



Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Уфимский государственный нефтяной технический университет»
Филиал ФГБОУ ВО УГНТУ в г. Салавате



Кафедра «Оборудование предприятий нефтехимии и нефтепереработки»

РАСЧЕТ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Учебно-методическое пособие

к выполнению расчетно-практической работы



Направление подготовки:
18.03.02

Специальность: 21.05.06

Бакалавр
Специалист

Основная
образовательная программа

Гидравлические машины и
компрессоры
Нагнетательные машины

Уфа

2017

СОДЕРЖАНИЕ

1 Цель и задачи расчетно-практической работы	4
2 Содержание РПР	5
3 Обработка исходных данных	7
4 Определение диаметров труб всасывающей и нагнетательной линий	9
5 Определение расчетного сопротивления сети и построение характеристики сети	10
6 Выбор типа и подбор по каталогу марки насоса	15
7 Комплексная характеристика центробежного насоса	18
8 Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкую жидкость	20
9 Определение диаметра рабочего колеса насоса при обточке	22
10 Регулирование работы центробежного насоса	25
11 Определение допустимой высоты всасывания центробежного насоса и кавитационного запаса сети	26
12 Подбор электродвигателя	32
Список использованных источников	33
Приложение А	34
Приложение Б	35
Приложение В	36
Приложение Г	37
Приложение Д	38
Приложение Е	39
Приложение Ж	40
Приложение И	41
Приложение К	42

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ РАСЧЕТНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Расчетно-практическая работа (РПР) преследует цель закрепить полученные знания и навыки студентов в гидравлическом расчете схем транспортировки жидкости по трубам и правилах подбора насоса к заданной сети.

Выполнение РПР должно способствовать развитию творческого инженерного мышления студентов при решении поставленных перед ними задач.

Для выполнения работы необходимо знать:

- физические свойства перекачиваемой жидкости;
- понятие допустимой высоты всасывания;
- понятие кавитационного запаса сети;
- способы регулирования режимов работы насосов.

При выполнении работы необходимо уметь:

- рассчитывать технические параметры насосов;
- пересчитывать характеристики центробежных насосов с воды на перекачиваемую жидкость;
- выполнять подбор насосного оборудования.

2 СОДЕРЖАНИЕ РПР

РПР должна содержать следующие разделы:

- обработка исходных данных;
- определение диаметров труб всасывающей и нагнетательной линий;
- определение расчетного сопротивления сети и построение характеристики сети;
- выбор типа и подбор по каталогу марки насоса;
- комплексная характеристика центробежного насоса;
- пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкую жидкость;
- определение диаметра рабочего колеса насоса при обточке;
- регулирование работы центробежного насоса;
- определение допустимой высоты всасывания центробежного насоса и кавитационного запаса сети;
- подбор электродвигателя.

В конце работы приводится список использованных источников.

Варианты для РПР выдаются преподавателем.

РПР оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105-95.

Требования к оформлению текста РПР:

- текст машинописный на формате А4 без рамки;
- поля: левое, верхнее и нижнее – 20 мм; правое – 10 мм;
- выравнивание текста – по ширине;
- абзацный отступ – 1,25;
- шрифт «Times New Roman», кегль 14, межстрочный интервал – 1,5. При оформлении содержания таблиц допускается использовать одинарный межстрочный интервал без отступа и кегль 10, 11 или 12;
- нумерация страниц – внизу по центру;
- формулы набирать в математическом редакторе MS Equation или MathType;

- рисунки и таблицы вставляются после упоминания в тексте, нумерация обязательна;
- ссылки на формулы и литературу обязательны.

3 ОБРАБОТКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

В начале этого раздела помещается схема насосной установки и таблица с исходными данными.

Для выполнения гидравлического расчета трубопровода необходимо знать физические свойства перекачиваемого продукта, а именно, плотность и вязкость. Эти величины – справочные. Их можно также определить, зная род перекачиваемой жидкости.

Для определения плотности жидкости ρ_t при температуре перекачки t пользуются формулой Менделеева

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta \cdot (t - 20)}, \quad (1)$$

где ρ_{20} – плотность жидкости при 20 °С;

β – коэффициент термического расширения;

t – температура перекачки, °С.

Для нефти и нефтепродуктов можно использовать и линейную зависимость

$$\rho_t = \rho_{20} - \alpha \cdot (t - 20), \quad (2)$$

где α – температурная поправка.

Значения α и β определяются по справочнику [1] в зависимости от плотности жидкости.

Чтобы определить расчетную вязкость, необходимо знать вязкостно-температурную зависимость для диапазона температур перекачки или иметь вискограмму.

Удобно и с достаточной степенью точности кинематический коэффициент вязкости можно рассчитать по эмпирической формуле Филонова

$$v = v_* \cdot e^{-u \cdot (t - t_*)}, \quad (3)$$

где v_* – кинематический коэффициент вязкости при произвольной известной температуре t_* ;

u – коэффициент крутизны вискограммы.

Коэффициент крутизны вискограммы определяется по любым известным v_1 и v_2 при двух значениях температур t_1 и t_2 в диапазоне температур перекачки:

$$u = \frac{\ln \frac{v_1}{v_2}}{t_2 - t_1}. \quad (4)$$

В справочной литературе нередко можно встретить не кинематический, а динамический коэффициент вязкости μ , который связан с v соотношением

$$v = \frac{\mu}{\rho}. \quad (5)$$

Вязкость жидкости может быть выражена в условных градусах ВУ (или градусах Энглера, °Е). Перевод можно осуществить по формуле Уббелоде

$$v = \left[0,731 \cdot \text{ВУ} - \frac{0,0631}{\text{ВУ}} \right] \cdot 10^{-4}, \quad \text{м}^2/\text{с}. \quad (6)$$

В зависимости от рода перекачиваемой жидкости, ее агрессивности по справочнику [2] выбирается материал труб.

4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ТРУБ ВСАСЫВАЮЩЕЙ И НАГНЕТАТЕЛЬНОЙ ЛИНИЙ

Расчетный внутренний диаметр трубы определяется по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi \cdot v}}, \quad (7)$$

где Q_p – заданная расчетная подача, м³/с;

v – скорость движения жидкости в трубе, м/с.

Скорость во всасывающем и нагнетательном трубопроводах выбирают в зависимости от вязкости перекачиваемой жидкости. Рекомендуемые скорости перекачки для трубопроводов НПЗ могут быть выбраны в соответствии с таблицей 1.

Таблица 1 – Рекомендуемые скорости перекачки для трубопроводов НПЗ

Транспортируемая жидкость	Скорость, м/с
Жидкости, движущиеся самотеком (конденсат и др.)	0,1 – 0,5
Маловязкие жидкости – вода, бензин, керосин и др. в нагнетательном трубопроводе	1,0 – 3,0
Вязкие жидкости – легкие и тяжелые масла, растворы солей и др. в нагнетательном трубопроводе	0,5 – 1,0
Маловязкие жидкости во всасывающем трубопроводе	0,8 – 1,2
Вязкие жидкости во всасывающем трубопроводе	0,2 – 0,8

По найденным из формулы (7) расчетным внутренним диаметрам по ГОСТ 8732-78 подбирают трубы с минимальной толщиной стенки так, чтобы $d_{вн} \geq d_p$. После этого определяют истинные скорости перекачиваемой жидкости в трубопроводах.

5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕТИ И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕТИ

Напор, который необходимо создать в сети для пропускa заданной подачи, может быть определен из уравнения

$$H_c = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + h_{bc} + h_n + \sum h_i, \quad (8)$$

где H_r – геометрический напор, т. е. разность уровней жидкости в начальном и конечном резервуарах или разность геометрических отметок начального и конечного сечения трубопровода, м;

P_1, P_2 – давления в начальном и конечном резервуарах, Н/м^2 ;

γ – удельный вес перекачиваемой жидкости, Н/м^3 ;

h_{bc} – потери напора во всасывающей линии, м;

h_n – потери напора в нагнетательной линии, м;

$\sum h_i$ – сумма потерь напора в фильтре, диафрагме, регулирующем клапане и других элементах насосной установки, выраженная в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях определяются по формулам

$$h_{bc} = 1,05 \cdot \lambda_{bc} \cdot \frac{l_{bc}}{d_{bc}} \cdot \frac{v_{bc}^2}{2g}; \quad (9)$$

$$h_n = 1,05 \cdot \lambda_n \cdot \frac{l_n}{d_n} \cdot \frac{v_n^2}{2g}, \quad (10)$$

где 1,05 – коэффициент, учитывающий местные потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях;

$\lambda_{вс}$, $\lambda_{н}$ – коэффициенты гидравлического трения или коэффициенты сопротивления по длине для всасывающего и нагнетательного трубопроводов;

$l_{вс}$, $l_{н}$ – длины всасывающего и нагнетательного трубопроводов, м;

$d_{вс}$, $d_{н}$ – диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов, м;

$v_{вс}$, $v_{н}$ – скорости движения жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, соответствующие расчетной (заданной) подаче, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Последовательность расчетов в данном разделе должна быть следующая.

