6.2)$$

где $L_{тр}$ – длина колонны НКТ; $q_{тр}$ – масса 1 п. м НКТ с учетом муфт; g – ускорение свободного падения.

Если предусматривается большое заглубление насоса под динамический уровень, то следует учесть облегчение в жидкости:

$$P_{\text{тр}} = L_{\text{тр}1} q_{\text{тр}} g + L_{\text{тр}2} q_{\text{тр}} \left[1 - \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{тр}}} \right], \quad (6.3)$$

где $L_{\text{тр}2}$ – длина участка колонны НКТ ниже динамического уровня.

Вес штанг в жидкости:

$$P_{\text{шт.ж}} = L_{\text{шт}} q_{\text{шт}} g \left[1 - \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{шт}}} \right], \quad (6.4)$$

где $L_{\text{шт}2}$ – длина колонны штанг; $q_{\text{шт}}$ – масса 1 п. м колонны штанг; $\rho_{\text{шт}}$ – плотность материала штанг.

Вес столба жидкости в трубах:

$$P_{\text{ж}} = 0,785 d^2 L_{\text{шт}} \rho_{\text{ж}} g, \quad (6.5)$$

где d – внутренний диаметр НКТ.

Сила инерции от массы оборвавшейся колонны штанг определяется по ускорению падения:

$$P_{\text{шт}} = L_{\text{шт}} f_{\text{шт}} \rho_{\text{шт}} g_{\text{п}}, \quad (6.6)$$

где $f_{\text{шт}}$ – площадь поперечного сечения штанг; $g_{\text{п}}$ – ускорение падения штанг ($g_{\text{п}} = 3 \dots 6 \text{ м/с}^2$).

Для определения ускорения падения штанг в трубах рассмотрим две ситуации:

1) обрыв штанг в процессе работы насоса, который чаще всего и происходит. Максимальная длина хода плунжера насоса у обычных СК – 3 м, у длинноходовых СК – 6 м. Учитывая, что падение происходит в столбе жидкости, ускорение падения не превысит $3 \dots 6 \text{ м/с}^2$;

2) обрыв штанг в процессе спуска плунжера (насоса НГН или насоса НГВ – редкий случай).

В этом случае ускорение падения может достигнуть $9,81 \text{ м/с}^2$, однако установившийся в НКТ статический уровень жидкости самортизирует усилие от падающих штанг, погасив ускорение. Кроме того, в этом случае на трубы не действует вес столба жидкости, что снижает общую нагрузку на НКТ. Таким образом, целесообразно принимать ускорение падения штанг в пределах $3 \dots 6 \text{ м/с}^2$ в соответствии с длиной хода насоса.

Полученную аварийную нагрузку сопоставляют с расчетной (страгивающей или предельной нагрузкой):

$$P_{\text{тр.ав}} \leq \frac{P_{\text{стр}}}{n}, \quad (6.7)$$

где $n = 1, 1 \dots 1, 15$.

2. Практическая часть

Рассчитать аварийную нагрузку на гладкие НКТ диаметром $D_{\text{НКТ}}$ с толщиной стенки δ мм, длиной 1400 м при спущенном в них насосе НГН на штангах диаметром 16 мм на глубину 1200 м. Динамический уровень 1150 м, $\rho_{\text{ж}}$ кг/м³.

Решение

Определим вес труб по формуле (6.3):

$$P_{\text{тр}} = L_{\text{тр}1} q_{\text{тр}} g + L_{\text{тр}2} q_{\text{тр}} g \left[1 - \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{тр}}} \right],$$

где $L_{\text{тр}2}$ – длина участка колонны НКТ ниже динамического уровня.

Вес штанг в жидкости определим по формуле (6.4).

