

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ



Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт – Институт природных ресурсов

Направление (специальность) – Нефтегазовое дело

Кафедра – Транспорта и хранения нефти и газа

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

*Технологический расчет магистрального нефтепровода (МНП), расчет
основных параметров нефтяных магистральных (типа НМ) и подпорных на-
сосов и пересчет их характеристик с воды на вязкую нефть.*

Вариант 21

Выполнил: ст. гр. 2БТ82

А.Е. Чепрасов

Проверил: ассистент кафедры ТХНГ

А.С. Пашкова

Содержание

Введение.....	3
Задание на выполнение технологического расчета магистрального неф- тепровода.....	4
1. Расчет основного магистрального насоса.....	5
2. Расчет подпорного насоса.....	13
3. Пересчет характеристик основного насоса с воды на вязкую жид- кость.....	14
4. Пересчет характеристик подпорного насоса с воды на вязкую жид- кость.....	19
5. Расчет безкавитационной работы основного насоса.....	23
6. Определение напора на выходе из подпорного насоса.....	26
7. Подбор электродвигателя для основного насоса.....	27
8. Подбор электродвигателя для основного насоса.....	29
Заключение.....	32
Список литературы.....	33

Введение

Задачей технологического расчета нефтепровода является выбор технологических параметров проектируемой системы. В эту задачу входит, в частности, решение следующих вопросов:

- выбор диаметра нефтепровода и числа перекачивающих станций;
- определение мест размещения перекачивающих станций;
- расчет режимов эксплуатации нефтепроводов.

Первая из этих задач решается в три этапа. Сначала осуществляется многовариантные технологические расчеты нефтепровода при известном диаметре магистрали и числе перекачивающих станций. Затем выполняется экономическая оценка стоимости каждого из рассмотренных вариантов, и наконец, выбирается наилучший возможный вариант.

Вторая задача решается на основе результатов технико-экономической оптимизации, выполненной на предыдущем этапе, и информации о районе пролегания нефтепровода, в частности, наличии населенных пунктов, подъездных дорог, линий электропередач и т.п.

Третья задача решается после конкретизации параметров нефтепровода, полученной на первых этапах технологического проектирования, в частности, после выбора конкретного оборудования, устанавливаемого на линейной части и перекачивающих станциях.

Данная работа находится на первой стадии проектирования. Цель данной работы: установить необходимое количество рабочего оборудования НПС, в частности, выбрать основной и подпорный насос, а также подобрать необходимый тип электродвигателя; установить схему работы данного оборудования на НПС.

Задание на выполнение технологического расчета магистрального нефтепровода

Рассмотрим МНП протяжённостью L км (геометрическая длина МНП), по которому планируется перекачивать G_2 млн. т нефти в год (G_2 – это плановое задание на перекачку или грузопоток в нефтепроводе).

Известны средневзвешенная температура перекачиваемой по МНП нефти $t_{n.n}$ (принимается изотермический режим перекачки, при $t_{n.n} = const$, считая последнюю равной средневзвешенной температуре грунта вдоль трассы нефтепровода на глубине его заложения до оси трубопровода); плотность ρ_{cm} (в $кг/м^3$) и динамическая вязкость μ_{cm} (в $мПа \cdot с$) нефти в стандартных условиях (нормальном атмосферном давлении $P_{cm} = 0,1 МПа = 1 атм = 1 кг/см^2$ и температуре $t_{cm} = 20^\circ C$); количество эксплуатационных участков $n_э$, на которые делится трасса МНП; $\Delta Z = (Z_k - Z_n)$ – разность высотных отметок конечного Z_k (резервуары нефтеперерабатывающего завода или нефтеналивного терминала) и начального Z_n (головная нефтеперекачивающая станция) пунктов МНП (в м).

Таблица 1

Исходные данные

№ варианта	$t_{n.n}$, °C	$\rho_{cm} = \rho_{20}$, кг/м ³	$\mu_{cm} = \mu_{20}$, мПа·с	G_2 , млн.т/год	L , км	$n_э$	ΔZ , м
21	5,0	820	150	24	1450	3	1450

1. Расчет основного магистрального насоса

В соответствии с заданной пропускной способностью G_2 по табл. 2 выбираем ориентировочные параметры МНП:

- наружный диаметр D_H ;
- допустимое давление $P_{доп}$, определяемое из условий прочности труб и запорной арматуры МНП.

Таблица 2

Ориентировочные параметры МНП

Пропускная способность (грузопоток) G_2 , млн.т/год	Диаметр наружный D_H , мм	Допустимое давление $P_{доп}$, МПа
15,0 – 27,0	820	6,0
23,0 – 50,0	1020	5,9

Руководствуясь данными табл. 3 и выбранными значениями D_H и $P_{доп}$, определяем расчётную толщину стенки трубопровода δ (с округлением до номинальной толщины стенки в большую сторону):

$$\delta = \frac{K_{Нр} \times P_{доп} \times D_H}{2 \times ([\sigma_P] + K_{Нр} \times P_{доп})} \quad (1)$$

где: $K_{Нр}$ – коэф. надёжности по внутреннему рабочему (допустимому) давлению в трубопроводе ($K_{Нр}=1,15$ при работе с подключенной ёмкостью, для нефтепроводов диаметром 700-1200 мм);

$P_{доп}$ – допустимое давление в трубопроводе, МПа;

D_H – наружный диаметр трубопровода, мм;

$[\sigma_P]$ – расчётное (допустимое) сопротивление стали на разрыв, МПа.

Произведем расчет допустимого сопротивления стали на разрыв:

$$[\sigma_P] = \sigma_P \times \frac{K_{у.р}}{K_{н.м.1} \times K_H} \quad (2)$$

где: $\sigma_p = \sigma_{ep}$ – нормативное (предельное) сопротивление металла трубы и сварных соединений на разрыв (временное сопротивление на разрыв), МПа (принимается по табл.3);

$K_{y.p}$ – коэффициент условий работы трубопровода, зависящий согласно СНиП 2.05.06 – 85* [1], т.к. категория трубопровода принимается по перекачиваемому продукту и наружному диаметру трубопровода, в нашем случае это нефть, 820 или 1020, а условия перекачки ничем не осложнены, обычная линейная часть, принимаем $K_{y.p} = 0,9$ для III категории):

Категория	В	I	II	III	IV
$K_{y.p}$	0,6	0,75	0,75	0,9	0,9

$K_{H.M1}$ – коэффициент надёжности по материалу, учитывающий качество материала труб с учётом реальной технологии их изготовления, допусков на толщину стенки, степени контроля сварных соединений (принимается по таблице 3);

K_H – коэффициент надёжности, учитывающий внутреннее давление P , диаметр трубопровода и его назначение [1], т.к. я рассматриваю задачу по перекачке нефти, то по табл. 4 коэффициент надёжности равен единице.

Таблица 3

Характеристики труб для нефтепроводов и нефтебаз

Диаметр, мм		Номинальная толщина стенки δ , мм	Характеристика материала труб			$K_{H.M1}$	Конструкция трубы	Поставщик (ГОСТ)
наруж. D_H	услов. D_y		марка стали	σ_{ep} , МПа	σ_T , МПа			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
820	800	8;9;10;11;12	13Г2 АФ	530	363	1,47	сварные	ЧТЗ
1020	1000	12,5;12,9;15,5;16	13Г1 С-У	540	390	1,47	-	ЧТЗ

ПРИМЕЧАНИЕ. ЧТЗ - Челябинский трубный завод.

Подставляем все параметры в (2):

– для трубы $D_n = 820$ мм: $[\sigma_p] = 530 \times \frac{0,9}{1,47 \times 1} = 324,5$ МПа.

– для трубы $D_n = 1020$ мм: $[\sigma_p] = 540 \times \frac{0,9}{1,47 \times 1} = 330,6$ МПа.

Таблица 4

Коэффициент надёжности K_n по назначению трубопровода

Условный диаметр трубопровода D_y , мм	Газопроводы			Нефте- и нефтепродуктопроводы
	$P \leq 5,4$ МПа	$5,4 < P \leq 7,4$ МПа	$7,4 < P \leq 9,8$ МПа	
600-1000	1	1	1,05	1

Определяем расчетную толщину стенки для трубы $D_y = 800$ мм:

$$\delta_1 = \frac{1,15 \times 6 \times 820}{2 \times (324,5 + 1,15 \times 6)} = 8,54 \text{ мм.}$$

Т.к. номинальная толщина стенки труб не соответствует заявленной производителем (табл. 3), то принимаем толщину стенки $\delta_1 = 9$ мм.