1) Вычисляется геометрический напор.

2) Вычисляется разность давлений в конечном и начальном резервуарах и выражается в метрах столба перекачиваемой жидкости.

3) Вычисляется число Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} . \quad (11)$$

4) Устанавливаются зоны сопротивления для всасывающего и нагнетательного трубопроводов, выбираются формулы для вычисления коэффициента гидравлического трения и вычисляются потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Коэффициенты гидравлического трения в зависимости от зоны сопротивления вычисляются по следующим формулам:

- при $Re \leq 2320$ по формуле Стокса

$$\lambda = \frac{64}{Re} ; \quad (12)$$

- при $2320 < Re < 4000$ по формуле Френкеля

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}} ; \quad (13)$$

- при $4000 < \text{Re} < 10 \frac{d}{\Delta}$ по формуле Блаузиса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}; \quad (14)$$

- при $10 \frac{d}{\Delta} < \text{Re} < 500 \frac{d}{\Delta}$ по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}; \quad (15)$$

- при $\text{Re} > 500 \frac{d}{\Delta}$ по формуле Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}; \quad (16)$$

- для любых значений $\frac{d}{\Delta}$ в зоне шероховатого трения по формуле Прандтля-Никурадзе

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\lg \frac{3,7}{\frac{\Delta}{d}} \right)^{0,25}}. \quad (17)$$

В приведенных формулах Δ – абсолютная (эквивалентная) шероховатость стенок трубы, величину которой можно определить по таблице 2, приняв Δ равной среднему значению, указанному в знаменателе.

Таблица 2 – Шероховатость стенок труб

Материал труб	Δ , мм
Новые тянутые трубы из стекла и цветных металлов	$\frac{0,001 - 1,01}{0,005}$
Новые бесшовные стальные трубы	$\frac{0,02 - 0,05}{0,03}$
Новые стальные сварные трубы	$\frac{0,03 - 0,10}{0,05}$
Стальные трубы сварные с незначительной коррозией	$\frac{0,10 - 0,20}{0,15}$
Стальные трубы сварные старые, заржавленные	$\frac{0,80 - 1,50}{1,00}$
Новые оцинкованные стальные трубы	$\frac{0,10 - 0,20}{0,15}$
Новые чугунные трубы	$\frac{0,20 - 0,50}{0,30}$
Старые чугунные трубы	до 3,00
Новые асбоцементные трубы	$\frac{0,05 - 0,10}{0,085}$

5) Вычисляются потери напора в остальных элементах сети насосной установки.

6) Определяются статический напор сети и суммарное сопротивление (напор) сети.

Статический напор сети определяется по формуле

$$H_c = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma}. \quad (18)$$

Для построения характеристики сети можно воспользоваться уравнением

$$H_c = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (h_{вс} + h_n + \sum h_i) \cdot \left(\frac{Q}{Q_p} \right)^2 = H_0 + k \cdot Q^2. \quad (19)$$

где Q – подача жидкости в сеть, $\text{м}^3/\text{ч}$;

Q_p – заданная расчетная подача жидкости, $\text{м}^3/\text{ч}$;

H_0 – статический напор сети, который не зависит от подачи жидкости, м ;

k – коэффициент сети, $\text{ч}^2/\text{м}^5$.

Коэффициент сети находится по формуле

$$k = (h_{\text{вс}} + h_{\text{н}} + \sum h_i) \cdot \frac{1}{Q_p} \quad (20)$$

Задавшись несколькими значениями подачи в пределах от 0 до $(1,2\dots1,4)Q_p$, определяют сопротивление сети для каждого из них. Данные расчетов сводят в таблицу 3.

Таблица 3 – Расчет сопротивления сети

Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	Q^2 , $\text{м}^6/\text{ч}^2$	k , $\text{ч}^2/\text{м}^5$	$k \cdot Q^2$, м	H_0 , м	$H_c = H_0 + k \cdot Q^2$, м

Выполнив графическое построение в координатах $Q - H$ (рисунок 1), находят режимную точку ϕ , т.е. точку, соответствующую расчетной заданной подаче Q_p и потребному напору H_c . По режимной точке производится подбор насоса.

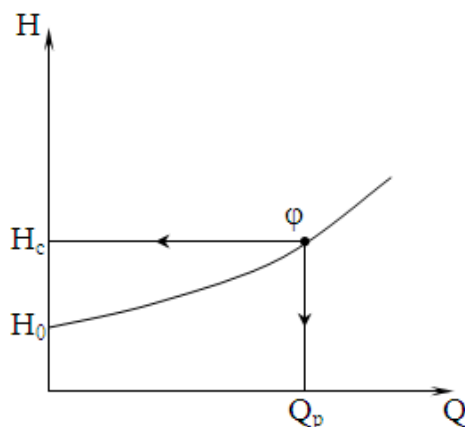


Рисунок 1 – Пример определения режимной точки

6 ВЫБОР ТИПА И ПОДБОР ПО КАТАЛОГУ МАРКИ НАСОСА

По заданной подаче и вычисленному сопротивлению сети по характеристикам рабочих режимов при работе насоса на воде, которые приведены в ГОСТ 12124-87, выбирается типоразмер насоса. В случае центробежных насосов для химических производств выбор необходимо сделать в соответствии с рекомендациями [4].

Выбор типа и марки насоса, обеспечивающего заданную подачу нефтепродукта, реагента или другой рабочей жидкости к технологической установке, является ответственным моментом. При правильном подборе насоса обеспечивается не только непрерывность технологического процесса, но и должен создаваться режим работы самого насоса с максимально возможным КПД.

При выборе типа насоса необходимо учитывать: характер перекачиваемого продукта (его вязкость, летучесть, огнеопасность, токсичность, химическую агрессивность, наличие в нем взвешенных твердых частиц и т.д.), температурный режим, надежность и экономичность работы насоса в данных условиях, удобство и безопасность эксплуатации.

Например, центробежные насосы целесообразно применять для перекачки сравнительно маловязких жидкостей. Эти насосы экономичны при перекачке больших количеств жидкости при относительно низких напорах. Они лучше, чем какие-либо другие, приспособлены для перекачки суспензии и загрязненных жидкостей; просты в эксплуатации, компактны и дешевле насосов других типов такой же мощности.

Для создания высоких напоров при малой производительности, что характерно для работы опрессовочных и дозировочных насосов, преимущественно используются поршневые или плунжерные насосы.

Несмотря на ряд существенных недостатков (дороговизна, большие габариты, сложность эксплуатации и др.), поршневые насосы незаменимы при перекачке высоковязких нефтепродуктов и газожидкостных смесей.

Для перекачки очень вязких жидкостей можно использовать ротационные насосы, которые обладают небольшой, но более равномерной подачей.

Во всех остальных случаях предпочтение следует отдавать центробежным насосам как более дешевым, простым в обслуживании и компактными. Кроме того, центробежные насосы более быстроходны, что позволяет соединять их непосредственно с электродвигателем без редуктора. Существенным преимуществом центробежных насосов является их саморегулируемость.

После выбора насоса по заданным Q и H по каталогу подбирается марка насоса. Для выбора марки насоса удобны сводные графики, на которых нанесены рабочие поля отдельных насосов. Такие сводные графики центробежных насосов нормального ряда для нефти и нефтепродуктов приводятся в каталогах насосов и другой справочной литературе [5].