Штанги диаметром 16 мм; $f_{\text{шт}} = 2,01 \text{ см}^2$; $q_{\text{шт}} = 1,67 \text{ кг/м}$; $D_{\text{м}} = 38 \text{ мм}$; диаметр муфты меньше внутреннего диаметра НКТ на 12 мм:

$$P_{\text{шт.ж}} = L_{\text{шт}} q_{\text{шт}} g \left[1 - \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{шт}}} \right],$$

где $L_{\text{шт}}$ – длина колонны штанг; $q_{\text{шт}}$ – масса 1 п. м колонны штанг, $\rho_{\text{шт}}$ – плотность материала штанг.

Вес столба жидкости в трубах [см. формулу (6.5)]:

$$P_{\text{ж}} = 0,785 d^2 L_{\text{шт}} \rho_{\text{ж}} g,$$

где d – внутренний диаметр НКТ.

Сила инерции от оборвавшихся штанг по формуле (6.6):

$$P_{\text{шт}} = L_{\text{шт}} f_{\text{шт}} \rho_{\text{шт}} g_{\text{п}},$$

где $f_{\text{шт}}$ – площадь поперечного сечения штанг; $g_{\text{п}}$ – ускорение падения штанг ($g_{\text{п}} = 3 \dots 6 \text{ м/с}^2$).

Аварийная нагрузка на НКТ [см. формулу (6.1)]:

$$P_{\text{тр.ав}} = P_{\text{тр}} + P_{\text{шт.ж}} + P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}},$$

где $P_{\text{тр}}$ – вес труб без учета погружения их в жидкость; $P_{\text{шт.ж}}$ – вес штанг с учетом погружения их в жидкость; $P_{\text{ж}}$ – вес столба жидкости в трубах; $P_{i \text{ шт}}$ – сила инерция от массы оборвавшейся колонны штанг.

Страгивающую нагрузку на гладкие НКТ мм (для НКТ $q = \text{кг/м}$; L_p мм; h_1 мм – табл. 6.1) определим по формуле

$$P_{\text{стр}} = \frac{\pi D_{\text{ср}} b \sigma_{\text{тр}}}{1 + \eta \frac{D_{\text{ср}}}{2L} \text{ctg}(\alpha + \varphi)},$$

где b – толщина тела трубы под резьбой в основной плоскости; h_1 – высота профиля резьбы; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр тела трубы под резьбой; d – внутренний диаметр трубы; η – поправка Шумилова; α – угол наклона несущей поверхности резьбы к оси трубы; φ – угол трения в резьбе ($\varphi = 7-9^\circ$); L – длина резьбы с полным профилем; $\sigma_{\text{тр}}$ – предел текучести материала трубы.

Недостающие данные возьмем из табл. 6.1.

Найдем:

$$b = \delta - h_1, \text{ мм};$$

$$d = B - 2\delta, \text{ мм};$$

$$D_{\text{ср}} = d + b, \text{ мм};$$

$$\eta = \frac{b}{\delta + b};$$

$$P_{\text{стр}} = \frac{\pi D_{\text{ср}} b \sigma_{\text{тр}}}{1 + \eta \frac{D_{\text{ср}}}{2L} \text{ctg}(\alpha + \varphi)}, \text{ Н.}$$

Коэффициент запаса по страгивающей нагрузке из формулы (6.7):

$$P_{\text{тр.ав}} \leq \frac{P_{\text{стр}}}{n},$$

где $n = 1,1 \dots 1,15$.

Трубы выдерживают аварийную нагрузку с запасом _____.

Таблица 6.1

Трубы гладкие с треугольной резьбой

Условный диаметр трубы	Наружный диаметр D , мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр муфты D_m , мм	Масса 1 п. м, кг	Высота резьбы h , мм	Длина резьбы до основной плоскости L , мм
33	33,4	3,5	42,2	2,65	1,412	16,3
42	42,2	3,5	52,2	3,37	–	19,3
48	48,3	4,0	55,9	4,46	–	22,3
60	60,3	5,0	73,0	6,96	–	29,3
73	73,0	5,5; 7,0	88,9	9,5; 11,7	–	40,3
89	88,0	6,5	108,0	13,65	–	47,3
102	101,6	6,5	120,6	15,76	1,81	49,3
114	114,3	7,0	132,1	19,1	–	52,3