Определяем расчетную толщину стенки для трубы $D_y = 1000$ мм:

$$\delta_2 = \frac{1,15 \times 5,9 \times 1020}{2 \times (330,6 + 1,15 \times 5,9)} = 10,25 \text{ мм.}$$

Т.к. номинальная толщина стенки труб не соответствует заявленной производителем (табл. 3), то принимаем толщину стенки $\delta_1 = 12,5$ мм.

Далее индексы 1 и 2 будут означать расчетные величины соответственно для труб с условным диаметром 800 и 1000 мм.

Определяем внутренний диаметр трубопровода:

$$D = D_n - 2\delta,$$

где: D_n – наружный диаметр трубы;

δ – толщина стенки трубы.

$$D_1 = 820 - 2 \times 9 = 802 \text{ мм.}$$

$$D_2 = 1020 - 2 \times 12,5 = 995 \text{ мм.}$$

На данном этапе расчета встает задача выбора диаметра нефтепровода. Для заданных параметров перекачки экономически более выгодно использование труб меньшего диаметра.

4. Определяем плотность перекачиваемой нефти ρ_t при заданной температуре $t = t_{п.н}$ в соответствии с РД 153 – 39 – 019 – 37 [2] по формуле (ГОСТ 3900, [3]) $кг/м^3$:

$$\rho_t = \rho_{ст} - \gamma(t_{п.н} - t_{ст}),$$

где: γ – средняя температурная поправка к плотности $\left(\frac{кг}{м^3 \cdot ^\circ C}\right)$ (принимается по таблице 5):

Таблица 5

Температурная поправка на плотность нефти

Плотность $\rho_{ст}$, $кг/м^3$	Температурн. поправка $\gamma \left(\frac{кг}{м^3 \cdot ^\circ C}\right)$
820,0 – 829,9	0,738

$$\rho_t = 820 - 0,738(5 - 20) = 831,1 \frac{кг}{м^3}.$$

Часовой $Q_ч$ и секундный $Q_с$ расходы перекачиваемой нефти составят:

$$Q_ч = \frac{G_r \times 10^9 \times K_{п}}{N_r \times 24 \times \rho_t},$$

где: G_r – грузопоток, млн.т/год;

N_r – нормативная годовая продолжительность работы МНП (с учётом затрат времени на техническое обслуживание нефтепровода, капитальный ремонт и ликвидацию повреждений, а также на опорожнение и заполнение резервуаров), сут. (принимается по таблице 6). Для нефтепродуктопроводов (D_H от 219 до 530 мм) расчётное число суток перекачки N_r принимается 350. Нормативную годовую продолжительность для обычной линейной части нефтепровода и диаметром $D_H = 820$ мм, принимаем 352;

K_{II} – коэффициент, учитывающий возможность перераспределения потоков в процессе эксплуатации нефтепровода, принимаем $K_{II} = 1,07$ (однониточный нефтепровод).

Таблица 6

Нормативная годовая продолжительность (в сутках) работы МНП

Протяженность L , км	Диаметр нефтепровода D_H , мм	
	до 820 (включительно)	свыше 820
$L > 700$	352 (350)	349 (345)

$$Q_{\text{ч}} = \frac{24 \times 10^9 \times 1,07}{352 \times 24 \times 831.1} = 3658 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

$$Q_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{ч}}}{3600} = \frac{3658}{3600} = 1,016 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Скорость перекачки V :

$$V = \frac{Q_{\text{с}}}{S_{\text{ПРОХ}}} = \frac{4 \times Q_{\text{с}}}{\pi \times D^2}$$

где: $S_{\text{ПРОХ}}$ и D – соответственно площадь проходного сечения (в м^2) и внутренний диаметр (в м) трубопровода; $\pi = 3,1416$.

$$V_1 = \frac{4 \times 1,016}{3,14 \times 0,802^2} = 2,01 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

В соответствии с расчётной часовой пропускной способностью $Q_{\text{ч}}$ выбираем по таблице 7 основные магистральные насосы (НМ) насосных станций так, чтобы значение $Q_{\text{ч}}$ попало в рабочую область $Q_{\text{Л}} \leq Q_{\text{ч}} \leq Q_{\text{П}}$ заводской напорной (или $Q - H$) характеристики насоса, снятой на воде (с $t_{\text{ст}} = 20^\circ\text{C}$) (поскольку в данном диапазоне заметного ухудшения к.п.д. не наблюдается, см. рис.1).

Здесь $Q_{\text{Л}}$, $Q_{\text{П}}$ – левая и правая границы рабочей зоны насоса.

Выбираем два насоса НМ 3600-230 с ротором 1,25 $Q_{\text{О.Н.}}$ (один основной и один резервный). Технические характеристики данного насоса приведены в таблице 7.

Технические характеристики насосов серии НМ

Типоразмер насоса	Номинальный режим на воде						Число ступеней (рабочих колёс), n_k	
	Подача $Q_{O.H.}$ $м^3/ч$	Напор $H_{O.H.}, м$	Частота вращения, $n, об/мин$	Допуст. кавитац. запас $\Delta h_{доп. H, м}$	КПД $\eta_{OH}, \%$	Мощность привода (эл/двиг.) $N_{O.H.}, кВт$		
Насосы спиральные одноступенчатые с двухсторонним подводом жидкости к рабочему колесу $n_{BC} = 2$								
НМ 3600-230 с ротором 1	$Q_{O.H.}$	3600	230	3000	40	87	2500	1
	$1,25 Q_{O.H.}$	4500	-	3 000	45	87	3150	1

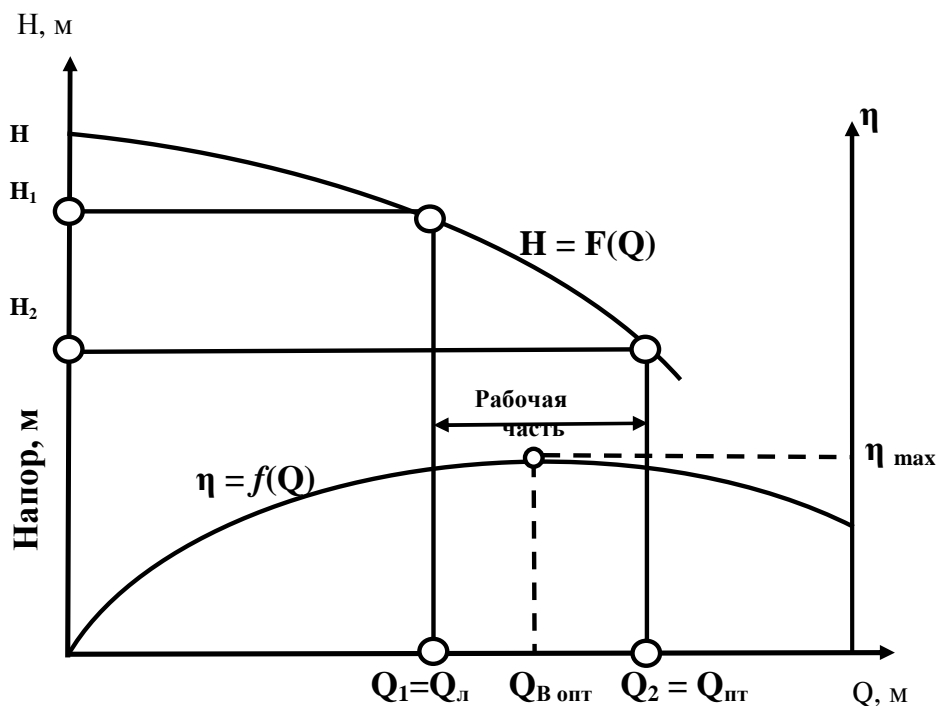


Рис. 1. (Q –H) характеристика центробежного насоса

Находим подачу насоса в оптимальном режиме:

$$Q_{B.опт} = -\frac{c_{1B}}{2c_{2B}} = \frac{-4 \times 10^{-4}}{2 \times (-4,57 \times 10^{-8})} = 4376 \frac{M^3}{ч}$$