Рабочее поле центробежного насоса (рисунок 2) ограничивается рабочими участками характеристик $Q - H$ при максимальном (AB) и минимальном (CD) диаметре рабочего колеса. Насос надо подбирать таким образом, чтобы заданные Q_p и H_p находились в пределах рабочего поля насоса. Если соответствующего насоса в каталоге нет, то берется ближайший и затем осуществляется пересчет характеристик в зависимости от выбранного способа регулирования.

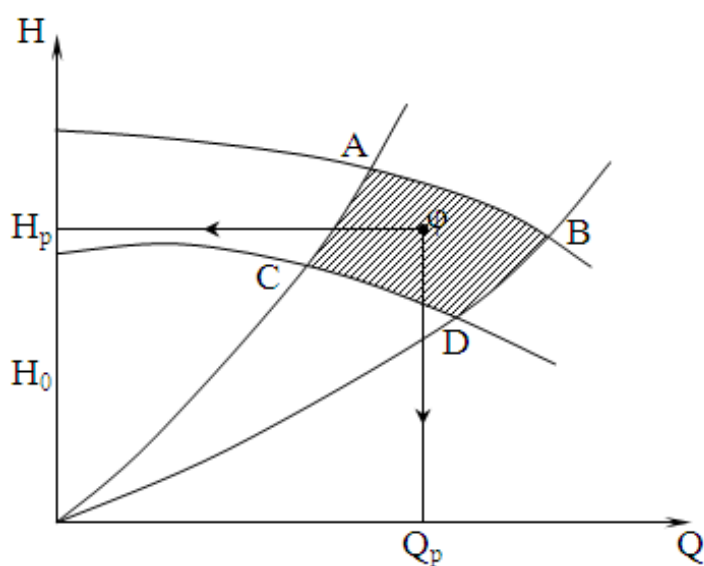


Рисунок 2 – Пример определения рабочего поля центробежного насоса

Если перекачке подлежит вязкая нефть, то при выборе центробежного насоса необходимо учитывать, что:

- коэффициент быстроходности должен быть $n_s > 80$;
- корпус насоса спирального типа, т.е. без направляющего аппарата;
- число оборотов вала насоса должно быть, возможно большее.

При этом следует помнить о необходимости пересчета характеристик с воды на вязкую жидкость, если кинематический коэффициент вязкости при температуре перекачки жидкости $\nu = 0,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ [6].

7 КОМПЛЕКСНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Комплексную характеристику выбранного центробежного насоса, представляющую графическую зависимость развиваемого напора H , потребляемой мощности N , КПД η и допустимого кавитационного запаса напора $\Delta h_{\text{доп}}$ от подачи насоса Q (при постоянных n и ρ) необходимо перечертить из каталога на формат А4. На комплексную характеристику нанести график потребного напора, т.е. характеристику сети (трубопровода) и режимную точку φ (рисунок 3).

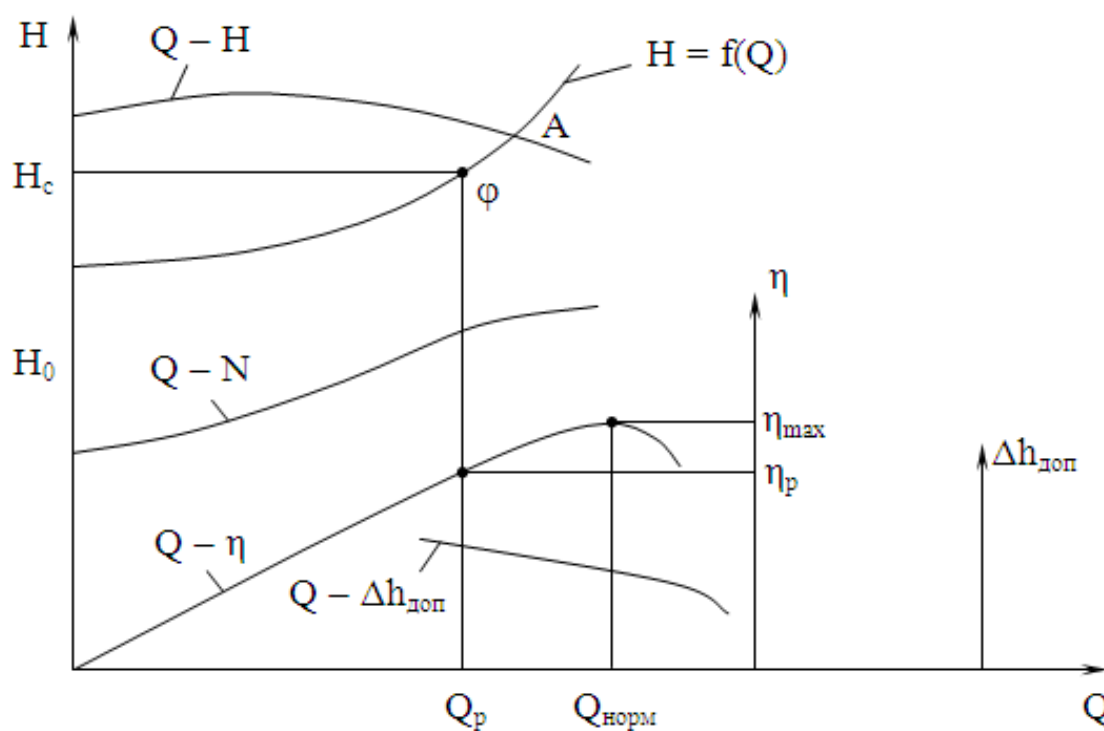


Рисунок 3 – Комплексная характеристика насоса

Если для проектируемой насосной установки применяется параллельное или последовательное включение насосов, то строят их суммарную характеристику, на которую наносится характеристика сети и режимная точка φ . Режимная точка может оказаться как справа, так и слева от оптимального режима, соответствующего максимальному значению КПД выбранного насоса.

Считается, что насос подобран правильно, если режимной точке φ с подачей Q_p соответствует значение η_p отличается от η_{\max} не более чем на 5 – 7 % в обе стороны, т.е. рабочая точка должна быть в оптимальной зоне работы насоса $(0,8...1,2)Q_{\text{норм}}$.

8 ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ВОДЫ НА ВЯЗКУЮ ЖИДКОСТЬ

При перекачке высоковязких жидкостей рабочие характеристики центробежных насосов $Q - H$, $Q - N$ и $Q - \eta$ значительно отличаются от аналогичных характеристик, полученных на воде, если $\nu > 0,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Изменяется также кавитационная характеристика.

Пересчет характеристик рекомендуется выполнять по методу М.Д. Айзенштейна [7, 8]. Величина коэффициентов пересчета зависит от числа Рейнольдса, которое вычисляется по формуле

$$Re = \frac{Q_{\text{норм}}}{D_3 \cdot \nu} \cdot 10^3, \quad (21)$$

где $Q_{\text{норм}}$ – подача (производительность) насоса при максимальном КПД, л/с;

D_3 – эквивалентный диаметр рабочего колеса, см;

ν – кинематический коэффициент вязкости перекачиваемой жидкости при температуре перекачки, $\text{см}^2/\text{с}$.

Эквивалентный диаметр рабочего колеса определяется по формуле

$$D_3 = \sqrt{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot K}, \quad (22)$$

где D_2 – внешний диаметр рабочего колеса, см;

b_2 – ширина лопатки рабочего колеса на внешнем диаметре, см;

K – коэффициент сужения площади выходного сечения рабочего колеса лопатками.

Коэффициент сужения площади выходного сечения рабочего колеса лопатками находится по формуле

$$K = 1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot D_2}, \quad (23)$$

где z – число лопаток;

δ_2 – протяженность лопатки по внешней окружности рабочего колеса, см.

Если отсутствуют данные для вычисления коэффициента сужения сечения, то его значение может быть принято равным $K = 0,9 - 0,95$. Более точно данный коэффициент можно определить, руководствуясь [9].

Численные значения коэффициентов пересчета (K_Q, K_H, K_η) определяются по графикам, приведенным в литературе [7, 8], и могут быть приняты постоянными при подаче насоса в диапазоне $Q = (0,8 \dots 1,2)Q_{\text{норм}}$.