Таблица 6.2

Исходные данные

Номер варианта	$D_{\text{нкт}}$, мм	δ , мм	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³
1	114	7,0	850
2	102	6,5	900
3	89	8,0	880
4	89	6,5	870
5	114	7,0	860
6	102	6,5	840
7	89	8,0	950
8	89	6,5	930
9	114	7,0	925
10	102	6,5	940
11	89	8,0	960
12	89	6,5	850
13	114	7,0	900
14	102	6,5	880
15	89	8,0	870
16	89	6,5	860
17	114	7,0	840
18	102	6,5	950
19	89	8,0	930
20	89	6,5	925
21	114	7,0	940

Номер варианта	$D_{\text{НКТ}}$, мм	δ , мм	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³
22	102	6,5	960
23	89	8,0	850
24	89	6,5	900
25	114	7,0	880
26	102	6,5	870
27	89	8,0	860
28	89	6,5	840
29	102	6,5	950
30	89	8,0	930

Практическое занятие № 7

Выбор кабеля, трансформатора и определение эксплуатационных параметров установки электроцентробежного насоса

Цель: подбора главного оборудования установки электроцентробежного насоса (УЭЦН).

1. Теоретическая часть

Выбор кабеля. Сечение жилы кабеля выбирают по номинальному току электродвигателя, исходя из плотности i рабочего тока в этом кабеле:

$$S = \frac{I}{i}, \quad (7.1)$$

где I – номинальный ток электродвигателя, А; i – допустимая плотность тока, А/мм².

При выборе кабеля следует учитывать температуру и давление окружающей среды, допустимое напряжение (табл. 7.1).

Если в добываемой жидкости имеется растворенный газ, предпочтение следует отдать кабелю с полиэтиленовой и эластопластовой изоляцией, т. к. она не поглощает растворенный в нефти газ и не повреждается им при подъеме на поверхность. При наличии в скважине коррозионно-активных агентов предпочтение отдают кабелю с фторопластовой изоляцией.

Потери мощности в кабеле, кВт, определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{к}} = 3I^2 RL_{\text{к}} 10^{-3}, \quad (7.2)$$

где I – рабочий ток в электродвигателе, А; $L_{\text{к}}$ – длина кабеля, м; R – сопротивление кабеля, Ом/м,

$$R = \rho [1 + \alpha(t_3 - t_{20})] \frac{1}{S}, \quad (7.3)$$

где $\rho = 0,0175$ Ом · мм²/м – удельное сопротивление меди при $t = 20$ °С; $\alpha = 0,004$ – температурный коэффициент для меди; t_3 – температура на заборе у приема насоса; S – площадь поперечного сечения жилы кабеля.

Общая длина кабеля должна быть равна глубине спуска насоса плюс расстояние от скважины до станции управления и небольшой запас на ремонт кабеля:

$$L_{\text{к}} = L + l + l_{\text{р}}. \quad (7.4)$$

Выбор трансформатора. Выбирать трансформатор (автотрансформатор) следует на соответствие двух параметров: мощности и напряжения. Мощность трансформатора должна быть:

$$P_{\text{тр}} \geq \frac{P_{\text{эд}}}{\eta_{\text{эд}}} + \Delta P_{\text{к}}, \quad (7.5)$$

где $P_{\text{эд}}$, $\eta_{\text{эд}}$ – полезная мощность и КПД электродвигателя соответственно (табл. 7.2); $\Delta P_{\text{к}}$ – потери мощности в кабеле.

Для определения величины напряжения во вторичной обмотке трансформатора найдем величину падения напряжения в кабеле, В:

$$\Delta U = \sqrt{3}(R_{\text{к}} \cos \varphi + X_{\text{o}} \sin \varphi) I L_{\text{к}}, \quad (7.6)$$

где $R_{\text{к}} = R \cdot 10^{-3}$ – активное удельное сопротивление 1 км кабеля, Ом/км; X_{o} – индуктивное удельное сопротивление кабеля ($X_{\text{o}} = 0,1$ Ом/км); $\cos \varphi$ – коэффициент мощности электродвигателя; $\sin \varphi$ – коэффициент реактивной мощности; $L_{\text{к}}$ – длина кабеля, км.