при которой максимальный К.П.Д. на воде $\eta_{M.B.маx}$ определяется:

$$\eta_{M.B.маx} = c_{0B} + c_{1B} \times Q_{B.опт} + c_{2B} \times Q_{B.опт}^2$$

где: C_{0B}, C_{1B}, C_{2B} - коэффициенты, определяемые по таблице 8.

$$\eta_{M.B.маx} = 15,1 \times 10^{-2} + 4 \times 10^{-4} \times 4376 - 4,57 \times 10^{-8} \times 4376^2 = 0,85.$$

Определяем границы рабочей области:

$$Q_{л} = 0,8 \times Q_{B.опт} = 0,8 \times 4376 = 3501,1 \frac{M^3}{ч};$$

$$Q_{п} = 1,2 \times Q_{B.опт} = 1,2 \times 4376 = 5251,2 \frac{M^3}{ч};$$

$$Q_{л} < Q_{ч} < Q_{п};$$

$$3501,1 < 3658 < 5251,2.$$

Часовой расход попадает в интервал рабочей зоны работы насоса НМ 3600-230 с ротором 1,25 $Q_{O.H}$.

Таблица 8

Справочные данные по насосам типа НМ

Типоразмер насоса	Коэффициенты в формуле (9)			Параметры насоса, мм			
	$10^{-2} \cdot C_{0B}$	$10^{-4} \cdot C_{1B},$ $ч/м^2$	$10^{-8} \cdot C_{2B},$ $ч^2/м^6$	Диаметр патрубка (условный проход)		Диаметр рабочего колеса, D_K	Ширина лопаток рабочего колеса
				входного $D_{вх}$	выходного $D_{вых}$		
1	2	3	4	5	6	7	8
Насосы спиральные одноступенчатые							
НМ 3600-230 с ротором 1,25 $Q_{O.H}$	15,1	4	-4,57	512	380	470	-

Определяем аналитическую зависимость напора, развиваемого насосом от его подачи по двум точкам (Q_1, H_1) и (Q_2, H_2) :

$$H_{\text{МВ}} = h_{\text{МВ}} - v_{\text{МВ}} \times Q^2 = 283,41 - 2,48 \times 10^{-6} \times 4500^2 = 233,2 \text{ м},$$

где: $Q_1 = Q_{\text{Л}}$ и $Q_2 = Q_{\text{П}}$;

$h_{\text{мв}}$ и $v_{\text{мв}}$ – коэффициенты, которые находим, решая систему из двух уравнений с двумя неизвестными:

$$\begin{cases} H_1 = h_{\text{мв}} - b_{\text{мв}} Q_1^2; \\ H_2 = h_{\text{мв}} - b_{\text{мв}} Q_2^2. \end{cases}$$

Откуда получаем:

$$h_{\text{МВ}} = \frac{H_1 \times Q_2^2 - H_2 \times Q_1^2}{Q_2^2 - Q_1^2} = \frac{253 \times 5251,2^2 - 215 \times 3501,1^2}{5251,2^2 - 3501,1^2} = 283,41 \text{ м}.$$

$$b_{\text{МВ}} = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2} = \frac{253 - 215}{5251,2^2 - 3501,1^2} = 2,48 \times 10^{-6},$$

где: H_1 и H_2 – напоры, взятые с заводской напорной характеристики $H=F(Q)$ (см. рис.1), приведены в таблице 9.

Таблица 9

Параметры основного насоса

Типоразмер насоса	Диаметр рабочего колеса D_K , мм	Напоры (в м), соотв. подачам Q_1 и Q_2	
		$H_1 = F(Q_1)$	$H_2 = F(Q_2)$
1	2	3	4
Насосы спиральные			
НМ 3600-230* ротор 1,25 $Q_{\text{О.Н}}$	470	253	215

Напор, развиваемый насосом на воде в оптимальном режиме:

$$H_{\text{ОН}} = F(Q) = 283,41 - 2,48 \times 10^{-6} \times 4376^2 = 235,9 \text{ м}.$$

Правильность вычисления коэффициентов по формулам оцениваем с помощью погрешности:

$$\delta = \left| \frac{H_{\text{ОН}} - F(Q)}{H_{\text{ОН}}} \right| = \left| \frac{235,9 - 233,2}{235,9} \right| = 1,16 \text{ \%}.$$

$\delta < 5 \text{ \%}$, следовательно коэффициенты рассчитаны верно.

2. Расчет подпорного насоса

После выбора магистрального насоса типа НМ для насосов с номинальной подачей $Q_{O.H} = 3600 \text{ м}^3/\text{ч}$, (НПВ 3600-90) установленных на головной насосной перекачивающей станции (ГНПС или ГНС, в которой реализована постанционная схема перекачки нефти) или промежуточных насосных перекачивающих станциях (ПНПС или ПНС, работающих по схеме с подключенными резервуарами), имеющих в своем составе резервуарные парки, необходимо подобрать подпорный насос.

На перекачивающих станциях, имеющих резервуарный парк, подпорные насосы для основных насосов с подачами $1250 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более подбираются таким образом, чтобы номинальная подача подпорного насоса, подающего нефть из резервуара на вход основного насоса, была бы равна номинальной подаче основного насоса. Принимаем для НМ 3600-230* ротор 1,25 $Q_{O.H}$ насос НПВ 3600-90, с характеристиками, приведенными в таблице 10.

1. Определяем подачу насоса в оптимальном режиме:

$$Q_{\text{вопт}} = \frac{-c_{1B}}{(2c_{2B})} = \frac{-4,79 \times 10^{-4}}{2 \times (-6,69) \times 10^{-8}} = 3580 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

$$Q_{\text{л}} = 0,8 \times Q_{\text{в.опт}} = 0,8 \times 3580 = 2864 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

$$Q_{\text{п}} = 1,2 \times Q_{\text{в.опт}} = 1,2 \times 3580 = 4296 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

$$Q_{\text{л}} < Q_{\text{ч}} < Q_{\text{п}};$$

$$3580 < 3658 < 4296.$$

Часовой расход попадает в интервал рабочей зоны работы насоса НПВ 3600-90 с ротором 1 $Q_{O.H}$.

2. Определяем максимальный К.П.Д. на воде $\eta_{M.B.\text{max}}$:

$$\eta_{M.B.\text{max}} = c_{0B} + c_{1B} \times Q_{\text{в.опт}} + c_{2B} \times Q_{\text{в.опт}}^2,$$

$$\eta_{M.B.\text{max}} = 1602 \times 10^{-2} + 4,79 \times 10^{-4} \times 3580 - 6,69 \times 10^{-8} \times 3580^2 = 0,86$$

3. Напорная характеристика подпорных насосов в оптимальном режиме:

$$H_{\text{ПВОПТ}} = h_{\text{ПВ}} + a_{\text{ПВ}} * Q_{\text{ОПТ}} - b_{\text{ПВ}} * Q_{\text{ОПТ}}^2 = 136,3 + 0 * 3580 - 3,7 * 10^{-6} * 3580^2 = 88,9 \text{ м.}$$

где: $h_{\text{ПВ}}$, $a_{\text{ПВ}}$ и $b_{\text{ПВ}}$ – коэффициенты, приведенные в таблице 10.

4. Определяем аналитическую зависимость напора, развиваемого насосом от его подачи:

$$H_{\text{ПВ}} = h_{\text{ПВ}} + a_{\text{ПВ}} * Q - b_{\text{ПВ}} * Q^2 = 136,3 + 0 * 3600 - 3,7 * 10^{-6} * 3600^2 = 88,35 \text{ м.}$$

Таблица 10

Техническая характеристика подпорных насосов

Типоразмер насоса	Подача $Q_{\text{он}}$, м ³ /ч	Напор $H_{\text{он}}$, м	Частота вращения вала, об/мин	Доп. кованый запор, м	К.П.Д, %	Мощность привода N, кВт	Диаметр рабочего колеса, мм	$h_{\text{он}}$, м	$a_{\text{ПВ}}^*$, 10 ⁻² , ч/м ²	$b_{\text{ПВ}}^*$, 10 ⁻² , ч ² /м ⁵	$c_{\text{ОВ}}^*$, 10 ⁻²	$c_{\text{ПВ}}^*$, 10 ⁻⁴ , ч ² /м ³	$c_{\text{ВВ}}^*$, 10 ⁻⁸ , ч ² /м ⁶
НПВ 3600-90	3600	90	1500	4,8	84	1250	640	136,3	-	3,7	1,02	4,79	-6,69

К каждому основному насосу (НМ 3600-230* ротор 1,25 $Q_{\text{О.Н}}$) будут подключены параллельно два подпорных насоса (НПВ 3600-90), основной и резервный.