Новые характеристики центробежного насоса при работе его на вязкой жидкости $Q_{\text{вж}} - N_{\text{вж}}$ и $Q_{\text{вж}} - \eta_{\text{вж}}$ строят по значениям:

$$Q_{\text{вж}} = K_Q \cdot Q_{\text{в}}; \quad (24)$$

$$N_{\text{вж}} = K_H \cdot N_{\text{в}}; \quad (25)$$

$$\eta_{\text{вж}} = K_\eta \cdot \eta_{\text{в}}. \quad (26)$$

Характеристику $Q_{\text{вж}} - N_{\text{вж}}$ строят, вычисляя потребляемую насосом мощность $N_{\text{вж}}$ по формуле

$$N_{\text{вж}} = \frac{\gamma_{\text{вж}} \cdot Q_{\text{вж}} \cdot H_{\text{вж}}}{\eta_{\text{вж}}}. \quad (27)$$

Если подача насоса в режимной точке превышает заданную не более чем на 5 %, а напор, развиваемый насосом в режимной точке, превышает расчетное сопротивление сети также не более чем на 5 %, то заданную подачу в этом случае получают, применяя дроссельное регулирование насоса.

Если же эти отклонения превышают 5 %, то для получения заданной подачи производят обточку рабочего колеса [10].

9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА ПРИ ОБТОЧКЕ

В тех случаях, когда для выбранного рабочего колеса насоса после пересчета его характеристики на вязкую жидкость подача насоса и развиваемый им напор (определенные по режимной точке) отличаются от заданной подачи Q_p и расчетного сопротивления сети H_c более чем на 5 %, следует произвести обточку рабочего колеса и изменить характеристику насоса таким образом, чтобы она прошла через режимную точку с координатами Q_p и H_c .

При стачивании внешнего диаметра колеса D_2 характеристики насоса при сохранении постоянного числа оборотов n изменяются следующим образом:

$$Q' = Q \cdot \left(\frac{D'_2}{D_2} \right); \quad (28)$$

$$H' = H \cdot \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2; \quad (29)$$

$$N' = N \cdot \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^3, \quad (30)$$

где Q' , H' , N' – параметры после обточки.

Посредством этих формул можно построить новые характеристики насоса для различных значений внешнего диаметра рабочего колеса D_k .

Режимы, удовлетворяющие точкам Q , H и Q' , H' располагаются на кривой, носящей название параболы обточки (рисунок 4)

$$H = k \cdot Q^2, \quad (31)$$

где k – параметр параболы.

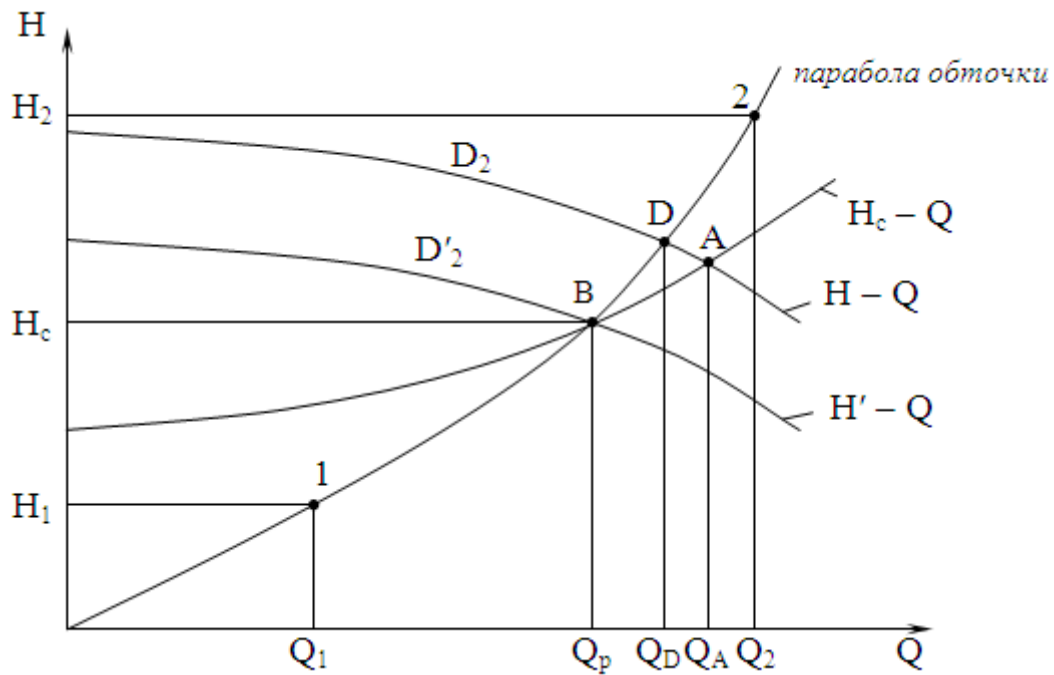


Рисунок 4 – Парабола обточки

Следовательно, при расчете обточки рабочего колеса по уравнениям (28) и (29) режимные точки перемещаются по квадратичной параболе с вершиной в начале координат.

Допустим, что характеристика насоса (с выбранным диаметром рабочего колеса) пересекается с характеристикой сети в точке А (рисунок 4). При этом $Q_A > Q_p$ и требуется произвести обточку рабочего колеса.

В связи с тем, что парабола режимных точек (парабола обточки) проходит через точку В (Q_p, H_c) из уравнения (31) можно определить параметр параболы

$$k = \frac{H_c}{Q_p^2}. \quad (32)$$

Для построения параболы обточки выбирают $Q_1 < Q_p$ и $Q_2 > Q_p$ и, зная параметр параболы k , вычисляют

$$H_1 = k \cdot Q_1^2; \quad (33)$$

$$H_2 = k \cdot Q_2^2. \quad (34)$$

Используя полученные данные, строят параболу обточки, которая пересекает характеристику насоса в точке D. Искомый диаметр рабочего колеса насоса после обточки может быть определен из уравнения (28)

$$D'_2 = \frac{Q_p}{Q_D} \cdot D_2. \quad (35)$$

При обточке колеса уменьшается также КПД насоса. Изменение КПД насоса можно рассчитать по формуле Муди [9]

$$\eta' = 1 - (1 - \eta) \cdot \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^{0,25}. \quad (36)$$

Экспериментальное исследование η' показывает, что при обточке колеса КПД изменяется незначительно в зависимости от коэффициента быстроходности. С достаточной степенью точности можно принять, что КПД насоса уменьшается на 1 % на каждые 10 % обточки колеса при коэффициенте быстроходности $n_s = 60 - 200$ и на 1 % на каждые 4 % обточки при $n_s = 200 - 300$.

В зависимости от коэффициента быстроходности рекомендуются следующие пределы обточки колес, представленные в таблице 4.

Таблица 4 – Рекомендуемые пределы обточки колес

Коэффициент быстроходности	Пределы обточки колес, %
$60 < n_s < 120$	20 – 15
$120 < n_s < 200$	15 – 11
$200 < n_s < 300$	11 – 7

10 РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

На практике весьма часто приходится прибегать к регулированию подачи насоса в зависимости от изменения условий режима работы.

Регулирование работы центробежного насоса может быть достигнуто при постоянном и изменяемом числе оборотов.

В данном разделе необходимо кратко описать методы регулирования центробежного насоса.

11 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА И КАВИТАЦИОННОГО ЗАПАСА СЕТИ

Рудневым С.С. предложено следующее уравнение для определения высоты всасывания центробежных насосов

$$H_s = H_a - \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C_{кр}} \right)^{4/3} \cdot 10, \quad (37)$$

где H_s – эффективная (допустимая) статическая высота всасывания, отнесенная к горизонтальной оси рабочего колеса, м;

H_a – давление на свободную поверхность сверх упругости паров, равное атмосферному давлению, если жидкость поступает в насос из открытой емкости (рисунок 5), и давлению в резервуаре, если жидкость поступает в насос из закрытого резервуара (рисунок б), м;

n – число оборотов вала насоса в минуту, об/мин;

Q – подача (расход) насоса (для колеса с двусторонним входом Q принимается равным половине расхода, $м^2/с$;

$C_{кр}$ – коэффициент, зависящий от удельной быстроходности насоса (таблица 5).