Напряжение на вторичной обмотке трансформатора должно быть равно сумме рабочего напряжения электродвигателя и величине потерь напряжения в кабеле:

$$U_{\text{тр}} = U_{\text{эд}} + \Delta U. \quad (7.7)$$

Определение габаритного диаметра установки электроцентробежного насоса и скорости движения охлаждающей жидкости. Габаритный диаметр насосного агрегата определяют в двух сечениях с учетом того, что электродвигатель, насос и первые от насоса трубы представляют жесткую систему, и их размещение в скважине должно рассматриваться совместно.

В первом сечении учитываются диаметры электродвигателя насоса и плоский кабель:

$$D_{\max} = \frac{D_{\text{эд}}}{2} + \frac{D_{\text{н}}}{2} + h_{\text{к}} + S_{\text{х}}, \quad (7.8)$$

где $D_{\text{эд}}$, $D_{\text{н}}$ – наружные диаметры электродвигателя и насоса соответственно; $h_{\text{к}}$ – толщина плоского кабеля; $S_{\text{х}}$ – толщина хомута, крепящего кабель к насосу.

Во втором сечении учитывается размер муфты НКТ и круглый кабель:

$$A_{\max} = \frac{D_{\text{эд}}}{2} + \frac{D_{\text{н}}}{2} + d_{\text{к}}. \quad (7.9)$$

Должно быть, чтобы величина $D_{\max} > A_{\max}$, в противном случае первые над насосом 100–150 м НКТ устанавливают на типоразмер меньше или устанавливают на этой длине плоский кабель.

Величина диаметрального зазора между эксплуатационной колонной и D_{\max} должна быть не менее 5–10 мм для эксплуатационных колонн диаметром до 219 мм в неосложненных условиях для вертикальной скважины.

Скорость движения охлаждающей жидкости в расположении электродвигателя определим по формуле

$$V = \frac{Q}{86400 \cdot 0,785(D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{эд}}^2)}, \quad (7.10)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр эксплуатационной колонны; Q – дебит скважины, м³/сут.

Определение удельного расхода электроэнергии установкой электроцентробежного насоса. Важным энергетическим показателем работы УЭЦН является расход электроэнергии на 1 т добываемой жидкости, кВт · ч/т, определяемый по формуле

$$\mathcal{E} = 2,73 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\eta_{\text{об}}}, \quad (7.11)$$

где H – высота подъема жидкости из скважины, м; $\eta_{об}$ – общий КПД установки.

По техническим данным оборудования определяется:

$\eta_{тр}$ – КПД труб;

$\eta_{н}$ – КПД насоса;

$\eta_{дв}$ – КПД электродвигателя;

$\eta_{авт}$ – КПД автотрансформатора или трансформатора.

КПД кабеля $\eta_{к}$ можно определить исходя из потерь мощности в кабеле:

$$\eta_{к} = \frac{P_{эд}}{P_{эд} + \Delta P_{к}}, \quad (7.12)$$

где $P_{эд}$ – номинальная мощность электродвигателя; $\Delta P_{к}$ – потери мощности в кабеле.

2. Практическая часть

По параметрам эксплуатационной скважины и оборудованию выбрать кабель, трансформатор, определить габариты УЭЦН, скорость охлаждающей жидкости и удельный расход электроэнергии.

Дано: наружный диаметр эксплуатационной колонны – мм;
НКТ;

дебит скважины Q м³/сут;

динамический уровень $h_{д} = 1100$ м;

тип насоса ЭЦН5-130-1200;

тип электродвигателя согласно варианту;

глубина спуска насоса – 1400 м;

температура на приеме насоса – 50 °С;

расстояние до станции управления – 100 м.