3. Пересчёт характеристик основного насоса с воды на вязкую жидкость

Выбрав магистральный (НМ, см. табл.9) и подпорный (НМП*, НДВН, НДсН* или НПВ, см. табл. 10, в зависимости от величины номинальной подачи основного насоса) насосы, необходимо оценить целесообразность пересчёта паспортных характеристик основных и подпорных насосов (напора, подачи, допустимого кавитационного запаса, к.п.д., мощности), приведённых заводом-изготовителем для воды ($\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\mu_e = 1 \text{ мПа}\cdot\text{с} = 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ и $\nu_e = 1 \text{ сСт} = 10^{-2} \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $t_{\text{см}} = 20^\circ\text{C}$), в случае отклонения свойств транспортируемой жидкости (ρ_t , μ_t и ν_t при $t = t_{\text{п.н}}$) от свойств воды.

Пересчет необходим, если кинематическая вязкость транспортируемой жидкости ν_t при заданной температуре перекачки $t = t_{п.н}$ попадает на интервал:

$$\nu_{п} < \nu_t \leq \nu_{доп},$$

где: $\nu_{п}$ – критическое значение вязкости (в m^2/c) перекачиваемой жидкости, при превышении которой необходим пересчёт напора и подачи НМ;

$\nu_{доп}$ – максимально-допустимая вязкость жидкости, при которой центробежный насос ещё способен вести перекачку без предварительной подготовки жидкости (например, без предварительного её подогрева: для центробежных нефтяных насосов серии НМ $\nu_{доп} = 3Ст = 3 \cdot 10^{-4} m^2/c$).

1. Определяем кинематическую вязкость ν_t :

$$\nu_t = \mu_t / \rho_t = 0,21769 / 831,1 = 2,62 \cdot 10^{-4} m^2/c = 2,62 Ст,$$

где ρ_t – плотность, $кг/м^3$;

и μ_t – динамическая вязкость, перекачиваемой жидкости при $t = t_{п.н}$, Па·с, которая находится по формуле Рейнольдса-Филонова:

$$\mu_t = \mu_{СТ} \times e^{-\beta(t_{п.н.} - t_{СТ})} = 150 \times 2,72^{-0,025(5-20)} = 217,69 \text{ мПа} \times \text{с}$$

при $-5^\circ\text{C} \leq t_{п.н.} \leq 80^\circ\text{C}$,

где: β – коэффициент крутизны вискограммы ($\beta = 0,02 - 0,03$, где нижний предел соответствует высоким температурам, а верхний – низким, в наших расчётах принимаем $\beta = 0,025$).

2. Определяем критическое значение вязкости перекачиваемой среды:

Чтобы вычислить значение $\nu_{п}$, определяющее необходимость пересчёта коэффициентов в напорной характеристике насоса, необходимо найти число Re_H , называемое числом Рейнольдса в насосе, и сравнить его с переходным числом Рейнольдса $Re_{п}$:

$$Re_H = V_{сх.ж} \cdot D_K / \nu_t = (n \cdot D_K) D_K / \nu_t = n \cdot D_K^2 / \nu_t = \frac{3000 \cdot 0,470^2}{60 \cdot 2,62 \cdot 10^{-4}} = 42156,5$$

где: $V_{сх.ж}$ – скорость схода жидкости с лопаток рабочего колеса насоса, $м/с$;

ν_l – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, m^2/c ;

D_K – диаметр рабочего колеса насоса, m (таблица 8);

n – число оборотов ротора рабочего колеса насоса c^{-1} (таблица 7).

$$Re_{II} = 3,16 \cdot 10^5 \cdot n_S^{-0,305} = 3,16 \cdot 10^5 \cdot 141,82^{-0,305} = 69728,$$

где: n_S – коэффициент быстроходности насоса на режиме максимального к.п.д., являющийся индивидуальной характеристикой насоса:

$$n_S = 3,65 n \frac{[Q_{B.опт} / (3600 \cdot n_{BC})]^{0,5}}{(H_{B.опт} / n_K)^{0,75}} = 3,65 \frac{n}{60} \frac{(Q_{B.опт} / n_{BC})^{0,5}}{(H_{B.опт} / n_K)^{0,75}} = 3,65 \cdot \frac{3000 \cdot \left(\frac{4376}{2}\right)^{0,5}}{60 \cdot \left(\frac{235,9}{1}\right)^{0,75}} = 141,82$$

где n – число оборотов ротора рабочего колеса насоса, $об/мин$ (таблица 7);

$Q_{B.опт}$ – подача насоса при работе на воде с максимальным к.п.д., $m^3/ч$;

$H_{B.опт}$ – напор насоса при работе на воде с максимальным к.п.д., m ;

n_K – число последовательно установленных рабочих колёс (ступеней насоса);

$(H_{B.опт} / n_K$ – напор создаваемый одной ступенью);

n_{BC} – число сторон всасывания рабочего колеса ($Q_{B.опт} / n_{BC}$ – расход, приходящийся на одну сторону рабочего колеса).

$Re_H < Re_{II}$ ($43066,8 < 65701,6$), $\nu_l > \nu_{II}$, следовательно характеристики центробежного нагнетателя, построенные на воде ($\nu_e = 1c$ Ст), отличаются от характеристик нагнетателя, работающего на более вязкой жидкости (т.е. коэффициенты в уравнении:

$$H_{MB} = F(Q) = h_{MB} - \nu_{M.B} \cdot Q^2 \text{ пересчитываются.}$$

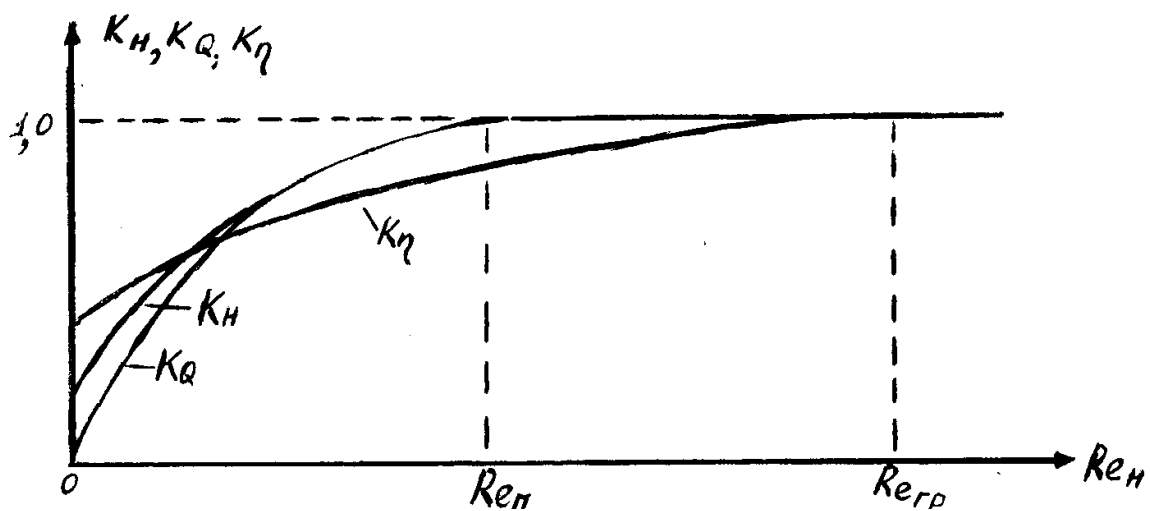


Рис. 2. Зависимости коэффициентов пересчёта K_H , K_Q и K_η от числа Рейнольдса в насосе Re_H

