

5. КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

5.1. Общие методические указания

Учебным планом предусмотрено выполнение курсового проекта в 9-м семестре.

Суть курсового проекта состоит в практическом применении знаний, полученных в курсе «Гидромашины и компрессоры» на тему «Построение комплексных характеристик центробежных насосов».

Курсовая работа выполняется после того, как студентами уже изучены основные вопросы, связанные с устройством, теорией подобия и режимами работы центробежных насосов.

Объем курсового проекта планируется из расчета затрат на нее студентами 99 часов. Ориентировочный объем расчетно-пояснительной записки – 20–30 страниц формата А4.

Законченная курсовая работа оформляется в виде пояснительной записки. Пояснительная записка должна соответствовать стандарту СТО ТПУ 2.5.01-2011 «Система образовательных стандартов. Работы выпускные квалификационные, проекты и работы курсовые. Структура и правила оформления».

Пояснительная записка должна включать в указанной ниже последовательности: титульный лист, задание, содержание, введение, основную часть, заключение, список использованных источников, приложения.

Основная часть пояснительной записки должна подробно отражать ход и результаты исследования по всем пунктам программы. В ней, однако, не должно быть переписанных текстов из учебников, учебных пособий, монографий или других изданий. Терминология, обозначения и определения должны быть едиными по всей записке и соответствовать общепринятым в научно-технической литературе. Сокращения слов в тексте и подписях под иллюстрациями не допускаются. Все обозначения электрических, механических и других физических величин должны быть приведены в системе СИ.

Технология передачи выполненных курсовых проектов) на проверку представлена на сайте ИнЭО (раздел «Студенту →Текущий контроль (проверка заданий и работ»)).

Студенты всех форм обучения размещают свои работы на портале ИнЭО, отправляя курсовой проект преподавателю, который закреплен за данной группой. Курсовой проект должен быть представлен в электронном виде, в формате документа (файла) текстового процессора Microsoft Word.

Студенты, обучающиеся по классической заочной форме (КЗФ): отправляют курсовой проект на проверку и получают рецензию; защита курсового проекта, оформленного в виде твердой копии, проходит во время сессии; к этому времени нужно исправить все замечания, указанные в рецензии. Студент, не получивший положительной рецензии на защите курсового проекта, не допускается к сдаче дифференцированного зачета по данной дисциплине.

5.2. Задания на курсовой проект и методические указания

Номер варианта курсового проекта определяется по последним двум цифрам номера зачетной книжки. Если образуемое ими число больше 20, то следует взять сумму этих цифр. Например, если номер зачетной книжки 3-4E20/12, то номер варианта курсовой работы равен 12. Если номер зачетной книжки 3-4E20/26, то номер варианта курсовой работы равен 8.

Задание на курсовой проект

Центробежный насос поднимает воду на высоту H_r по трубопроводу длиной L и диаметром d (рис. 5.1). Коэффициент гидравлического трения λ и суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\xi$ заданы. Все исходные данные к заданию приведены в табл. 5.1.

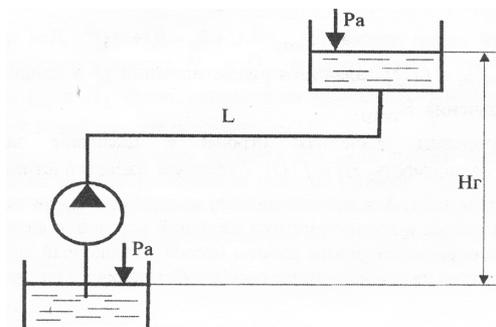


Рис. 5.1. Схема насосной установки

Таблица 5.1

Вариант	Марка насоса	H_T , м	L , м	d , мм	λ	$\Sigma\xi$	$\rho_{ст}$, кг/м ³	$\mu_{ст}$, мПа·с	t , °С
1	НПМ 2500-74	60	82	380	0,025	15	720	50	15
2	НПМ 3600-78	65	120	385	0,04	25	735	65	10
3	НПМ 5000-115	105	90	610	0,035	8	765	95	0
4	8НДвН	24	50	235	0,025	12	750	55	-2
5	12НДсН ротор 1	25	100	353	0,03	12	770	65	4
6	12НДсН ротор 2	23	110	353	0,035	25	745	90	-4
7	НПВ 150-60 ротор 1	48	90	135	0,04	5	800	130	-1
8	НПВ 150-60 ротор 2	55	40	135	0,035	15	860	80	6
9	НПВ 300-60 ротор 1	50	65	190	0,025	17	865	170	5
10	НПВ 300-60 ротор 2	45	70	190	0,03	20	890	210	-3
11	НПВ 600-60 ротор 1	55	78	235	0,03	6	830	190	-1
12	НПВ 600-60 ротор 2	45	87	235	0,025	15	850	100	6
13	НПВ 1250-60 ротор 1	40	60	353	0,04	40	885	75	3
14	НПВ 1250-60 ротор 2	45	80	353	0,035	15	825	90	5
15	НПВ 2500-80 ротор 1	65	65	380	0,035	14	810	115	0,5
16	НПВ 2500-80 ротор 2	75	70	380	0,04	25	870	75	1,5
17	НПВ 2500-80 ротор 3	70	98	380	0,03	16	805	70	-2
18	НПВ 3600-90 ротор 1	75	85	512	0,035	20	850	110	-3
19	НПВ 3600-90 ротор 2	85	78	512	0,025	10	800	120	2
20	НПВ 5000-120 ротор 1	100	100	610	0,04	20	750	130	0

Требуется определить:

- 1) подачу, напор и мощность, потребляемую насосом при перекачке воды;
- 2) подачу, напор и мощность, потребляемую насосом при параллельном включении двух одинаковых насосов;
- 3) подачу, напор и мощность, потребляемую насосом при последовательном включении двух одинаковых насосов;
- 4) как изменится подача и напор насоса при уменьшении частоты вращения на 10 %;
- 5) подачу, напор и мощность, потребляемую насосом при перекачке нефти.

Методические указания

1. Работа на сеть

При практическом использовании насосов всегда имеется следующая система:

- *подвод жидкости к насосу;*
- *насос;*
- *нагнетательный трубопровод;*
- *потребитель.*

Характеристики всех четырех частей системы связаны между собой.

Характеристика сети (нагнетательный трубопровод-потребитель) зависит от требований потребителя (высоты подъема или необходимого давления жидкости) и от потерь напора в нагнетательном трубопроводе. Последнее растет с увеличением подачи:

$$H_{\text{потр}} = H_{\Gamma} + \sum h_{\text{пот}} = H_{\Gamma} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi \right) \frac{w^2}{2g} = H_{\Gamma} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g}.$$

Подставляя в это выражение заданные значения λ , L , d и $\sum \xi$ после преобразований получим выражение вида AQ^2 .

Потребный напор насоса:

$$H_{\text{потр}} = H_{\Gamma} + \sum h_{\text{пот}} = H_{\Gamma} + AQ^2.$$

Для построения зависимости $H_{\text{потр}} = f(Q)$ зададимся рядом значений Q и найдем соответствующие им значения $H_{\text{потр}}$. По полученным значениям строим в масштабе зависимость $H_{\text{потр}} = f(Q)$ (рис. 5.2).