Решение

По табл. 7.2 определим основные характеристики двигателя: напряжение U В, ток I А, КПД %, $\cos\phi$. Температура окружающей среды – °С, скорость охлаждающей жидкости м/с.

По формуле (7.1) определим сечение жилы:

$$S = \frac{I}{i}, \text{ м}^2, \quad (7.13)$$

где I – номинальный ток электродвигателя, А; i – допустимая плотность тока, $i = 5 \text{ А/мм}^2$.

Учитывая, что в жидкости имеется растворенный газ, выберем кабель с полиэтиленовой изоляцией (табл. 7.1) КПБК 3×10 мм и КПБП 3×10 мм с рабочим напряжением 2500 В, допустимым давлением до 25 МПа и температурой до 90°C и размером $13,6 \times 33,8$ мм.

Длина кабеля [см. формулу (7.4)]:

$$L_k = L + l + l_p, \text{ м.}$$

Сопротивление кабеля [см. формулу (7.3)]:

$$R = \rho [1 + \alpha(t_3 - t_{20})] \frac{1}{S}, \text{ Ом/м,}$$

где $\rho = 0,0175 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$ – удельное сопротивление меди при $t = 20^\circ\text{C}$; $\alpha = 0,004$ – температурный коэффициент для меди; t_3 – температура на заборе у приема насоса; S – площадь поперечного сечения жилы кабеля.

Потери мощности в кабеле [см. формулу (7.2)]:

$$\Delta P_k = 3I^2 R L_k 10^{-3}, \text{ кВт,}$$

где I – рабочий ток в электродвигателе, А; L_k – длина кабеля, м; R – сопротивление кабеля, Ом/м.

Мощность трансформатора [см. формулу (7.5)]:

$$P_{\text{тр}} \geq \frac{P_{\text{эд}}}{\eta_{\text{эд}}} + \Delta P_k, \text{ кВт,}$$

где $P_{\text{эд}}$, $\eta_{\text{эд}}$ – полезная мощность и КПД электродвигателя, соответственно (табл. 7.2); ΔP_k – потери мощности в кабеле.

Падение напряжения в кабеле [см. формулу (7.6)]:

$$\Delta U = \sqrt{3}(R_k \cos\varphi + X_0 \sin\varphi) I L_k, \text{ В,}$$

где $R_k = R \cdot 10^{-3}$ – активное удельное сопротивление 1 км кабеля, Ом/км; X_0 – индуктивное удельное сопротивление кабеля ($X_0 = 0,1 \text{ Ом/км}$); $\cos\varphi$ – коэффициент мощности электродвигателя; $\sin\varphi$ – коэффициент реактивной мощности; L_k – длина кабеля, км.

Напряжение на вторичной обмотке трансформатора:

$$U_{\text{тр}} = U_{\text{эд}} + \Delta U, \text{ В.}$$

Определим габаритный размер D_{\max} [см. формулу (7.8)]:

$$D_{\max} = \frac{D_{\text{эд}}}{2} + \frac{D_{\text{н}}}{2} + h_{\text{к}} + S_{\text{х}}, \text{ мм}, \quad (7.14)$$

где $D_{\text{эд}}$, $D_{\text{н}}$ – наружные диаметры электродвигателя и насоса, соответственно; $h_{\text{к}}$ – толщина плоского кабеля; $S_{\text{х}}$ – толщина хомута, крепящего кабель к насосу.

Габаритный размер A_{\max} с учетом НКТ:

$$A_{\max} = \frac{D_{\text{эд}}}{2} + \frac{D_{\text{н}}}{2} + d_{\text{к}}, \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр мм эксплуатационной колонны равен мм, следовательно минимальный зазор составит _____, что допустимо (недопустимо).

Скорость движения охлаждающей жидкости в расположении электродвигателя [см. формулу (7.10)]:

$$V = \frac{Q}{86400 \cdot 0,785(D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{эд}}^2)}, \text{ м/с},$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр эксплуатационной колонны; Q – дебит скважины, м³/сут.

Полученная скорость превышает необходимую скорость охлаждения по характеристике электродвигателя.