Критическое значение вязкости нефти ν_Π , выше которого необходим пересчёт напорной характеристики: $Re_H = nD_K^2/\nu_\Pi < Re_\Pi$ (n – об/с), откуда следует, что для насоса данного типа :

$$\nu_\Pi > nD_K^2/Re_\Pi ;$$

$$\nu_\Pi > \frac{3000 \cdot 0,470^2}{60 \cdot 69728} = 1,58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с} = 1,58 \text{ Ст.}$$

3. Определяем коэффициенты пересчёта напора K_H , подачи K_Q и к.п.д. K_η насоса с воды на вязкую нефть:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= 1 - 0,128 \lg(Re_\Pi/Re_H), \\ K_Q &= K_H^{1,5}; \\ K_\eta &= 1 - a_\eta \lg(Re_{сп}/Re_H) \end{aligned} \right\};$$

$$\left. \begin{aligned} K_H &= 1 - 0,128 \lg(\text{Re}_\Pi / \text{Re}_H) = 1 - 0,1281 \cdot \lg\left(\frac{69728}{42156,5}\right) = 0,972; \\ K_Q &= K_H^{1,5} = 0,972^{1,5} = 0,958; \\ K_\eta &= 1 - a_\eta \lg(\text{Re}_{zp} / \text{Re}_H) = 1 - 0,34 \cdot \lg\left(\frac{150146,5}{42156,5}\right) = 0,816 \end{aligned} \right\}$$

где Re_{zp} – граничное число Рейнольдса (см. рис. 2):

$$\text{Re}_{zp} \approx 0,224 \cdot 10^5 \cdot n_s^{0,384} = 0,224 \cdot 10^5 \cdot 141,82^{0,384} = 150146,5;$$

a_η – поправочный коэффициент:

$$a_\eta \approx 1,33 \cdot n_s^{-0,326} = 1,33 \cdot 141,82^{-0,326} = 0,264.$$

4. Определяем величины аппроксимационных коэффициентов h_{MV} , a_{MV} , b_{MV} , c_{0V} , c_{1V} , c_{2V} в формулах:

$$H_{MV} = h_{MV} + a_{MV} \cdot Q - b_{MV} \cdot Q^2 \quad (H_{MV} = h_{MV} - b_{MV} \cdot Q^2 \text{ при } a_{MV} = 0);$$

$$\eta_{MV} = c_{0V} + c_{1V} \cdot Q + c_{2V} \cdot Q^2$$

$$h_{MV} = K_H \cdot h_{MB} = 0,972 \cdot 283,41 = 275,47;$$

$$a_{MV} = a_{MB} \cdot \frac{K_H}{K_Q} = \frac{a_{MB}}{K_H^{0,5}} = 0;$$

$$b_{MV} = b_{MB} \cdot \frac{K_H}{K_Q^2} = \frac{b_{MB}}{K_H^2} = \frac{2,481 \cdot 10^{-6}}{0,972^2} = 2,63 \cdot 10^{-6};$$

$$c_{0V} = K_\eta \cdot c_{0B} = 0,816 \cdot 15,1 \cdot 10^{-2} = 12,3 \cdot 10^{-2};$$

$$c_{1V} = c_{1B} \times \frac{K_\eta}{K_Q} = 4 \times 10^{-4} \times \frac{0,816}{0,958} = 3,4 \times 10^{-4},$$

$$c_{2V} = c_{2B} \cdot \frac{K_\eta}{K_Q^2} = -4,57 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,816}{0,958^2} = -4,1 \cdot 10^{-8}.$$

$$H_{MV} = h_{MV} - b_{MV} \cdot Q^2 = 275,47 - (2,63 \cdot 10^{-6} \cdot 4500^2) = 222,2 \text{ м при } a_{MB} = 0;$$

5. Определяем подачу насоса в оптимальном режиме:

$$Q_{\text{вонт}} = -c_{1v} / (2c_{2v}) = \frac{-3,4 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot (-4,1 \cdot 10^{-8})} = 4146,3, \text{ м}^3/\text{ч},$$

По оптимальной подаче рассчитываем к.п.д и напор насоса:

$$\eta_{v_{\text{max}}} = c_{0v} + c_{1v} \cdot Q_{v_{\text{онт}}} + c_{2v} \cdot Q_{v_{\text{онт}}}^2 ;$$

$$\eta_{v_{\text{max}}} = 12,3 \cdot 10^{-2} + 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot 4146,3 - 4,1 \cdot 10^{-8} \cdot 4146,3^2 = 0,83,$$

$$H_{\mu v_{\text{онт}}} = h_{\mu v} - b_{\mu v} \cdot Q_{v_{\text{онт}}}^2 = 275,47 - (2,63 \cdot 10^{-6} \cdot 4146,3^2) = 230,25 \text{ м}.$$

Таблица 11

Сводная таблица пересчета основного насоса
с воды на вязкую жидкость

Типоразмер насоса	Характеристики на воде					
	Q _{опт.}	H _{опт.}	КПД	c _{0в} *10 ⁻²	c _{1в} *10 ⁻⁴	c _{2в} *10 ⁻⁸
НМ 3600-230	4376	235,9	0.84	15,1	4	-4,57
Ротор 1.25Q _{о.н.}	Характеристики на вязкой жидкости					
	4146,3	230,25	0,83	12,3	3,4	-4,1

4. Пересчёт характеристик подпорного насоса с воды на вязкую жидкость

1. $\vartheta_t = 2.62 * 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} = 2,62 \text{ Ст, (из расчетов выше).}$

$$\mu_t = 217,69 \text{ мПа} * \text{с}.$$

2. Определяем критическое значение вязкости перекачиваемой среды:

Чтобы вычислить значение $\nu_{л}$, определяющее необходимость пересчёта коэффициентов в напорной характеристике насоса, необходимо найти число

Re_H , называемое числом Рейнольдса в насосе, и сравнить его с переходным числом Рейнольдса Re_{II} :

$$Re_H = V_{cx.ж} \cdot D_K / \nu_t = (n \cdot D_K) D_K / \nu_t = n \cdot D_K^2 / \nu_t = \frac{1500 \cdot 0,64^2}{60 \cdot 2,62 \cdot 10^{-4}} = 39084,$$

где: $V_{cx.ж}$ – скорость схода жидкости с лопаток рабочего колеса насоса, м/с ($V_{cx.ж} = n \cdot D_K$);

ν_t – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, м²/с;

D_K – диаметр рабочего колеса насоса, м (таблица 10);

n – число оборотов ротора рабочего колеса насоса с⁻¹ (таблица 10).

$$Re_{II} = 3,16 \cdot 10^5 \cdot n_S^{-0,305} = 3,16 \cdot 10^5 \cdot 224,3^{-0,305} = 60629,5,$$

где: n_S – коэффициент быстроходности насоса на режиме максимального к.п.д., являющийся индивидуальной характеристикой насоса:

$$n_S = 3,65n \frac{[Q_{B.опт} / (3600 \cdot n_{BC})]^{0,5}}{(H_{B.опт} / n_K)^{0,75}} = 3,65 \frac{n}{60} \frac{(Q_{B.опт} / n_{BC})^{0,5}}{(H_{B.опт} / n_K)^{0,75}} = 3,65 \cdot \frac{1500 \cdot \left(\frac{3580}{2}\right)^{0,5}}{60 \cdot \left(\frac{88,9}{1}\right)^{0,75}} = 224,3$$

где n – число оборотов ротора рабочего колеса насоса, об/мин (таблица 7);

$Q_{B.опт}$ – подача насоса при работе на воде с максимальным к.п.д., м³/ч;

$H_{B.опт}$ – напор насоса при работе на воде с максимальным к.п.д., м;

n_K – число последовательно установленных рабочих колёс (ступеней насоса);

($H_{B.опт} / n_K$ – напор создаваемый одной ступенью);

n_{BC} – число сторон всасывания рабочего колеса ($Q_{B.опт} / n_{BC}$ – расход, приходящийся на одну сторону рабочего колеса).