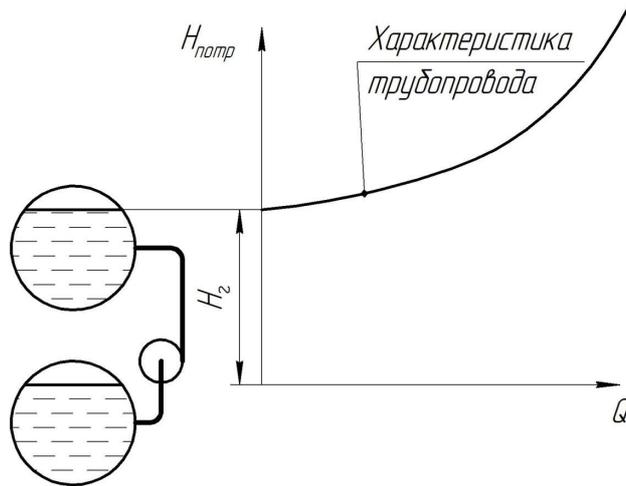


Рис. 5.2. Характеристика сети

Характеристика насоса. В характеристике центробежного насоса указано изменение напора H , мощности N , потребляемой насосом, и КПД η в зависимости от подачи Q насоса при неизменной частоте вращения вала (рис. 5.3).

Нулевому напору насоса всегда соответствуют нулевой КПД и наибольшая подача насоса, так называемая **работа насоса на излив**, т.е. без преодоления полезных сопротивлений.

Напор насоса обычно наибольший при нулевой подаче на режиме, который называется **режимом закрытой задвижки**.

У некоторых насосов наибольший напор не совпадает с нулевой подачей, т.к. в области малых подач, работа насоса может быть неустойчивой.

H_T – теоретический напор насоса при бесконечном числе лопаток изменяется линейно в зависимости от изменения подачи.

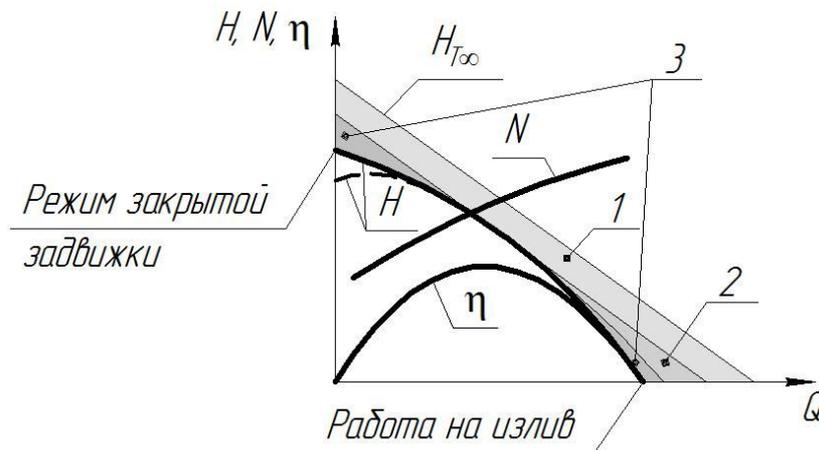


Рис. 5.3. Рабочая характеристика центробежного насоса:
 зона 1 – уменьшение напора в связи с конечным числом лопаток;
 зона 2 – потери напора в каналах насоса; зона 3 – потери на входе в колесо, переходе в отвод и в отводе

Мощность, потребляемая насосом при нулевой подаче или нулевом напоре, не равна нулю, так как при этих режимах имеются потери на дисковое трение, рециркуляцию жидкости у входа и выхода из колеса, механические и объемные потери (утечка).

Запуск центробежного насоса производится в режиме закрытой задвижки, так как при этом наименьшая мощность потребляемая насосом, а, следовательно, и минимальный пусковой ток на обмотке электродвигателя.

Область в пределах изменения подачи при небольшом снижении КПД называют *рабочей* (рис. 5.4).

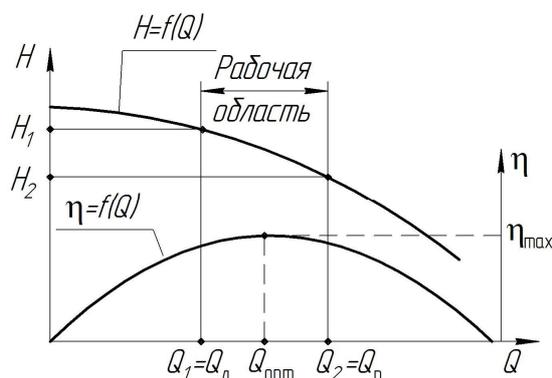


Рис. 5.4. Рабочая область насоса:

Q_L, Q_P – левая и правая границы рабочей зоны насоса

Насос рекомендуется выбирать так, чтобы значение Q попало в рабочую область $Q_L \leq Q \leq Q_P$ заводской напорной характеристики насоса.

Если границы рабочей области на графике $H = F(Q)$ не показаны, то они вычисляются по формулам:

$$Q_L = 0,8Q_{\text{опт}} \quad \text{и} \quad Q_P = 1,2Q_{\text{опт}}.$$

В каталогах, характеристики насосов представляются в виде таблиц, например табл. 5.2 и рис. 5.5.

Таблица 5.2

Характеристика насоса при $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Q , л/с	0	4	8	12	16	20
H , м	10	10,2	9,7	8,8	7,6	6,0
η	0	0,28	0,51	0,63	0,65	0,55

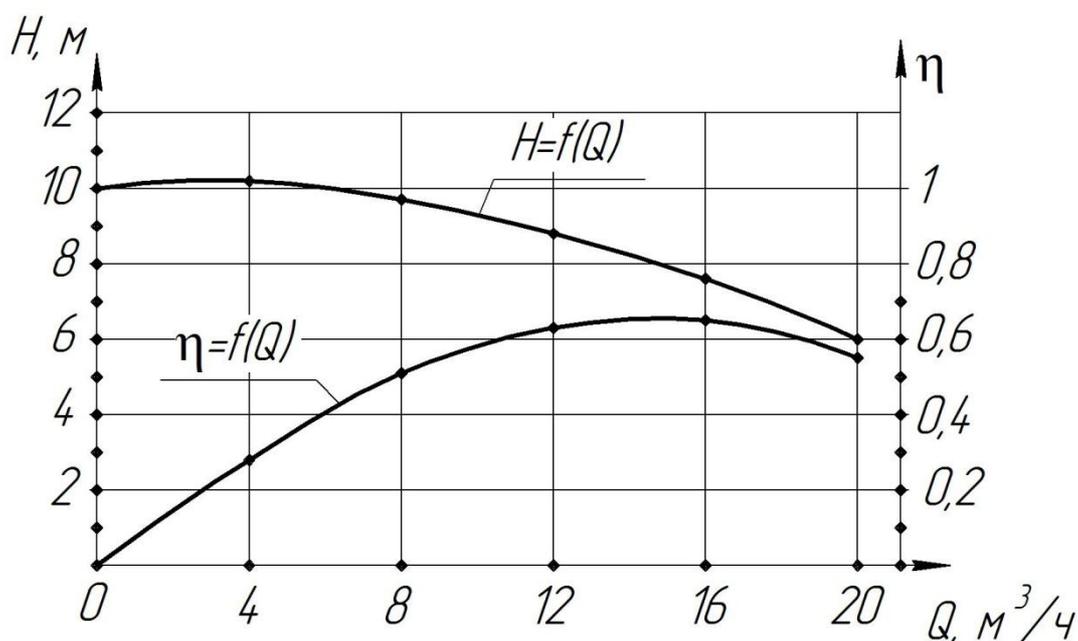


Рис. 5.5. Пример построения рабочей характеристики по табличным данным

Учитывая, что возможность пользоваться каталогами центробежных насосов имеется не всегда, удобно представлять зависимости напора (H) и КПД (η) насоса от его подачи (Q) в аналитическом виде, которые в общем случае имеют форму параболы:

$$H_{\text{Ж}} = F(Q) = h_{\text{Ж}} + a_{\text{Ж}}Q - b_{\text{Ж}}Q^2,$$

$$\eta_{\text{Ж}} = f(Q) = c_{0\text{Ж}} + c_{1\text{Ж}}Q + c_{2\text{Ж}}Q^2$$

где $h_{\text{Ж}}, a_{\text{Ж}}, b_{\text{Ж}}, c_{0\text{Ж}}, c_{1\text{Ж}}, c_{2\text{Ж}}$ – эмпирические коэффициенты.

В частном случае для насосов с плавно падающей напорной характеристикой ($a_{\text{Ж}} = 0$, что справедливо для большинства основных магистральных и подпорных центробежных насосов) уравнение принимает вид:

$$H_{\text{Ж}} = h_{\text{Ж}} - b_{\text{Ж}}Q^2.$$

Вместо индекса «Ж» (перекачиваемая жидкость) в формулах в каждом конкретном случае подставляются индексы:

«В» (Ж=В) – при перекачке маловязкой жидкости, когда характеристики по сравнению с заводскими характеристиками центробежных насосов, снятыми на воде, изменений не претерпевают:

$$H_B = h_B - b_B Q^2$$

«v» ($\mathcal{J} = v$) – при перекачке высоковязкой жидкости, когда необходим пересчет коэффициентов заводских характеристик:

$$H_v = h_v - b_v Q^2 .$$

Из уравнения для расчета КПД можно найти оптимальную подачу насоса, соответствующую его максимальному КПД.

Для этого берем частную производную и приравниваем к нулю:

$$\frac{\partial \eta_B}{\partial Q} = c_{1B} + 2c_{2B} Q_{\text{опт}} = 0,$$

$$Q_{\text{опт}} = -c_{1B} / (2c_{2B}).$$

При которой максимальный КПД на воде равен:

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

Технические характеристики центробежных насосов марки НМ приведены в таблицах в приложении.

Если эмпирические коэффициенты не заданы, но они нам нужны для пересчета насоса на вязкую жидкость, их можно найти следующим образом: по двум точкам (Q_1, H_1) и (Q_2, H_2) , снятым с графика плавно падающей $(Q-H)$ характеристики насоса и лежащим в его рабочей области, находим коэффициенты h_{MB} и b_{MB} , решая систему из двух уравнений с двумя неизвестными:

$$\begin{cases} H_1 = h_{MB} - b_{MB} Q_1^2, \\ H_2 = h_{MB} - b_{MB} Q_2^2. \end{cases}$$

Откуда получаем:

$$\begin{cases} h_{MB} = \frac{H_1 Q_2^2 - H_2 Q_1^2}{Q_2^2 - Q_1^2}, \\ b_{MB} = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2}. \end{cases}$$

Для решения задачи об определении подачи, напора и потребляемой мощности насоса при работе на заданный трубопровод необходимо на одном и том же чертеже в одном и том же масштабе построить характеристику насоса и насосной установки (рис. 5.6).

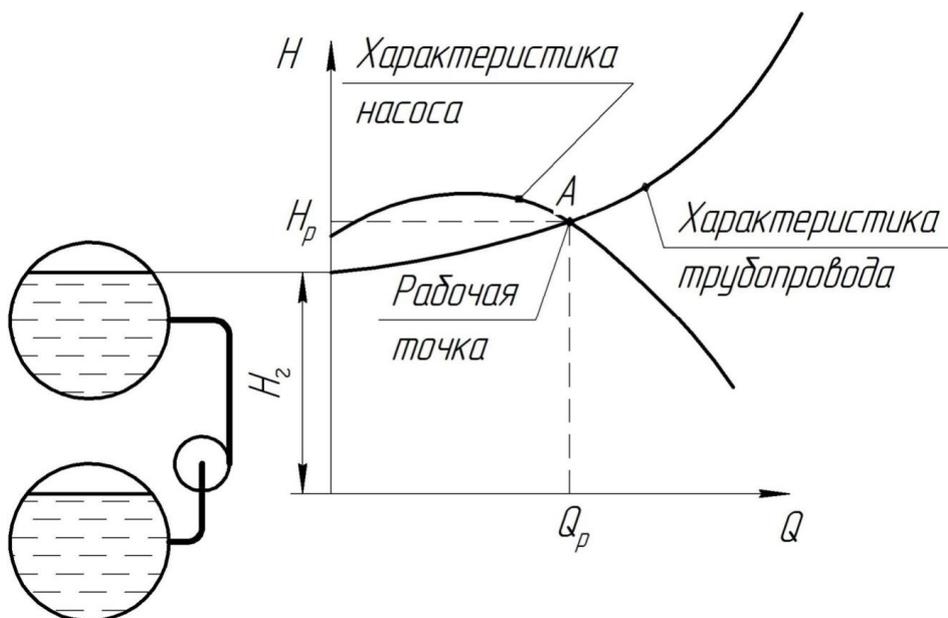


Рис. 5.6. Работа насоса на сеть

Точка пересечения характеристики насоса и характеристики насосной установки является рабочей точкой. Она определяет режим работы насоса на заданный трубопровод. Проекции этой точки на оси координат определяют подачу и напор насоса.

Полезная мощность рассчитывается по формуле $N_{\text{п}} = \rho g Q H$. Потребляемая мощность определится из выражения $N = N_{\text{п}} / \eta$.

2. Параллельная работа насосов

В практике использования насосов на нефтяных промыслах часто появляется необходимость работы нескольких насосов на один нагнетательный трубопровод.

Наиболее часто насосы работают параллельно (насосные станции водоподъема, перекачки нефти, нагнетание воды в пласт). Такие насосы обычно устанавливают в одной насосной. Они могут иметь разные характеристики.

При параллельной работе насосов подача их складывается, а напоры равны.

Для определения подачи воды в трубопровод при параллельном включении двух одинаковых насосов необходимо построить их суммарную характеристику путем сложения абсцисс точек кривых $H_1 = f(Q)$ обоих насосов, взятых при одной и той же ординате H (рис. 5.7).