Удельный расход электроэнергии определим по формуле (7.11). По исходным данным оборудования найдем:

$$\eta_{\text{тр}} = 0,94; \eta_{\text{н}} = 0,57; \eta_{\text{дв}} = 0,72; \eta_{\text{авт}} = 0,96.$$

По формуле получим:

$$\eta_{\text{к}} = \frac{P_{\text{эд}}}{P_{\text{эд}} + \Delta P_{\text{к}}},$$

где $P_{\text{эд}}$ – номинальная мощность электродвигателя; $\Delta P_{\text{к}}$ – потери мощности в кабеле.

Удельный расход электроэнергии на 1 т добытой жидкости [см. формулу (7.11)]:

$$\Xi = 2,73H10^{-3} \frac{1}{\eta_{\text{об}}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}, \quad (7.15)$$

где H – высота подъема жидкости из скважины, м; $\eta_{\text{об}}$ – общий КПД установки.

Таблица 7.1

Основные характеристики кабелей

Кабель	Число X площадь сечения жил, мм ²		Максимальные наружные размеры, мм	Номинальная строительная длина, м	Расчетная масса, кг/км	Рабочее напряжение, В
	основное	контрольное				
КРБК	3 × 10	–	27,5	1200	1100	1100
	3 × 16	–	29,3	1100	1650	–
	3 × 25	–	32,1	950	2140	–
	3 × 35	–	34,7	850	2680	–
КПБК	3 × 6	–	25	850–1950	712	2500
	3 × 10	–	29	1200–1700	898	»
	3 × 16	–	32	1100–1900	1125	3300
КПБК	3 × 25	–	35,6	1000–1800	1564	–
	3 × 35	–	38,3	500	1913	–
	3 × 50	–	44,0	500	2425	–
КПБП	3 × 6	–	10,2 × 27,5	300 и кратн.	796	2500
	3 × 10	–	13,6 × 33,8	1200–1700	950	–
	3 × 16	–	15,0 × 37,4	1100–1700	1170	–
	3 × 25	–	15,4 × 43,0	1000–1800	1615	3300
	3 × 35	–	18 × 48,2	500	2098	–
	3 × 50	–	19,7 × 52,3	500	2641	–
КФСБ	3 × 6	–	10,1 × 25,7	100 и кратн.	1123	2500
	3 × 10	–	11,1 × 28,1	–	1489	–
	3 × 16	–	12,3 × 31,7	–	1900	3300
	3 × 25	–	14,5 × 38,2	1500	2440	–
	3 × 6	2 × 0,5	10,3 × 25,7	100 и кратн.	1173	2500
	3 × 10	2 × 0,5	11,1 × 28,1	–	1539	–
	3 × 16	2 × 0,5	12,3 × 31,7	–	1950	3300
	3 × 25	2 × 0,5	14,5 × 38,2	1500	2490	–
КФСБК	3 × 6	–	22,2	1500	1103	2500
	3 × 10	–	23,9	–	1420	3300
	3 × 16	–	26,4	–	1850	–
	3 × 25	–	31,1	–	2390	–
	3 × 6	3 × 0,5	22,2	1500	1178	2500
	3 × 10	3 × 0,5	23,9	–	1495	–
	3 × 16	3 × 0,5	26,4	–	1925	3300
	3 × 25	3 × 0,5	31,1	–	2465	–