$Re_H < Re_{II}$ ($39084 < 60629,5$), $\nu_t > \nu_{II}$, следовательно характеристики центробежного нагнетателя, построенные на воде ($\nu_e = 1$ с Ст), отличаются от характеристик нагнетателя, работающего на более вязкой жидкости, т.е. коэффициенты в уравнении:

$$H_{ПВ} = F(Q) = h_{ПВ} - \epsilon_{П.В} \cdot Q^2 \text{ пересчитываются.}$$

Критическое значение вязкости нефти ν_{II} , выше которого необходим пересчёт напорной характеристики: $Re_H = nD_K^2/\nu_{II} < Re_{II}$ (n – об/с), откуда следует, что для насоса данного типа

$$\nu_{II} > nD_K^2/Re_{II};$$

$$\nu_{II} > \frac{1500 \cdot 0,64^2}{60 \cdot 60629,5} = 1,7 \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{с} = 1,7 \text{ см}.$$

3. Определяем коэффициенты пересчёта напора K_H , подачи K_Q и к.п.д. K_η насоса с воды на вязкую нефть:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= 1 - 0,1281 \lg(Re_{II}/Re_H); \\ K_Q &= K_H^{1,5}; \\ K_\eta &= 1 - a_\eta \lg(Re_{ep}/Re_H) \end{aligned} \right\};$$

$$\left. \begin{aligned} K_H &= 1 - 0,1281 \cdot \lg\left(\frac{60629,5}{39084}\right) = 0,975 \\ K_Q &= K_H^{1,5} = 0,975^{1,5} = 0,964; \\ K_\eta &= 1 - 0,33 \cdot \lg\left(\frac{179047}{39084}\right) = 0,782 \end{aligned} \right\}$$

где: Re_{ep} – граничное число Рейнольдса (см. рис. 2):

$$Re_{ep} \approx 0,224 \cdot 10^5 \cdot n_s^{0,384} = 0,224 \cdot 10^5 \cdot 224,3^{0,384} = 179047;$$

a_η – поправочный коэффициент:

$$a_\eta \approx 1,33 \cdot n_s^{-0,326} = 1,33 \cdot 224,3^{-0,326} = 0,228.$$

4. Определяем величины аппроксимационных коэффициентов h_{IIv} , a_{IIv} , b_{IIv} , c_{0v} , c_{1v} , c_{2v} в формулах:

$$\begin{aligned} H_{IIv} &= h_{IIv} + a_{IIv} \cdot Q - b_{IIv} \cdot Q^2 \quad (H_{IIv} = h_{IIv} - b_{IIv} \cdot Q^2 \text{ при } a_{IIv} = 0); \\ \eta_{IIv} &= c_{0v} + c_{1v} \cdot Q + c_{2v} \cdot Q^2 \end{aligned}$$

$$h_{\Pi V} = K_H \cdot h_{\Pi B} = 0,975 \cdot 88,3 = 86,14 \text{ м};$$

$$a_{\Pi V} = a_{\Pi B} \cdot \frac{K_H}{K_Q} = \frac{a_{\Pi B}}{K_H^{0,5}} = 0;$$

$$b_{\Pi V} = b_{\Pi B} \cdot \frac{K_H}{K_Q^2} = \frac{b_{\Pi B}}{K_H^2} = \frac{3,7 \cdot 10^{-6}}{0,975^2} = 3,89 \cdot 10^{-6};$$

$$c_{0V} = K_\eta \cdot c_{0B} = 0,782 \cdot 1,02 \cdot 10^{-2} = 0,8 \cdot 10^{-2};$$

$$c_{1V} = c_{1B} \cdot \frac{K_\eta}{K_Q} = 4,79 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,782}{0,964} = 3,89 \cdot 10^{-4};$$

$$c_{2V} = c_{2B} \cdot \frac{K_\eta}{K_Q^2} = -6,69 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,782}{0,964^2} = -5,63 \cdot 10^{-8}.$$

$$H_{\Pi V} = h_{\Pi V} - b_{\Pi V} \cdot Q^2 = 86,14 - 3,89 \cdot 10^{-6} \cdot 3600^2 = 35,73 \text{ м при } a_{MB} = 0;$$

5. Определяем подачу насоса в оптимальном режиме:

$$Q = -c_{1V} / (2c_{2V}) = \frac{-3,89 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot (-5,63 \cdot 10^{-8})} = 3455, \text{ м}^3/\text{ч},$$

при которой к.п.д. и напор насоса соответственно равны:

$$\eta_{V_{\max}} = c_{0V} + c_{1V} \cdot Q_{V_{\text{opt}}} + c_{2V} \cdot Q_{V_{\text{opt}}}^2;$$

$$\eta_{V_{\max}} = 0,8 \cdot 10^{-2} + 3,89 \cdot 10^{-4} \cdot 3455 - 5,63 \cdot 10^{-8} \cdot 3455^2 = 0,68.$$

$$H_{\Pi V_{\text{opt}}} = h_{\Pi V} - b_{\Pi V} \cdot Q_{V_{\text{opt}}}^2 = 88,9 - 3,89 \cdot 10^{-6} \cdot 3455^2 = 42,5 \text{ м}.$$

Подведем итог четырем главам. Составим сводную таблицу рассчитанных параметров магистрального и подпорного насосов (табл.12).

Таблица 12

Режим	Подача, м ³ /ч	Напор, м	К.П.Д
Магистральный насос НМ 3600-230 с ротором 1,25 (один основной, один в резерве)			
Номинальный	4500	235,9	87
Оптимальный на воде	4376	233,2	84
Оптимальный на нефти	4146,3	230,2	83
Подпорный насос НПВ 3600-90 (один основной, один в резерве)			
Номинальный	3600	90	84
Оптимальный на воде	3580	88,9	83
Оптимальный на нефти	3455	42,5	68

5. Расчет безкавитационной работы основного насоса

Для нормальной (безкавитационной) работы основного насоса необходимо, чтобы минимальный подпор на входе в него h_{ex} превышал бы напор h_S , соответствующий давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости P_S , на величину, равную разности допустимого кавитационного запаса Δh_{donv} и скоростного напора на входе в насос h_{ck} ,

$$h_{ex} \geq h_S + (\Delta h_{donv} - h_{ck});$$

$$\frac{P_{ex}}{\rho_t \cdot g} \geq \frac{P_S}{\rho_t \cdot g} + \left(\Delta h_{donv} - \frac{V_{вс.н}^2}{2g} \right),$$

где: P_{ex} – минимальное давление на входе в насос, Па;

$h_{ex} = P_{ex} / (\rho_t \cdot g)$ – соответствующий минимальному давлению напор (в метрах нефтяного столба);

P_S – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при температуре $t = t_{п.н}$, Па;

$h_S = P_S / (\rho t \cdot g)$ – соответствующий давлению насыщенных паров напор, м;

$\Delta h_{доп_v}$ – допустимый кавитационный запас, м;

$h_{СК} = V_{вс.н}^2 / (2 \cdot g)$ м – скоростной напор на входе насос, м:

$$h_{СК} = \left(\frac{1,32^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 0,0888 \text{ ;}$$

$V_{вс.н}$ – скорость жидкости во всасывающем патрубке основного насоса, м/с.

$$V_{вс.н} = 1,32 \text{ м/с,}$$

где: $S_{пр.вс}$ – площадь проходного сечения, м²;

$D_{вс.н}$ – внутренний диаметр всасывающего (приёмного) патрубка насоса, м (таблица 8).

1. Определяем давление насыщенных паров перекачиваемой нефти:

$$P_S = 101325 \cdot \exp[10,53(1 - T_{н.к} / T_{п.н})] = 101325 \cdot \exp\left[10,53 \cdot \left(1 - \frac{298}{278}\right)\right] = 47420 \text{ Па,}$$

где: $T_{п.к}$ – температура соответственно перекачиваемой нефти

($T_{п.н} = t_{п.н} + 273 = 5 + 273 = 278 \text{ К}$);

$T_{н.к}$ – температура начала кипения нефти, К, Туймазинская – 298.