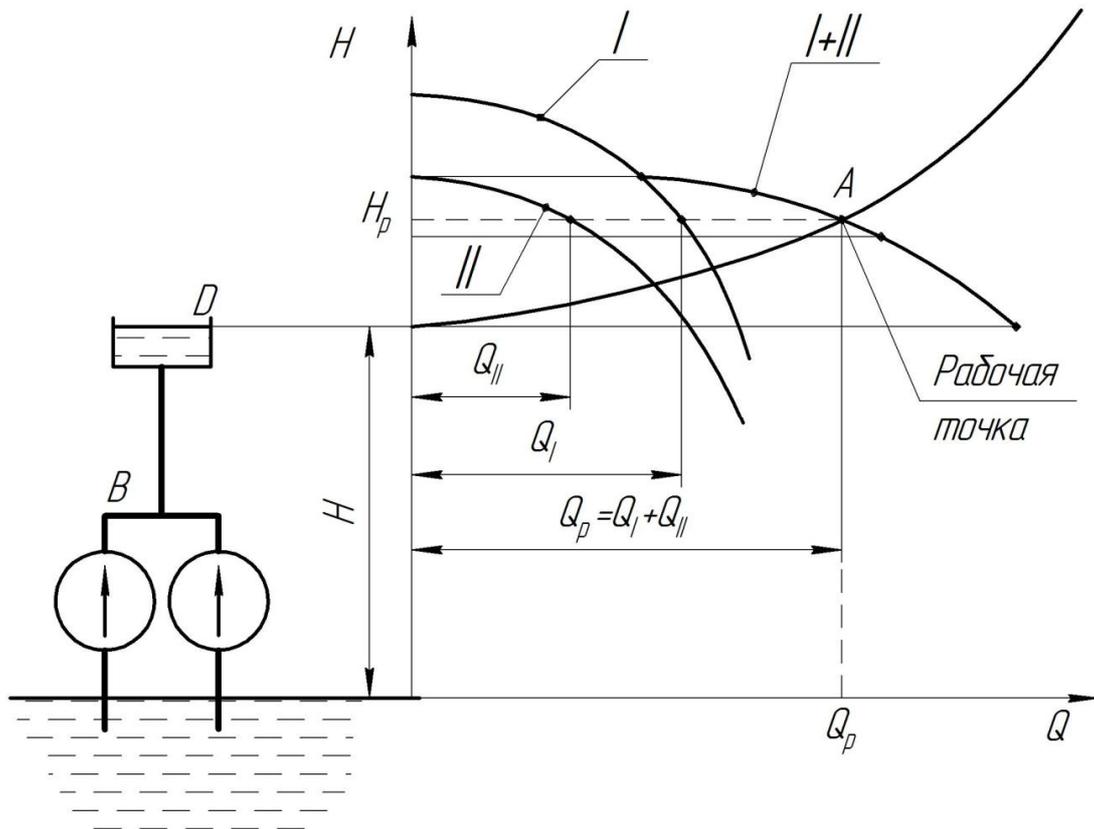


Рис. 5.7. Параллельная работа насосов на сеть

Если характеристики насосов заданы аналитически, имеем:
напорная характеристика первого насоса:

$$H = h_1 - b_1 Q^2,$$

второго:

$$H = h_2 - b_2 Q^2.$$

Напоры равны:

$$H_1 = H_2 = H.$$

Суммарная подача будет:

$$Q = Q_1 + Q_2 = \sqrt{(h_1 - H)/b_1} + \sqrt{(h_2 - H)/b_2}.$$

Для однотипных насосов с одним и тем же диаметром рабочего колеса имеем:

$$H = h - b(Q / m_H)^2,$$

где m_H – число параллельно соединенных насосов.

Точка пересечения суммарной характеристики насосов с характеристикой $H_{\text{потр}} = f(Q)$ является рабочей. Абсцисса точки равна суммарной подаче обоих насосов, ордината – напору насосов.

3. Последовательная работа насосов

Последовательная работа насосов применяется при необходимости увеличить напор жидкости, подаваемой в нагнетательный трубопровод.

При этом первый насос подает жидкость на прием второго насоса. Второй насос нагнетает ее в трубопровод.

Таким образом, через оба насоса проходит одинаковое количество жидкости Q , которая подается в нагнетательный трубопровод с напором, равным сумме напоров насосов I и II .

Суммарная характеристика двух насосов, включенных последовательно, строится сложением ординат точек кривых $H_1 = f(Q)$ обоих насосов при одних и тех же значениях подачи (рис. 5.8).

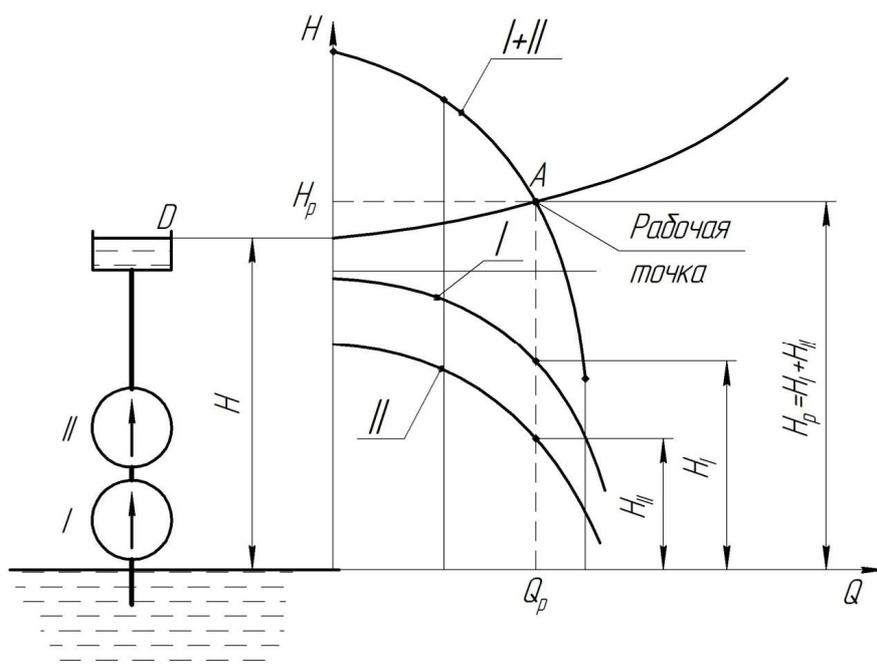


Рис. 5.8. Последовательная работа насосов на сеть

Если характеристики насосов заданы аналитически, имеем: напорная характеристика первого насоса:

$$H = h_1 - b_1 Q^2,$$

второго:

$$H = h_2 = b_2 Q^2.$$

Подача насосов равна:

$$Q_1 = Q_2 = Q.$$

Суммарный напор будет:

$$H = (h_1 + h_2) - (b_1 + b_2) Q^2.$$

Для однотипных насосов с одним и тем же диаметром рабочего колеса имеем:

$$H = m_H (h - b Q^2),$$

где m_H – число последовательно соединенных насосов.

Пересечение суммарной характеристики насосов с характеристикой установки дает рабочую точку, которая определяет подачу Q и суммарный напор H обоих насосов.

4. Изменение частоты вращения насоса

Для определения подачи и напора при новой частоте вращения n_2 необходимо пересчитать главную характеристику насоса на эту частоту вращения.