Кабель	Число X площадь сечения жил, мм ²		Максимальные наружные размеры, мм	Номинальная строительная длина, м	Расчетная масса, кг/км	Рабочее напряжение, В
	основное	контрольное				
КТЭБ	3 × 6	–	10,2 × 27,5	100 и кратн.	502	2500
	3 × 10	–	13,6 × 33,8	1500	842	–
	3 × 16	–	15,0 × 37,4	–	1083	–
	3 × 25	–	15,4 × 43,0	–	1403	3300
	3 × 35	–	18,0 × 48,2	–	1716	–
	3 × 6	2 × 0,5	10,2 × 27,5	100 и кратн.	542	2500
	3 × 10	2 × 0,5	13,6 × 33,8	1500	882	–
	3 × 16	2 × 0,5	15,0 × 37,4	–	1123	3300
	3 × 25	2 × 0,5	15,4 × 43,0	–	1443	–
	3 × 35	2 × 0,5	18,0 × 48,2	–	1756	–
КФСБК	3 × 6	–	25	1500	464	2500
	3 × 10	–	29	–	795	–
	3 × 16	–	32	–	1132	–
	3 × 25	–	35,6	–	1355	3300
	3 × 35	–	38,6	–	1672	–
	3 × 6	2 × 0,5	25	1500	524	2500
	3 × 10	2 × 0,5	29	–	855	>
	3 × 16	2 × 0,5	32	–	1092	3300
	3 × 25	2 × 0,5	35,6	–	1415	–
	3 × 35	2 × 0,5	38,6	–	1732	–

Теплостойкость изоляции проводов обмотки электродвигателей ограничена 130–160 °С, поэтому температура добываемой жидкости в скважине не должна превышать 50–80 °С в зависимости от конструкции двигателя и применяемых материалов.

Таблица 7.2

Характеристики погружных электродвигателей

Электродвигатель	Номинальные			КПД, %	cos α	Скорость охлаждения жидкости, м/с	Температура окружающей среды, °С	Длина, м	Масса, кг
	Мощность, кВт	Напряжения, В	Ток, А						
ПЭД14-103	14	350	40	72	0,80	0,06	70	4,20	200
ПЭД20-103	20	700	29	73	0,78	0,06	70	5,17	275

Окончание табл. 7.2

Электро- двигатель	Номинальные			КПД, %	cos α	Ско- рость охлаж- дения жидко- сти, м/с	Темпе- ратура окру- жаю- щей среды, °С	Длина, м	Масса, кг
	Мощ- ность, кВт	Напря- жения, В	Ток, А						
ПЭД28-103	28	850	34,7	73	0,75	0,085	70	5,5	295
ПЭД40-103	40	1000	40	72	0,80	0,12	55	6,2	335
ПЭДС55-103	55	850	69	73	0,75	0,37	70	5,21	500
ПЭД45-117	45	1400	27,3	81	0,84	0,27	50	5,60	382
ПЭД65-117	65	2000	27,5	81	0,84	0,27	50	7,5	525
ПЭД90-117	90	2000	38,7	81	0,83	0,4	60	10,76	750
ПЭД17-123	17	400	39,5	78	0,80	0,1	80	4,6	348
ПЭД35-123	35	550	55,5	79	0,84	0,12	70	5,45	425
ПЭД46-123	46	700	56,5	79	0,85	0,2	80	6,73	528
ПЭД55-123	55	800	61,5	78	0,83	0,2	70	7,2	568
ПЭД 75-123	75	915	73,5	76	0,85	0,3	55	8,02	638
ПЭД100-123	100	950	89,5	80	0,85	0,35	60	8,02	638
ПЭД125-138	125	2000	50,5	84	0,85	0,9	50	8,21	800

Таблица 7.3

Исходные данные

Номер варианта	D , мм	$d_{\text{нкт}}$, мм	δ , мм	Q , м ³ /сут	ПЭД
1	168	73	7,0	80	ПЭД14-103
2	141	60	5,0	85	ПЭД20-103
3	168	89	8,0	90	ПЭД28-103
4	168	73	5,5	95	ПЭД40-103
5	141	60	5,0	100	ПЭДС55-103
6	168	89	6,5	105	ПЭД45-117
7	168	89	8,0	110	ПЭД65-117
8	168	89	6,5	115	ПЭД90-117
9	141	60	5,0	120	ПЭД17-123
10	141	60	5,0	80	ПЭД35-123
11	141	60	5,0	85	ПЭД46-123
12	168	73	5,0	90	ПЭД55-123
13	168	73	7,0	95	ПЭД 75-123
14	168	73	5,0	100	ПЭД100-123