2. Определяем допустимый кавитационный запас насоса при перекачке нефти и нефтепродуктов:

$$\Delta h_{доп_v} = \Delta h_{доп_в} - k_h (\Delta h_t - \Delta h_v) = 20 - 1,1 \cdot (1,04 - 0,28) = 19,16 \text{ м}$$

$$\Delta h_t \geq \Delta h_v ,$$

где: $\Delta h_{доп_в}$ – допустимый кавитационный запас основного насоса при работе на воде в номинальном режиме (см.табл. 7);

k_h – коэффициент запаса, $k_h = 1,1 \dots 1,15$;

Δh_t , Δh_v – поправки соответственно на температуру и вязкость перекачиваемой жидкости, м.

$$\Delta h_t = 0,471 \cdot h_s^{0,45} = 0,471 \cdot \left(\frac{P_s}{\rho_t \cdot g} \right)^{0,45} = 0,471 \cdot \left(\frac{47420}{831,1 \cdot 9,81} \right)^{0,45} = 1,04 \text{ м};$$

$$\Delta h_v = \xi_{ex} \cdot V_{вс.н}^2 / (2g) = \frac{3,14 \cdot 1,032^2}{2 \cdot 9,81} = 0,28 \text{ м},$$

где: $h_s = P_s / (\rho_t \cdot g)$ – напор, соответствующий давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости, м:

$$h_s = P_s / (\rho_t \cdot g) = \frac{47420}{831,1 \cdot 9,81} = 5,82 \text{ м};$$

ξ_{ex} – коэффициент местного сопротивления на входе в основной насос, вычисляемый по формуле:

$$\xi = \begin{cases} 16 - 13,1 \cdot (\lg \text{Re}_{ex} - 2,75)^{0,354} & \text{при } \text{Re}_{ex} \leq 20000; \\ 1 & \text{при } \text{Re}_{ex} > 20000. \end{cases}$$

$$\xi = 16 - 13,1 \cdot (\lg \text{Re}_{ex} - 2,75)^{0,354} = 16 - 13,1 \cdot (\lg 5013 - 2,75)^{0,354} = 3,14.$$

Для основного насоса число Рейнольдса на входе в насос Re_{ex} рассчитываются по диаметру всасывающего патрубка насоса $D_{вс.н}$:

$$\text{Re}_{ex} = V_{вс.н} \cdot D_{вс.н} / \nu_t = \frac{1,32 \cdot 0,995}{2,62 \cdot 10^{-4}} = 5013$$

3. Определяем минимального подпора $h_{вх}$ на входе в первый по счёту основной магистральный насос НПС и соответствующее ему давления $P_{в}$:

$$h_{ex} = 5,82 + (19,16 - 0,0888) = 24,89 \text{ м};$$

$$P_{ex} = 24,89 \cdot 831,1 \cdot 9,81 = 0,203 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

4. Определяем рабочее давление на выходе из НПС $P_{раб}$ при последовательном включении в ней нескольких однотипных насосов серии НМ ($P_{раб}$ не должно превышать допустимого $P_{дон.}$, указанного в таблице 2). В противном случае следует пересчитать диаметры рабочих колёс, выбранных ранее основного и подпорного насосов.

$$P_{\text{раб}} = H_{\text{НС}} \cdot \rho_t g = (H_{\text{ex}} + m_M H_{Mv}) \cdot \rho_t g \leq P_{\text{дон}},$$

$$(24,89 + 1 \cdot 222,2) \cdot 831,1 \cdot 9,81 \leq 6,3 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$2,01 \cdot 10^6 \leq 6,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

где: $H_{\text{НС}} = H_{\text{ex}} + m_M H_{Mv}$ – суммарный напор, на выходе из насосной станции;
 m_M – число последовательно включаемых на каждой НПС основных магистральных насосов (для насосов с подачей 500 м³/ч и выше последовательно включают не более трех насосных агрегатов при одном резервном), в нашем случае это один магистральный насос, значит $m_M = 1$;

$H_{Mv} = h_{Mv} - b_{Mv} \cdot Q_v^2$ – напор, создаваемый одним магистральным насосом

при плановом режиме перекачки с расходом $Q = Q_v$;

Q_v – часовой расход в трубопроводе, м³/ч;

H_{ex} – подпор на входе в первый по счету магистральный насос НПС при перекачке по схеме “из насоса в насос” ($H_{\text{ex}} = h_{\text{ex}} = 24,89$ м);

6. Определение напора на выходе из подпорного насоса

Для насосов с подачами от 1250 м³/ч и более при параллельном включение нескольких подпорных насосов ($m_M = 1$):

$$H_{\text{НС}} = (H_{\text{Пv}} + m_M H_{Mv}) = [H_{\text{Пv}} + m_M (h_{Mv} - b_{Mv} Q_v^2)] \leq \frac{P_{\text{дон}}}{\rho_t \cdot g}$$

$$106,2 + 1 \cdot 222,2 \leq \frac{6,3 \cdot 10^6}{831,1 \cdot 9,81}$$

$$328,4 \leq 772,7$$

При этом должно выполняться условие:

$$H_{\text{Пv}} \geq h_{\text{ex}} \cdot K_{\text{П.Н}};$$

$$H_{\text{Пv}} = h_{\text{Пv}} - b_{\text{Пv}} \cdot \left(\frac{Q_v}{m_{\text{П}}} \right)^2 = 109,6 - 1 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{3689}{2} \right)^2 = 106,2 \text{ м,}$$

где: $K_{п.н}$ – коэффициент, учитывающий потери напора в системе подводящих трубопроводов на участке «подпорная насосная-основная насосная», т.е. в обвязке ГНС, которые составляют от 30% до 50% от величины $h_{вх}$, принимаем $K_{п.н} = 1,4$).

$$65,577 \geq 24,034 \cdot 1,4$$

$$65,577 \geq 33,65$$

Для основного и подпорного насосов условие $P_{РАБ} = H_{НС} \cdot \rho_t \cdot g \leq P_{ДОП}$ выполняется, следовательно, выбранные нами насосы подходят.

7. Подбор электродвигателя для основного насоса

Электродвигатель выбирается по необходимой мощности:

$$N_{НЕОБХ\ \text{э.н}} = K_N \cdot N_{ПОТР\ \text{э.н}} = 1,1 \cdot 2607 = 2867,6 \text{ кВт},$$

где: $N_{НЕОБХ\ \text{э.н}}$ – необходимая мощность электродвигателя (привода) насоса, обеспечивающая плановый режим перекачки с расходом Q ($\text{м}^3/\text{ч}$) с учётом коэффициента запаса мощности электродвигателя, кВт;

K_N – коэффициент запаса мощности электродвигателя, учитывающий возможные отклонения фактического режима работы насоса от расчётного, величина которого в зависимости от потребляемой электродвигателем мощности $N_{ПОТР\ \text{э.н}}$ принимает следующие значения:

$$\text{- } 1,25 \text{ при } N_{ПОТР\ \text{э.н}} < 20 \text{ кВт};$$

$$\text{- } 1,2 \text{ при } 20 \leq N_{ПОТР\ \text{э.н}} < 50 \text{ кВт};$$

$$\text{- } 1,15 \text{ при } 50 \leq N_{ПОТР\ \text{э.н}} < 300 \text{ кВт};$$

$$\text{- } 1,1 \text{ при } N_{ПОТР\ \text{э.н}} \geq 300 \text{ кВт};$$

$N_{ПОТР\ \text{э.н}}$ – мощность, потребляемая электродвигателем с учётом его К.П.Д., кВт:

$$N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}} = N_{\text{В.Н}} / \eta_{\text{ЭД}} = \frac{2268}{0,97} = 2338 \text{ кВт},$$

где: $\eta_{\text{ЭД}}$ – К.П.Д. электродвигателя при плановом режиме перекачки;

$N_{\text{В.Н}}$ – мощность на валу электродвигателя (привода) насоса с учётом К.П.Д. механической передачи “вал электродвигателя – вал насоса”, кВт.

$$N_{\text{В.Н}} = N_{\text{ПОТР}_{\text{Н}}} / \eta_{\text{ЭД}} = \frac{Q \cdot \rho_l \cdot g \cdot H_{\text{МВ}}}{3600 \cdot \eta_{\text{МВ}} \cdot \eta_{\text{МЕХ}}} 10^{-3} = \frac{3658 \cdot 831,1 \cdot 9,81 \cdot 222,2 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 0,82 \cdot 0,99} = 2268 \text{ кВт},$$

где: $\eta_{\text{МЕХ}}$ – К.П.Д. механической передачи “вал электродвигателя (привода) – вал насоса (нагнетателя)”, для механической муфты можно принять $\eta_{\text{МЕХ}} = 0,99$;