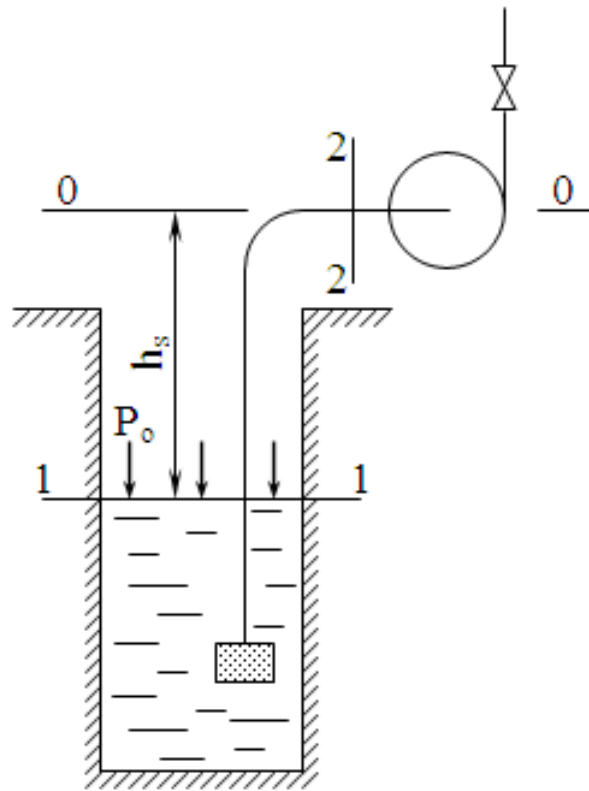


Рисунок 5 – Схема перекачки жидкости из открытой емкости

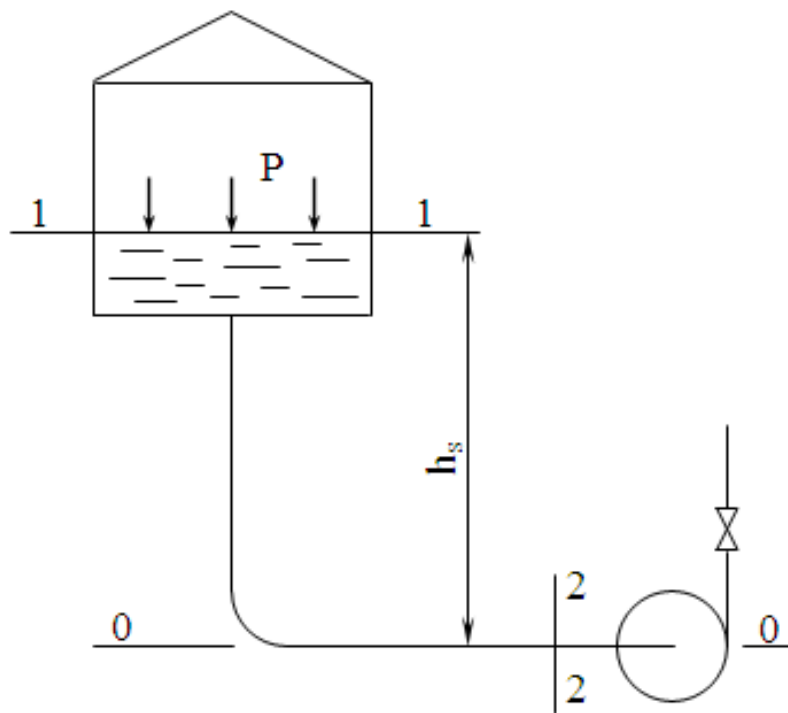


Рисунок 6 – Схема перекачки жидкости из закрытого резервуара

Таблица 5 – Зависимость коэффициента $C_{кр}$ от быстроходности вала

n_s	60 – 70	70 – 80	80 – 150	150 – 220
$C_{кр}$	600 – 750	800	800 – 1000	1000 – 1200

Давление на свободную поверхность определяется по формуле

$$H_a = H_b - H_t, \quad (38)$$

где H_b – давление насыщенных паров жидкости при данной температуре, м [7].

Положительное значение H_s обозначает вакуум, отрицательное значение – подпор

$$H_s = h_s + h_{вс}, \quad (39)$$

где h_s – геодезическая высота всасывания, м;

$h_{вс}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

Для определения всасывающей способности центробежного насоса уравнение (37) следует представить в виде

$$H_a - H_s = \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C_{кр}} \right)^{4/3} \cdot 10. \quad (40)$$

Чем меньше $H_a - H_s$, тем лучше всасывающая способность насоса и тем больше может быть геодезическая высота всасывания h_s .

При перекачке горячих нефтепродуктов жидкость находится под давлением собственных паров, т.е. в состоянии равновесия с давлением паров, и, следовательно, $H_b = H_t$ и $H_a = 0$.

Уравнение (40) в этом случае принимает такой вид

$$-H_s = \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C_{кр}} \right)^{4/3} \cdot 10. \quad (41)$$

То есть для работы насоса необходим подпор H_s . Учитывая потери напора во всасывающем трубопроводе, очевидно, будем иметь геодезический подпор, равный $h_s = -H_s - h_{вс}$. Однако для горячих нефтепродуктов величину геодезического подпора не следует принимать менее 2 м ввиду возможности газообразования в насосе.

При определении абсолютного давления на поверхности жидкости в резервуаре следует иметь в виду, что барометрическое (атмосферное) давление изменяется во времени, колеблясь около среднего значения в зависимости от высоты местности над уровнем моря (таблица 6).

Таблица 6 – Среднее барометрическое (атмосферное) давление

Высота местности над уровнем моря, м	Среднее барометрическое (атмосферное) давление	
	мм рт. ст.	м вод. ст.
0	760	10,3
200	742	10,1
400	724	9,8
600	707	9,6
800	690	9,4
1000	674	9,2
1500	635	8,6
2000	598	8,1
3000	530	7,2
5000	417	5,7

При проектировании насосной установки в выборе насоса должны быть выполнены также условия бескавитационной работы насоса. В связи с этим в сети, непосредственно у входного патрубка насоса, полная удельная энергия жидкости должна быть больше упругости её паров, т.е. сеть должна обладать определенным кавитационным запасом, величина которого должна превышать допустимый кавитационный запас насоса, указанный на его характеристике.

Для нормальной бескавитационной работы насоса в сети должно выполняться условие

$$\Delta h_c = \Delta h_{\text{доп}} + 0,5. \quad (42)$$

где Δh_c – кавитационный запас сети у входного патрубка насоса, м;

$\Delta h_{\text{доп}}$ – допускаемый кавитационный запас насоса, определяемый по его характеристике;

0,5 – гарантирующий от наступления кавитации запас давления, м.

Величина кавитационного запаса напора сети может быть найдена из уравнения Д. Бернулли, составленного для двух сечений, одно из которых взято по свободной поверхности жидкости в питающем резервуаре, а второе – у входного патрубка насоса (рисунок 5 и 6).

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (43)$$

Если уровень жидкости в питающем резервуаре ниже оси вала насоса и плоскость сравнения (0 – 0) выбрана так, что она совпадает с горизонтальной осью вала насоса, то применительно к выбранным сечениям (рисунок 5) будем иметь:

$z_1 = -h_B$ – величина максимально возможного снижения уровня в питающем резервуаре в процессе работы насоса (геодезическая высота всасывания);

$P_1 = P_0$ – абсолютное давление на свободной поверхности жидкости в резервуаре, из которого ведется откачка жидкости;

$P_2 = P_t + \Delta P_c$ – абсолютное давление в приемном патрубке насоса;

P_t – давление паров перекачиваемой жидкости при температуре перекачки;

$\Delta P_c = \gamma \cdot \Delta h_s$ – кавитационный запас давления в сети перед входным патрубком насоса;

$h_{1-2} = h_{\text{вс}}$ – гидравлические потери напора во всасывающем трубопроводе.

Разницей скоростных напоров в выбранных сечениях, как правило, пренебрегают вследствие ее малости и тогда решение уравнения (43) относительно кавитационного запаса напора сети будет иметь вид

$$\Delta h_c = \frac{P_o - P_t}{\gamma} - h_s - h_{вс}. \quad (44)$$

В том случае, когда уровень жидкости в питающем резервуаре выше оси насоса (рисунок б), то решение уравнения (43) приводит к выражению

$$\Delta h_c = \frac{P_o - P_t}{\gamma} + h_s - h_{вс}, \quad (45)$$

где h_s – максимально возможное в процессе работы насоса снижение уровня жидкости в питающем резервуаре.