Окончание табл. 7.3

Номер варианта	D , мм	$d_{\text{икт}}$, мм	δ , мм	Q , м ³ /сут	ПЭД
15	168	73	7,0	105	ПЭД125-138
16	141	60	5,0	110	ПЭД14-103
17	141	60	5,0	115	ПЭД20-103
18	141	60	5,0	120	ПЭД28-103
19	168	89	8,0	80	ПЭД40-103
20	168	89	6,5	85	ПЭДС55-103
21	168	89	8,0	90	ПЭД45-117
22	168	73	5,5	95	ПЭД65-117
23	168	73	5,0	100	ПЭД90-117
24	168	73	7,0	105	ПЭД17-123
25	168	73	7,0	110	ПЭД35-123
26	168	73	5,0	115	ПЭД46-123
27	141	60	5,0	120	ПЭД55-123
28	141	60	5,0	105	ПЭД 75-123
29	141	60	5,0	110	ПЭД100-123
30	168	89	8,0	115	ПЭД125-138

Литература

1. ГОСТ 633–80. Трубы насосно-компрессорные и муфты к ним. Технические условия. – М., 1980.
2. ГОСТ 21425–75. Соединения зубчатые (шлицевые) прямо-бочные.
3. Ивановский, Н. Ф. Определение моментов сопротивления и динамического нагружения при запуске погружных центробежных насосов / Н. Ф. Ивановский // Нефтяное хоз-во. – 1965. – № 11.
4. Казак, А. С. Погружные бесштанговые насосы для добычи нефти / А. С. Казак, И. И. Росин, Л. Г. Чичеров. – М. : Недра, 1973.
5. Молчанов, Г. В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа / Г. В. Молчанов, А. Г. Молчанов. – М. : Недра, 1984. – 464 с.
6. Молчанов, А. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы / А. Г. Молчанов, В. Л. Чичеров. – М. : Недра, 1983. – 308 с.
7. Нагула, В. Д. Влияние свободного газосодержания у приема ЭЦН на его работу в промысловых условиях / В. Д. Нагула, О. В. Быков // Нефтепромысловое дело. – 1984. – № 10.
8. Нефтепромысловое оборудование : справочник / под ред. Е. И. Бухаленко. – М. : Недра, 1990. – 559 с.
9. Расчет погружных центробежных электронасосов на прочность : метод. указания к выполнению курсовых и дипломных проектов / сост. А. И. Снарев, И. М. Седова // Куйбышев. политехн. ин-т. – Куйбышев, 1990. – 36 с.
10. Оркин, К. Г. Расчеты в технологии и технике добычи нефти / К. Г. Оркин, А. М. Юрчук. – М. : Недра, 1967. – 380 с.

Содержание

Предисловие.....	3
<i>Практическое занятие № 1. Расчет насосно-компрессорных труб при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин</i>	<i>4</i>
<i>Практическое занятие № 2. Расчет насосно-компрессорных труб с защитными покрытиями</i>	<i>11</i>
<i>Практическое занятие № 3. Определение длины хода плунжера штангового насоса.....</i>	<i>15</i>
<i>Практическое занятие № 4. Расчет прочности колонны штанг</i>	<i>22</i>
<i>Практическое занятие № 5. Выбор и расчет на прочность двухступенчатой колонны штанг.....</i>	<i>30</i>
<i>Практическое занятие № 6. Расчет насосно-компрессорных труб по аварийной нагрузке при эксплуатации установки штангового глубинного насоса</i>	<i>36</i>
<i>Практическое занятие № 7. Выбор кабеля, трансформатора и определение эксплуатационных параметров установки электроцентробежного насоса.....</i>	<i>41</i>
Литература	51

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Захаров Андрей Викторович
Козырева Светлана Владимировна
Атвиновская Татьяна Владимировна

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ И ГАЗА

Практикум

Электронный аналог печатного издания

Редактор *А. В. Власов*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 07.05.12.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 3,14.

Изд. № 12.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр Учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48