$N_{\text{ПОТР}_{\text{Н}}}$ – мощность, потребляемая насосом (с учётом его К.П.Д. $\eta_{\text{Н.Ж}}$) в режиме перекачки с расходом $Q(\text{м}^3/\text{ч})$, кВт;

Q – плановая производительность перекачки, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$H_{\text{МВ}} = h_{\text{МВ}} \left(\frac{D_{\text{М1}}}{D_{\text{М0}}} \right)^2 - b_{\text{МВ}} Q^2 = 275,47 \cdot \left(\frac{470}{470} \right)^2 - (2,63 \cdot 10^{-6} \cdot 3659^2) = 239,7 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \eta_{\text{МВ}} &= C_{0\text{МВ}} \left(\frac{D_{\text{М1}}}{D_{\text{М0}}} \right)^2 + c_{1\text{МВ}} \left(\frac{D_{\text{М1}}}{D_{\text{М0}}} \right) \cdot Q + C_{2\text{МВ}} \cdot Q^2 = \\ &= 12,3 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{470}{470} \right)^2 + 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{470}{470} \right)^2 \cdot 3659 - 4,1 \cdot 10^{-8} \cdot 3659^2 = 0,82 \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{ЭД}} = \left[1 + \frac{(1 - \eta_{\text{НОМ}})}{2\eta_{\text{НОМ}} \cdot K_3} (1 + K_3^2) \right]^{-1} = \left[1 + \frac{(1 - 0,965)}{2 \cdot 0,97 \cdot 0,72} (1 + 0,72^2) \right]^{-1} = 0,96,$$

где: $\eta_{\text{НОМ}}$ – К.П.Д. электродвигателя при номинальной нагрузке, $\eta_{\text{НОМ}} = 0,97$ (таблица 14);

K_3 – коэффициент загрузки электродвигателя:

$$K_3 = N_{\text{В.Н}} / N_{\text{НОМ}} = 2268 / 3150 = 0,72,$$

$N_{\text{НОМ}}$ – номинальная мощность электродвигателя, поставляемого вместе с насосом, кВт.

Для основного насоса принимаем двигатель марки СТДП-3150-1, с техническими характеристиками, приведенными в таблице 13.

8. Подбор электродвигателя для подпорного насоса

Электродвигатель выбирается по необходимой мощности:

$$N_{\text{НЕОБХ}_{\text{Э.Н}}} = K_N \cdot N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}} = 1,15 \cdot 457 = 526 \text{ кВт},$$

где: $N_{\text{НЕОБХ}_{\text{Э.Н}}}$ – необходимая мощность электродвигателя (привода) насоса, обеспечивающая плановый режим перекачки с расходом Q ($\text{м}^3/\text{ч}$) с учётом коэффициента запаса мощности электродвигателя, кВт;

K_N – коэффициент запаса мощности электродвигателя, учитывающий возможные отклонения фактического режима работы насоса от расчётного, величина которого в зависимости от потребляемой электродвигателем мощности $N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}}$ принимает следующие значения:

$$\text{- } 1,25 \text{ при } N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}} < 20 \text{ кВт};$$

$$\text{- } 1,2 \text{ при } 20 \leq N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}} < 50 \text{ кВт};$$

$$\text{- } 1,15 \text{ при } 50 \leq N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}} < 300 \text{ кВт};$$

$$\text{- } 1,1 \text{ при } N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}} \geq 300 \text{ кВт};$$

$N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}}$ – мощность, потребляемая электродвигателем с учётом его К.П.Д., кВт:

$$N_{\text{ПОТР}_{\text{Э.Н}}} = N_{\text{В.Н}} / \eta_{\text{ЭД}} = \frac{425}{0,93} = 457 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{ЭД}}$ – К.П.Д. электродвигателя при заданном (плановом) режиме перекачки;

$N_{\text{В.Н}}$ – мощность на валу электродвигателя (привода) насоса с учётом К.П.Д. механической передачи “вал электродвигателя – вал насоса”, кВт.

$$N_{B.H} = N_{ПОТР_H} / \eta_{ЭД} = \frac{Q \cdot \rho_l \cdot g \cdot H_{ПВ}}{3600 \cdot \eta_{ПВ} \cdot \eta_{МЕХ}} 10^{-3} = \frac{3658 \cdot 831,1 \cdot 9,81 \cdot 34 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 0,67 \cdot 0,99} = 425 \text{ кВт},$$

где: $\eta_{МЕХ}$ – К.П.Д. механической передачи “вал электродвигателя (привода) – вал насоса (нагнетателя)”, для механической муфты можно принять $\eta_{МЕХ} = 0,99$; $N_{ПОТР_H}$ – мощность, потребляемая насосом (с учётом его К.П.Д. $\eta_{Н.Ж}$) в режиме перекачки с расходом Q ($м^3/ч$), кВт;

Q – плановая производительность перекачки, $м^3/ч$.

$$H_{ПВ} = h_{ПВ} \left(\frac{D_{П1}}{D_{П0}} \right)^2 - b_{ПВ} Q^2 = 86,14 \cdot (1)^2 - 3,89 \cdot 10^{-6} \cdot 3658^2 = 34 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \eta_{ПВ} &= C_{0ПВ} \left(\frac{D_{П1}}{D_{П0}} \right)^2 + c_{1ПВ} \left(\frac{D_{П1}}{D_{П0}} \right) \cdot Q + C_{2ПВ} \cdot Q^2 = \\ &= 0,8 \cdot 10^{-2} \cdot (1)^2 + 3,89 \cdot 10^{-4} \cdot (1)^2 \cdot 3658 - 5,63 \cdot 10^{-8} \cdot 3658^2 = 0,67 \end{aligned}$$

$$\eta_{ЭД} = \left[1 + \frac{(1 - \eta_{НОМ})}{2\eta_{НОМ} \cdot K_3} (1 + K_3^2) \right]^{-1} = \left[1 + \frac{(1 - 0,96)}{2 \cdot 0,96 \cdot 0,34} (1 + 0,34^2) \right]^{-1} = 0,93,$$

где: $\eta_{НОМ}$ – К.П.Д. электродвигателя при номинальной нагрузке, $\eta_{НОМ} = 0,96$ (таблица 14);

K_3 – коэффициент загрузки электродвигателя:

$$K_3 = N_{B.H} / N_{НОМ} = 425 / 1250 = 0,53,$$

где: $N_{НОМ}$ – номинальная мощность электродвигателя, поставляемого вместе с насосом, кВт.

Для подпорного насоса принимаем двигатель марки ВАОВ-710L-4У1, с техническими характеристиками, приведенными в таблице 13.

Таблица 13

Основные характеристики электродвигателей для магистральных и подпорных насосов

Марка электродвигателя	Номинальная мощность $N_{НОМ}$, кВт	Номинальное напряжение, кВ ⁻¹	К.П.Д. при номинальной нагрузке $\eta_{НОМ}$, %	Частота вращения вала, об/мин	Рекомендуемая марка насоса
Для основных насосов (с-синхронные электродвигатели)					
СТДП-3150-2	3150	10/6	97	3000	НМ 3600-230 на подачу 1,25 $Q_{ОН}$
Для подпорных насосов					
ВАОВ-610L-4У1	800	-	96	-	НПВ 2500-80

Заключение

В контрольной работе я решил основную задачу выбора основного оборудования НПС, это выбор магистрального и подпорного насоса и необходимых электродвигателей для оптимальной работы. Осуществил пересчет рабочих параметров насосов с воды на вязкую жидкость, а также применил наиболее выгодную технологическую схему работы данного оборудования в данных условиях эксплуатации.

Список литературы

1. СНиП 2.05.06-85* Магистральные трубопроводы /Госстрой СССР.- М.:ЦИНИП Госстроя СССР, 1985.-52 с.
2. Методические указания по определению технологических потерь нефти на предприятиях нефтяных компаний Российской Федерации: РД 153-39-019-37.-СПб., 2002.
3. ГОСТ 3900-85* «Нефть и нефтепродукты. Методы определения плотности».
4. ГОСТ 12124-87 «Насосы центробежные нефтяные для магистральных трубопроводов».
5. А. А. Коршак, Г. Г. Васильев, Трубопроводный транспорт нефти; Под редакцией С.М. Вайнштока: Учеб. для вузов: В 2т. – ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002. Т.1. – 407с.