В случае перекачки вязких жидкостей допускаяемый кавитационный запас должен быть пересчитан по формуле

$$\Delta h_{\text{доп к.з.}} = k_{\Delta h} - \Delta h_{\text{доп}}, \quad (46)$$

где $k_{\Delta h}$ – коэффициент пересчета, определяемый по графику [7].

12 ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Мощность на валу насоса определяется по формуле

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \quad (47)$$

где γ – удельный вес перекачиваемой жидкости, Н/м³;

Q – заданная подача насоса, м³/с;

H – напор насоса в режимной точке, м;

η – полный коэффициент полезного действия насоса в режимной точке.

Мощность электродвигателя определяется из выражения

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N, \quad (48)$$

где k – коэффициент запаса, выбираемый в зависимости от мощности (таблица 7).

Таблица 7 – Коэффициент запаса мощности насоса

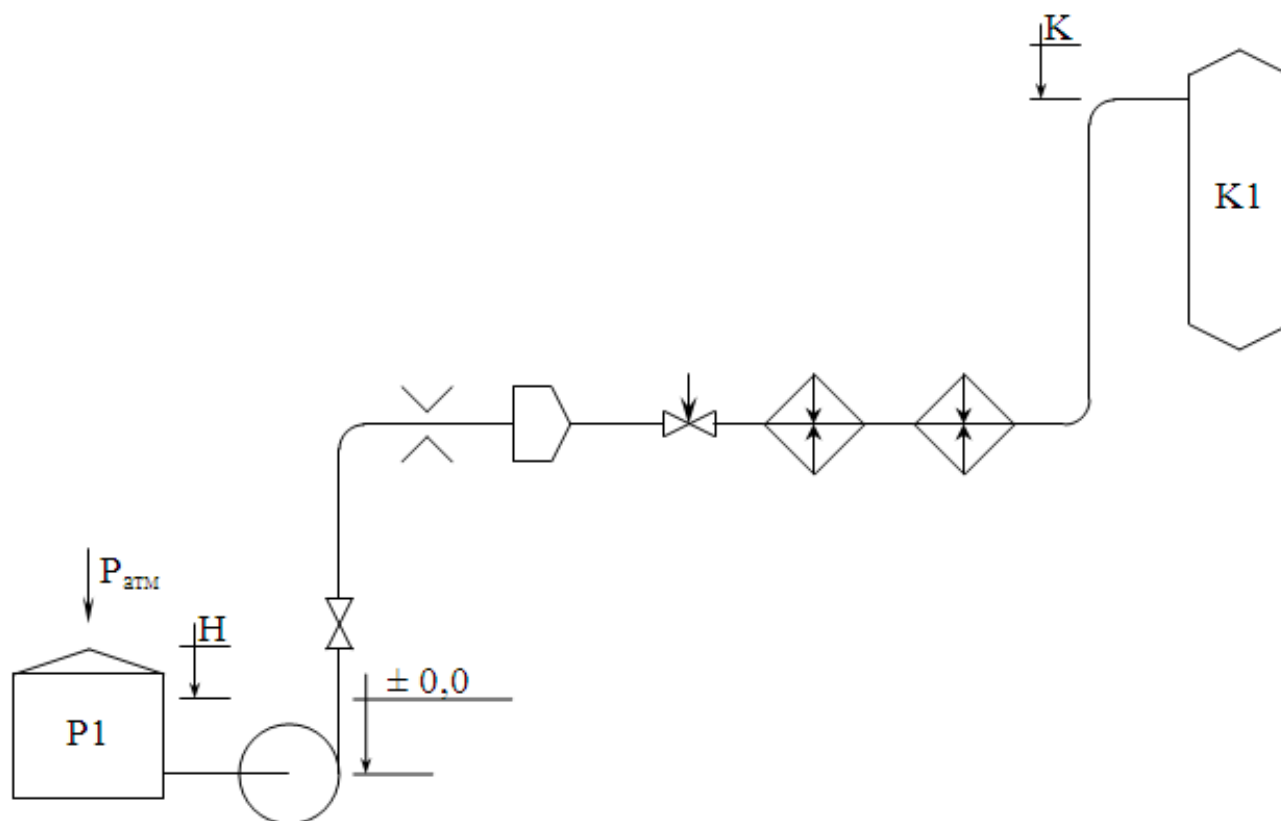
Мощность на валу насоса N , кВт	до 20	20 – 50	50 – 300	свыше 300
Коэффициент запаса мощности, k	1,25	1,2	1,15	1,1

В РПР должно быть обосновано исполнение электродвигателя. Так, например, если насосно-силовые агрегаты работают в условиях нефтеперерабатывающих или нефтехимических заводов, то электродвигатели необходимо выбирать во взрывозащищенном исполнении.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Справочник по специальным работам. Технологические трубопроводы промышленных предприятий / Под ред. Е.А. Николаевского. – М.: Стройиздат 1972. – 887 с.
- 2 Справочник по гидравлическим расчетам / Под редакцией П.Г. Киселева. Изд. 4-е, переработ. и доп. – М.: Энергия, 1972. – 312 с.
- 3 Нефтепродукты. Справочник. – М.: Химия, 1966. – 776 с.
- 4 Насосы для химии и нефтехимии / Справочник под редак. Бабышкина Д.В. М.: интернет-магазин тех. лит. www.infobook.ru. 2005. – 270 с.
- 5 Типовые центробежные насосы в нефтяной промышленности: учебное пособие / А.А. Двинин, А.А. Безус. – Тюмень.: Изд-во ТюмГНГУ, 2010. – 232 с.
- 6 Ухин, Б.В. Гидравлические машины. Насосы, вентиляторы, компрессоры и гидропривод: Учебное пособие / Б.В. Ухин. – М.: ИД ФОРУМ: НИЦ ИНФРА-М, 2013. – 320 с.
- 7 Насосы: Каталог-справочник. Сост. Азарх Д.Н. – М.: Машгиз, 1953. – 424 с.
- 8 Насосы. Каталог-справочник. 3-е изд. – М.: Машгиз, 1960. – 551 с.
- 9 Бадеке, К. и др. Насосы: справочное пособие / Пер. с нем. В.В. Малюшенко, М.К. Бобка. – М.: Машиностроение, 1979. – 502 с.
- 10 Лепешкин, А.В., Михайлин, А.А., Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропривод: Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропривод / Под редакцией А.А. Шейпака. 3-е изд., стереот. – М.: МГИУ, 2005. – 352 с.
- 11 Большаков, В.А. Справочник по гидравлике. – Киев: Вища школа, 1977. – 280 с.
- 12 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах – т. 3 – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.