При изменении частоты вращения, подача, напор и мощность пересчитываются по формулам:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1},$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2,$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3.$$

Если характеристика насоса задана аналитически, имеем:

$$H = h - b Q^2,$$

При изменении частоты вращения:

$$H = K_h h - bQ^2 ,$$

где K_h – коэффициент пересчета.

$$K_h = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 .$$

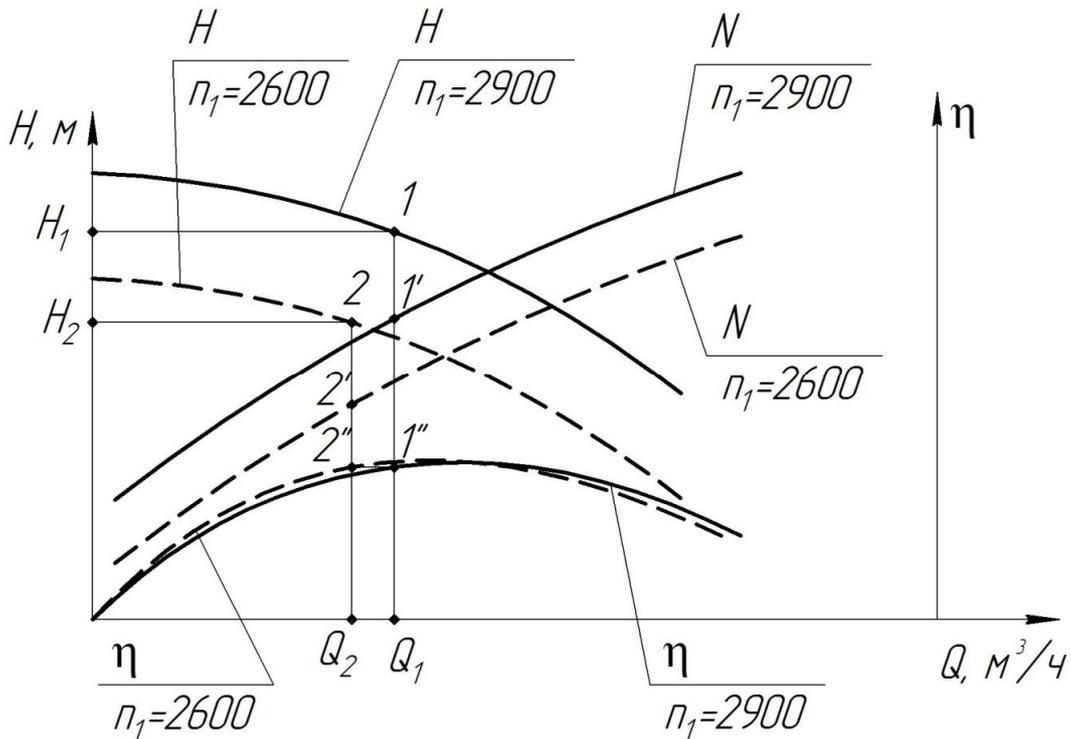


Рис. 5.9. Изменение рабочей характеристики при изменении частоты вращения

Точка пересечения кривой $H_2 = f(Q)$ с характеристикой насосной установки является рабочей (рис. 5.9). Ее координаты определяют подачу и напор насоса при новой частоте.

5. Перекачка нефти насосом

Центробежные насосы на нефтяных промыслах применяются для подачи весьма разнообразных по своим физическим показателям жидкостей:

- сильно минерализованная вода ($\rho > 1000 \text{ кг/м}^3$, $\nu_B \approx 10^7 \text{ м}^2/\text{с}$),
- сырая нефть ($650 < \rho < 1050 \text{ кг/м}^3$, $2 \cdot 10^7 < \nu < 266 \cdot 10^7 \text{ м}^2/\text{с}$),
- нефтепродукты ($\rho < 1000 \text{ кг/м}^3$, $\nu \gg \nu_B$).

Основные технические показатели любого насоса определяются при работе его на воде с плотностью 1000 кг/м^3 и вязкостью $0,01 \text{ см}^2/\text{с}$

при $t_{ст} = 20^{\circ}\text{C}$ и вносятся в техническую документацию на насос.

Поэтому при выборе и эксплуатации центробежного насоса необходимо учитывать влияние плотности и вязкости подаваемой жидкости на характеристику насоса.

Влияние плотности

С уменьшением плотности жидкости уменьшается полезная мощность, вследствие чего уменьшается и КПД насоса.

С увеличением плотности – увеличиваются полезная мощность и КПД насоса.

Подача Q и напор H насоса не зависят от плотности подаваемой жидкости, и характеристика Q - H насоса остается неизменной.

Давление насоса изменяется прямо пропорционально плотности жидкости.

Влияние вязкости

Вязкость оказывает значительно большее по сравнению с плотностью жидкости влияние на потери мощности.

При подаче вязкой сырой нефти и нефтепродуктов потери мощности насоса резко увеличиваются, и КПД насоса уменьшается.

При увеличении вязкости подаваемой жидкости уменьшаются напор и подача насоса, и характеристика Q - H снижается.

При пересчете технических показателей насоса при подаче им воды на подачу более вязкой жидкости используются экспериментальные данные.

В большинстве методов используются пересчетные коэффициенты для подачи (K_{Qv}), напора (K_{Hv}) и КПД ($K_{\eta v}$) насоса.

Зная технические показатели насоса при подаче им воды (с индексом «В»), можно определить новые технические показатели при подаче вязкой жидкости по формулам:

$$Q_v = K_{Qv} Q_B,$$

$$H_v = K_{Hv} H_B,$$

$$\eta_v = K_{\eta v} \eta_B.$$

Пересчет технических показателей насоса

Допущение. При постоянной частоте вращения вала насоса и увеличении вязкости нефтепродукта кривая $H = F(Q)$ снижается так, что

коэффициент быстроходности насоса на режиме максимального к.п.д. остается постоянным:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \text{const},$$

$$Q_B^{0,5} / H_B^{0,75} = Q_V^{0,5} / H_V^{0,75}.$$

Следовательно, для вычислений относящихся к режиму максимального КПД при перекачке вязкого нефтепродукта необходим только один опытный поправочный коэффициент пересчёта для напора K_H или подачи K_Q .

Второй коэффициент (например, K_Q при известном K_H) может быть вычислен по уравнению:

$$Q_V / Q_B = (H_V / H_B)^{1,5},$$

$$K_Q = K_H^{1,5}.$$

Пересчёт характеристик необходим, если кинематическая вязкость транспортируемой жидкости ν_t при заданной температуре перекачки $t = t_{П.Н}$ попадает на интервал:

$$\nu_{П} < \nu_t < \nu_{\text{доп}},$$

где $\nu_{П}$ – критическое значение вязкости (в $\text{м}^2/\text{с}$) перекачиваемой жидкости, при превышении которой необходим пересчёт напора и подачи насоса; $\nu_{\text{доп}}$ – 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 $\nu_{\text{доп}} = 3 \text{ Ст} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.)

Кинематическая вязкость ν_t находится по формуле:

$$\nu_t = \mu_t / \rho_t,$$

где ρ_t и μ_t – соответственно плотность (в $\text{кг}/\text{м}^3$) и динамическая вязкость (в $\text{Па} \cdot \text{с}$) перекачиваемой жидкости при $t = t_{П.Н}$, которая находится по известной формуле Рейнольдса-Филонова:

$$\mu_t = \mu_{\text{СТ}} e^{-\beta(t_{П.Н.} - t_{\text{СТ}})},$$

при $-5\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{П.Н}} \leq 80\text{ }^{\circ}\text{C}$

где β – коэффициент крутизны вискозограммы ($\beta = 0,02 - 0,03$, где нижний предел соответствует высоким температурам, а верхний – низким).

Критическое значение вязкости:

$$v_{\text{П}} > n D_K^2 / \text{Re}_{\text{П}}.$$

Чтобы определить необходимость пересчета характеристик насоса, необходимо найти *число* $\text{Re}_{\text{Н}}$, называемое числом Рейнольдса в насосе, и сравнить его с переходным числом Рейнольдса $\text{Re}_{\text{П}}$.

Если $\text{Re}_{\text{Н}} \geq \text{Re}_{\text{П}} (v_t \leq v_{\text{П}})$, то в пересчёте $(Q - H)$ – характеристики с воды на вязкую жидкость нет необходимости.

Если $\text{Re}_{\text{Н}} < \text{Re}_{\text{П}} (v_t > v_{\text{П}})$, то пересчёт необходим.

Число Рейнольдса в насосе находится по формуле:

$$\text{Re}_{\text{Н}} = V_{\text{СХ.Ж}} D_K / v_t,$$

$V_{\text{СХ.Ж}} = n D_K$ – характерная скорость схода жидкости с лопаток рабочего колеса насоса (в м/с).

$$\text{Re}_{\text{Н}} = (n D_K) D_K / v_t = n D_K^2 / v_t,$$

где D_K и n – соответственно диаметр (в м) и число оборотов (в с^{-1}) рабочего колеса насоса.

Переходное число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{П}} = 3,16 \cdot 10^5 n_S^{-0,305},$$

где n_S – коэффициент быстроходности насоса на режиме максимального КПД, являющийся индивидуальной характеристикой насоса

В случае $\text{Re}_{\text{Н}} < \text{Re}_{\text{П}}$ для вычисления коэффициентов пересчёта напора K_H , подачи K_Q и КПД K_{η} насоса с воды на вязкую нефть используются следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= 1 - 0,128 \lg(\text{Re}_{\text{П}} / \text{Re}_{\text{Н}}); \\ K_Q &= K_H^{1,5}; \\ K_{\eta} &= 1 - a_{\eta} \lg(\text{Re}_{\text{гр}} / \text{Re}_{\text{Н}}) \end{aligned} \right\}$$

где $\text{Re}_{\text{гр}}$ – граничное число Рейнольдса,

a_η – поправочный коэффициент.

$$\text{Re}_{\text{гр}} \approx 0,224 \cdot 10^5 n_S^{0,384},$$

$$a_\eta \approx 1,33 n_S^{-0,326}.$$

Зная K_H , K_Q , K_η , можно рассчитать величины аппроксимационных коэффициентов $h_{\text{MV}}, a_{\text{MV}}, b_{\text{MV}}, c_{0\text{V}}, c_{1\text{V}}, c_{2\text{V}}$ в формулах при работе насоса на высоковязкой нефти (индекс «v») через известные коэффициенты при работе насоса на воде (индекс «B»):

$$h_{\text{MV}} = K_H \cdot h_{\text{MB}}; a_{\text{MV}} = a_{\text{MB}} \cdot \frac{K_H}{K_Q} = \frac{a_{\text{MB}}}{K_H^{0,5}}; b_{\text{MV}} = b_{\text{MB}} \cdot \frac{K_H}{K_Q^2} = \frac{b_{\text{MB}}}{K_H^2};$$

$$c_{0\text{V}} = K_\eta \cdot c_{0\text{B}}; c_{1\text{V}} = c_{1\text{B}} \cdot \frac{K_\eta}{K_Q}; c_{2\text{V}} = c_{2\text{B}} \cdot \frac{K_\eta}{K_Q^2}.$$

7.3. Интернет-ресурсы

13. СТО ТПУ 2.5.01–2006. Система образовательных стандартов. Работы выпускные, квалификационные, проекты и работы курсовые. Структура и правила оформления / ТПУ [Электронный ресурс]. – Томск, 2006. – Режим доступа: <http://portal.tpu.ru/departments/head/methodic/standart>, вход свободный.

14. Персональный сайт преподавателя Г.Р. Зиякаева [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://portal.tpu.ru/SHARED/z/ZGR>, свободный.

15. Сайт по конструкции современных насосов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://nasosinfo.ru>, свободный.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1

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	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп.H.}$, м	КПД $\eta_{O.H.}$, %	Мощность привода (эл/двиг.) $N_{O.H.}$, кВт	
1	2	3	4	5	6	7	8
Насосы секционные многоступенчатые, с рабочими колесами одностороннего входа $n_{BC} = 1$							
НМ 125-550*	1,25	550	3 000	4,0	72	400	5
НМ 180-500*	180	500	3 000	4,0	72	400	5
НМ 250-475*	250	475	3 000	4,0	75	500	5
НМ 360-460*	360	460	3 000	4,5	78	630	3
НМ 500-300*	500	300	3 000	4,5	80	500	3
НМ 710-280*	710	280	3 000	6,0	80	800	3
Насосы спиральные одноступенчатые с двухсторонним подводом жидкости к рабочему колесу $n_{BC} = 2$							
НМ 1250-260* с ротором $1 \cdot Q_{O.H.}$ со сменным ротором на подачу $0,7 \cdot Q_{O.H.}$ и на подачу $1,25 \cdot Q_{O.H.}$	1259 875 1562,5	260 * * * *	3 000	20 16 30	80	1250 1250 1600	1
НМ 1800-240*	1800	240	3 000	25	83	1600	1
НМ 2500-230* с ротором $1,0 \cdot Q_{O.H.}$ - $0,7 \cdot Q_{O.H.}$ - $0,5 \cdot Q_{O.H.}$ - $1,25 \cdot Q_{O.H.}$	2500 1750 1250 3125	230 * * * * * *	3 000	32 30 — 38	86	2000 2000 2000 2500	1
НМ 3600-230* с ротором $1,0 \cdot Q_{O.H.}$ - $0,7 \cdot Q_{O.H.}$ - $0,5 \cdot Q_{O.H.}$ - $1,25 \cdot Q_{O.H.}$	3600 2520 1800 4500	230 * * * * * *	3 000	40 35 — 45	87	2500 2500 2500 3150	1

Окончание табл. П1

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	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{допH}$, м	КПД $\eta_{O.H.}$, %	Мощность привода (эл/двиг.) $N_{O.H.}$, кВт	
1	2	3	4	5	6	7	8
НМ 5000-210*							
с ротором 1,0 $Q_{O.H.}$	5000	210	3 000	42	88	3150	1
- 0,7 $Q_{O.H.}$	3500	**		—		3150	
- 0,5 $Q_{O.H.}$	2500	**		—		3150	
НМ 7000-210*							
с ротором 1,0 $Q_{O.H.}$	7000	210	3 000	52	89	5000	1
- 0,7 $Q_{O.H.}$	4900	**		45		5000	
- 0,5 $Q_{O.H.}$	3500	**		—		4000	
- 1,25 $Q_{O.H.}$	8750	**		—		6300	
НМ 10000-210*							
с ротором 1,0 $Q_{O.H.}$	10000	210	3 000	65	89	6300	1
- 0,7 $Q_{O.H.}$	7000	**		52		6300	
- 0,5 $Q_{O.H.}$	5000	**		—		5000	
- 1,25 $Q_{O.H.}$	12500	**		87		8000	

* Насосы прошлых лет выпуска.