Приложение А – Подача нефти в колонну

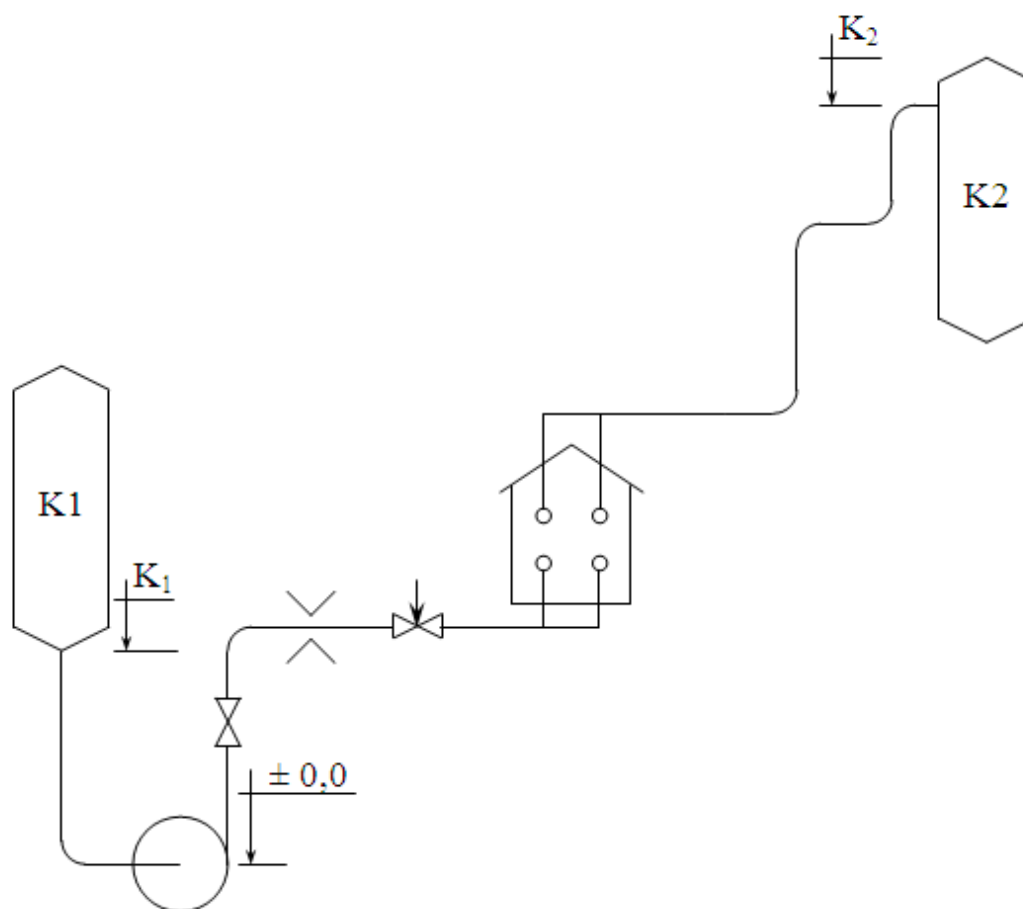


Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °С	Удельный вес γ_t , Н/м ³	P _к , МПа	Кол-во теплообмен.	l _{вс} , м	l _{нагн} , м	Отметки	
								Н, м	К, м
1	160	22	8810	0,43	2	10	600	10	18
2	155	25	8790	0,42	5	16	850	9	20
3	200	20	8810	0,41	2	20	820	8	25
4	175	28	8690	0,40	2	30	890	7	30
5	150	30	8730	0,39	3	40	700	6	35
6	125	40	8590	0,16	3	50	760	5	40
7	160	50	8630	0,37	5	60	650	4	45
8	205	80	8550	0,36	3	70	600	3	50
9	130	85	8530	0,35	4	80	550	2	55
10	225	70	8520	0,34	4	90	300	1	55
11	210	80	8435	0,33	6	30	400	-1	58
12	200	28	8690	0,30	3	10	200	-2	68

Примечания:

- 1) Сопротивление фильтра $\Delta P_{\phi} = 0,1$ МПа.
- 2) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_d = 0,02$ МПа.
- 3) Потеря давления в регулирующем клапане $\Delta P_{кл} = 0,12$ МПа.
- 4) Сопротивление одного теплообменника $\Delta P_T = 0,05$ МПа.

Приложение Б – Подача лигроина из колонны К1 в колонну К2



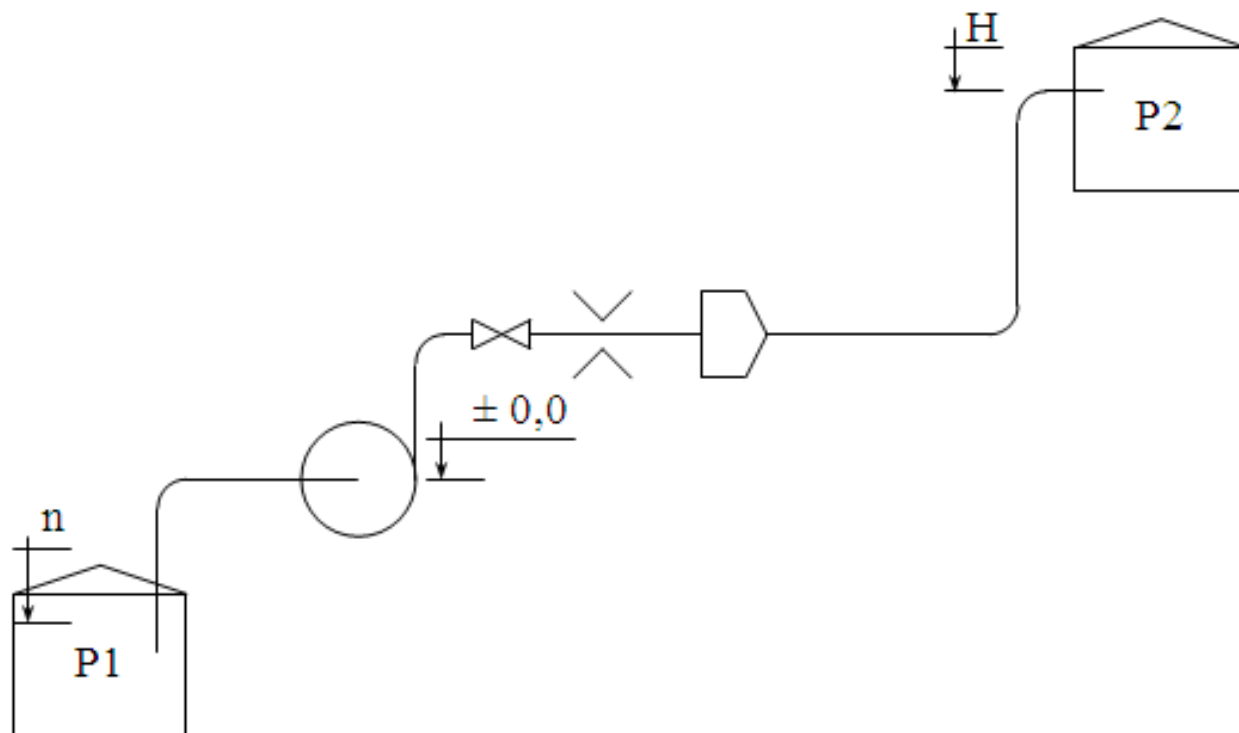
Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °С	Удельный вес γ , Н/м ³	P _{К1} , МПа	P _{К2} , МПа	$\Delta P_{\text{печи}}$, МПа	Отметки		I _{вс.} , м	I _{нагн.} , м
							К1, м	К2, м		
1	188	55	7110	0,42	0,80	0,6	7	32	50	400
2	140	50	7120	0,45	0,55	0,3	7	22	100	500
3	120	45	7180	0,48	0,60	0,9	12	41	100	500
4	100	40	7200	0,51	0,70	0,7	24	40	40	550
5	170	35	7220	0,39	0,42	0,8	30	68	30	600
6	160	30	7260	0,35	0,37	0,5	35	67	35	800
7	200	26	7370	0,32	0,55	1,0	40	20	40	1000
8	180	20	7360	0,30	0,20	1,0	19	46	25	340
9	150	15	7410	0,32	0,45	1,1	18	32	30	380
10	100	10	7455	0,27	0,44	0,4	17	27	20	820
11	120	20	7360	0,17	0,42	1,2	35	51	10	310
12	110	23	7310	0,12	0,30	0,8	10	24	16	290

Примечания:

1) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_d = 0,02$ МПа.

2) Потеря давления в регулирующем клапане $\Delta P_{\text{кл}} = 0,15$ МПа.