** Рассчитать по напорной характеристике насоса самостоятельно.

Таблица П.2

Справочные данные по насосам типа НМ

Типоразмер насоса	Коэффициенты в формуле			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_{BX}	выходного $D_{ВЫХ}$		
1	2	3	4	5	6	7	8
Насосы секционные многоступенчатые							
НМ 125-550*	3,45	94	-3021	200	135	260*	16
НМ 180-500*	3,05	81	-2448	200	135	272*	16
НМ 250-475*	2,29	51	-871	250	190	300*	16
НМ 360-460*	7,61	38	-505	300	190	300*	24
НМ 500-300*	6,00	33	-352	300	235	300*	28
НМ 710-280*	-0,33	27	-213	300	235	315*	-
Насосы спиральные одноступенчатые							
НМ 1250-260* ротор 1,0 $Q_{O.H}$	20,29	10,36	-44,35	353	353	440*	26
- 0,7 $Q_{O.H}$	17,14	11,91	-52,68	353	353	418*	26
НМ 1250-260 ротор 1,25 $Q_{O.H}$	34,10	6,27	-21,7	353	353	450	
НМ 1800-240* ротор 1,0 $Q_{O.H}$	3,86	9,51	-28,57	512	380	440*	
НМ 2500-230* ротор 1,0 $Q_{O.H}$	6,86	7,11	-15,63	512	380	430*	36,2
- 0,7 $Q_{O.H}$	4,96	7,94	-19,81	512	380	495*	38
- 0,5 $Q_{O.H}$	5,66	9,73	-29,87	512	380	425*	26
НМ 2500 - 230 ротор 1,25 $Q_{O.H}$	18,8	4,03	-6,2	512	380	450	
НМ 3600-230* ротор 1,0 $Q_{O.H}$	7,05	5,30	-8,64	512	380	450*	41
- 0,7 $Q_{O.H}$	4,29	6,32	-12,28	512	380	450*	43
- 0,5 $Q_{O.H}$	7,55	7,62	-19,52	512	380	450*	29
НМ 2500 - 230 ротор 1,25 $Q_{O.H}$	15,1	4,0	-4,57	512	380	470	

Окончание табл. П.2

Типоразмер насоса	Коэффициенты в формуле			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_{BX}	выходного $D_{ВЫХ}$		
1	2	3	4	5	6	7	8
НМ 5000-210*							
Ротор 1,0 $Q_{O.H}$	10,57	3,42	- 3,74	610	610	450*	70
- 0,7 $Q_{O.H}$	22,61	3,66	- 5,33	610	610	470*	72
- 0,5 $Q_{O.H}$	33,57	2,89	- 4,02	610	610	430*	70
НМ 7000-210*							
ротор 1,0 $Q_{O.H}$	0,46	2,58	- 1,85	610	610	475*	61
- 0,7 $Q_{O.H}$	3,14	3,14	- 3,11	610	610	475*	49
- 0,5 $Q_{O.H}$	0,16	4,11	- 4,93	610	610	467*	52
НМ 7000-210 ротор 1,25 $Q_{O.H}$	2,25	2,0	01,23	610	610	490	
НМ 10000-210*							
сротором 1,0 $Q_{O.H}$	5,66	1,84	-1,02	610	800	495*	66
- 0,7 $Q_{O.H}$	5,55	2,35	-1,70	610	800	505*	57
- 0,5 $Q_{O.H}$	1,00	3,08	-2,86	610	800	475*	58
- 1,25 $Q_{O.H}$	17,0	1,47	-0,76	610	800	530*	

* Насосы прошлых лет выпуска.

Таблица П.3

Напоры $H_1 = F(Q_1)$ и $H_2 = F(Q_2)$, соответствующие левой и правой границам рабочей области ($Q-H$) – характеристики насосов ($Q_1 = Q_{Л} \leq Q \leq Q_2 = Q_{П}$)

Типоразмер насоса	Диаметр рабочего колеса D_K , мм	Напоры (в м), соответствующие подачам Q_1 и Q_2	
		$H_1 = F(Q_1)$	$H_2 = F(Q_2)$
1	2	3	4
Насосы секционные			
НМ 125-550*	260*	539	414
НМ 180-500*	272*	559	469
НМ 250-475*	300*	472	405
НМ 360-460*	300*	498	423
НМ 500-300*	300*	347	272
НМ 710-280*	315	335	263
Насосы спиральные			
НМ 1250-260*			
ротор 1,0 $Q_{O.H}$	440*	285	243
- 0,7 $Q_{O.H}$	418*	254	218
НМ 1250-260			
ротор 1,25 $Q_{O.H}$	450	307	282
НМ 1800-240*			
ротор 1,0 $Q_{O.H}$	440*	267	278
НМ 2500-230*			
ротор 1,0 $Q_{O.H}$	430*	257	217
- 0,7 $Q_{O.H}$	405*	228	205
- 0,5 $Q_{O.H}$	425*	220	186
НМ 2500-230			
ротор 1,25 $Q_{O.H}$	450	270	144
НМ 3600-230*			
ротор 1,0 $Q_{O.H}$	450*	281	226
- 0,7 $Q_{O.H}$	450*	239	201
- 0,5 $Q_{O.H}$	450*	241	201
НМ 2500-230			
ротор 1,25 $Q_{O.H}$	470	253	215
НМ 5000-210*			
ротор 1,0 $Q_{O.H}$	450*	190	143
- 0,7 $Q_{O.H}$	470*	244	194
- 0,5 $Q_{O.H}$	439*	58	25

Окончание табл. ПЗ

Типоразмер насоса	Диаметр рабочего колеса D_K , мм	Напоры (в м), соответствующие подачам Q_1 и Q_2	
		$H_1 = F(Q_1)$	$H_2 = F(Q_2)$
1	2	3	4
НМ 7000-210*			
рогор 1,0 $Q_{O.H}$	475*	241	168
- 0,7 $Q_{O.H}$	475*	231	202
- 0,5 $Q_{O.H}$	467*	207	161
НМ 7000-210			
рогор 1,25 $Q_{O.H}$	490	263	187
НМ 10000-210*			
рогор 1,0 $Q_{O.H}$	495*	225	195
- 0,7 $Q_{O.H}$	505*	247	153
- 0,5 $Q_{O.H}$	475*	230	183
- 1,25 $Q_{O.H}$	530*	314	235

* Насосы прошлых лет выпуска.

Таблица П.4

**Технические характеристики подпорных насосов
(одноступенчатых с рабочим колесом двустороннего входа)**

Типоразмер насоса	Номинальный режим (на воде)						Диаметр рабочего колеса D_K , мм
	Подача $Q_{O.H}$, м ³ /ч	Напор $H_{O.H}$, м	Частота вращения вала n , об/мин	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп.он}$, м	КПД $\eta_{O.H}$, %	Мощность привода N , кВт	
Горизонтальные серии НМП*, НД в Н и НД с Н							
НМП 2500-74	2500	74	1000	3	72	800	690
НМП 3600-78	3600	75	1000	3	83	800	725
НМП 5000-115	5000	115	1000	3,5	85	1000	840
8НД в Н	500	28	960	4,5	79		470
12НД с Н	800	28	960	4	86		
рогор 1							460
рогор 2							430
рогор 3							400
12НД с Н	1100	30	960	5	88		
рогор 1							480
рогор 2							540

Окончание табл. П4

Типоразмер насоса	Номинальный режим (на воде)						Диаметр рабочего колеса D_K , мм
	Подача $Q_{O.H.}$, м ³ /ч	Напор $H_{O.H.}$, м	Частота вращения вала n , об/мин	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп.он.}$, м	КПД $\eta_{O.H.}$, %	Мощность привода N , кВт	
Вертикальные серии НПВ							
НПВ 150-60 рогор 1 рогор 2	150	60	2975	3	72	250	230 207
НПВ 300-60 рогор 1 рогор 2	300	60	2975	3	75	250	240 216
НПВ 600-60 рогор 1 рогор 2	600	60	1485	4	77	400	445 400
НПВ 1250-60* рогор 1 рогор 2	1250	60	1500	2,2	76	400	495 445
НПВ 1250-60 рогор 1 рогор 2 рогор 3	1250	60	1500	2,2	76	400	525 500 475
НПВ 2500-80* рогор 1 рогор 2	2500	80	1500	3,2	82	800	530 477
НПВ 2500-80 рогор 1 рогор 2 рогор 3	2500	80	1500	3,2	82	800	540 515 487
НПВ 3600-90* рогор 1 рогор 2	3600	90	1500	4,8	84	1250	640 550
НПВ 3600-90 рогор 1 рогор 2 рогор 3	3600	90	1500	4,8	84	1250	610 580 550
НПВ 5000-120* рогор 1 рогор 2	5000	120	1500	5	85	2000	640 576
НПВ 5000-120 рогор 1 рогор 2 рогор 3	5000	120	1500	5	85	2000	645 613 580

Таблица П.5

**Эмпирические коэффициенты для расчета характеристики
подпорных насосов (одноступенчатых
с рабочим колесом двустороннего входа)**

Типоразмер насоса	Номинальный режим (на воде)					
	$h_{0В}$, м	$a_{П.В} \cdot 10^{-2}$, ч/м ²	$b_{П.В} 10^{-6}$, ч ² /м ⁵	$c_{0В} \cdot 10^{-2}$	$c_{1В} \cdot 10^{-4}$, ч ² /м ³	$c_{2В} \cdot 10^{-8}$, ч ² /м ⁶
Горизонтальные серии НМП*, НД в Н и НД с Н						
НМП 2500-74	80,3		0,961	27,3	2,21	-1,82
НМП 3600-78	89,2		0,842	2,09	4,2	-5,46
НМП 5000-115	137,6		0,94	12,9	2,75	-2,69
8НД в Н	31,6	2,95	0,733	3,63	39,1	-481
12НД с Н						
рогор 1	33,4		8,58	6,14	20,5	-126
рогор 2	29,4		9,47	12,8	19,6	-127
рогор 3	24,1		9,84	11,9	22	-158
12НД с Н						
рогор 1	39		6,19	7,1	13,3	-59
рогор 2	48,7		5,26	7,1	13,3	-59
Вертикальные серии НПВ						
НПВ 150-60						
рогор 1	78,5		836	-4,9	99	-3150
рогор 2	63,9		875	7,07	73	-2370
НПВ 300-60						
рогор 1	78,5		199	1	47	-751
рогор 2	63,1		197	-15,1	57	-960
НПВ 600-60						
рогор 1	75,3		45	9,15	24	-209
рогор 2	62,1		47,7	9,03	20	-162
НПВ 1250-60*						
рогор 1	77,1		11,48	5	10,01	-35,11
рогор 2	64,2		47,7	5	10,01	-35,11
НПВ 1250-60						
рогор 1	74,8		9,5	17,2	8	-24
рогор 2	69,2		10,6	17,2	8	-24
рогор 3	59,9		8,9	17,2	8	-24
НПВ 2500-80*						
рогор 1	113,3		5,36	-0,75	6,93	-14,4
рогор 2	82,9		3,61	-0,75	6,93	-14,4
НПВ 2500-80						
рогор 1	79,7		1	32,3	4	-8,1
рогор 2	96,4		4,5	32,3	4	-8,1
рогор 3	86,3		4,4	32,3	4	-8,1
НПВ 3600-90*						
рогор 1	136,3		3,7	1,02	4,79	-6,69
рогор 2	101,8		3	1,02	4,79	-6,69
НПВ 3600-90						
рогор 1	127		2,9	-3,64	4,5	-6,4
рогор 2	112		2,6	-3,64	4,5	-6,4
рогор 3	93,7		1,4	-3,64	4,5	-6,4

Окончание табл. П5

Типоразмер насоса	Номинальный режим (на воде)					
	$h_{0В}$, м	$a_{П.В} \cdot 10^{-2}$, ч/м ²	$b_{П.В} 10^{-6}$, ч ² /м ⁵	$c_{0В} \cdot 10^{-2}$	$c_{1В} \cdot 10^{-4}$, ч ² /м ³	$c_{2В} \cdot 10^{-8}$, ч ² /м ⁶
НПВ 5000-120*						
рогор 1	151,9		1,33	3,71	3,54	-3,81
рогор 2	121,1		1,24	3,71	3,54	-3,81
НПВ 5000-120						
рогор 1	151,3		1,3	22,4	2,6	-2,7
рогор 2	132,7		0,99	22,4	2,6	-2,7
рогор 3	120,7		1	22,4	2,6	-2,7

Таблица П.6

Температурная поправка на плотность нефти

Плотность $\rho_{ст}$, кг/м ³	Температурная поправка γ , $\left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \cdot 0 \text{ C}} \right)$	Плотность $\rho_{ст}$, кг/м ³	Температурная поправка γ , $\left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \cdot 0 \text{ C}} \right)$
630,0 – 699,9	0,910	800,0 – 809,9	0,765
700,0 – 709,9	0,897	810,0 – 819,9	0,752
710,0 – 719,0	0,884	820,0 – 829,9	0,738
720,0 – 729,9	0,870	830,0 – 839,9	0,725
730,0 – 739,9	0,857	840,0 – 849,9	0,712
740,0 – 749,9	0,844	850,0 – 859,9	0,699
750,0 – 759,9	0,831	860,0 – 869,9	0,686
760,0 – 769,9	0,818	870,0 – 879,9	0,673
770,0 – 779,9	0,805	880,0 – 889,9	0,660
780,0 – 789,9	0,792	890,0 – 899,9	0,647
790,0 – 799,9	0,778		