Приложение В – Перекачка мазута марки 40

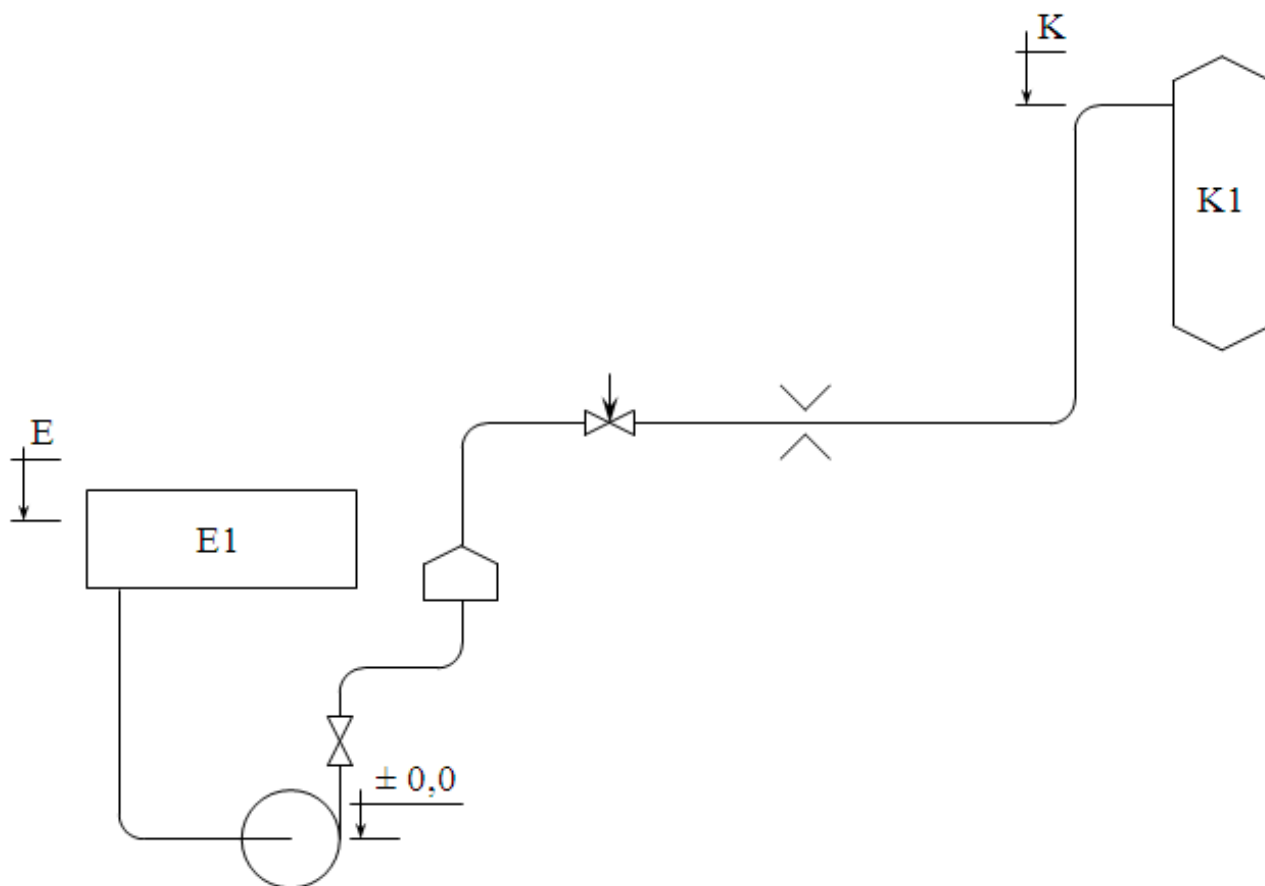


Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °С	Удельный вес γ_t , Н/м ³	l _{вс} , м	l _{нагн} , м	Отметки	
						n, м	H, м
1	150	75	9220	10	1000	-2	12
2	140	73	9225	29	950	-2	10
3	130	72	9230	19	900	-5	13
4	120	70	9240	12	830	-4	11
5	110	68	9250	20	850	-3	12
6	100	65	9260	27	820	-1	14
7	190	55	9340	17	790	5	14
8	185	65	9260	18	780	1	15
9	180	46	9370	26	700	5	16
10	175	63	9320	16	650	2	17
11	170	67	9290	14	600	3	18
12	165	60	9320	15	500	4	19
13	160	70	9240	22	400	13	28

Примечания:

- 1) Сопротивление фильтра $\Delta P_\phi = 0,15$ МПа.
- 2) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_d = 0,03$ МПа.

Приложение Г – Подача керосина в колонну

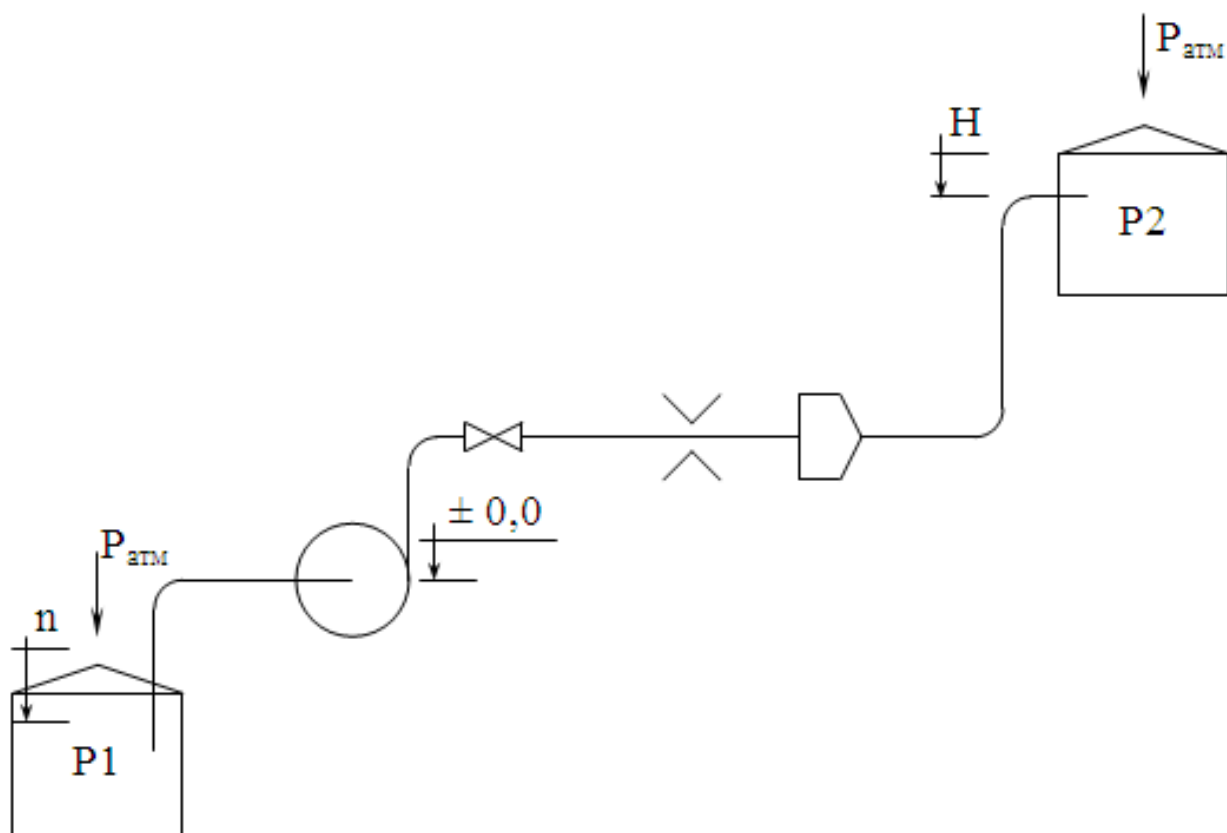


Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °C	Удельный вес γ_t , Н/м ³	I _{вс} , м	I _{нагн} , м	Отметки		P _Е , МПа	P _К , МПа
						Е, м	К, м		
1	50	75	7455	120	600	7	30	0,14	0,53
2	55	64	7475	120	700	8	33	0,13	0,55
3	60	72	7465	120	650	5	36	0,14	0,52
4	65	68	7445	120	600	2	39	0,13	0,58
5	70	67	7455	120	900	4	40	0,14	0,50
6	75	60	7550	120	800	6	42	0,12	0,66
7	80	56	7670	100	700	4	45	0,15	0,62
8	82	36	7730	100	600	3	48	0,16	0,55
9	55	48	7620	100	550	2	50	0,19	0,45
10	90	27	7800	90	500	1	55	0,16	0,30
11	95	35	7760	90	600	3	60	0,17	1,0
12	100	30	7750	90	900	10	80	0,20	0,40

Примечания:

- 1) Сопротивление фильтра $\Delta P_{\phi} = 0,1$ МПа.
- 2) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_d = 0,02$ МПа.
- 3) Потеря давления в регулирующем клапане $\Delta P_{кл} = 0,14$ МПа.

Приложение Д – Перекачка веретенного масла в резервуары склада

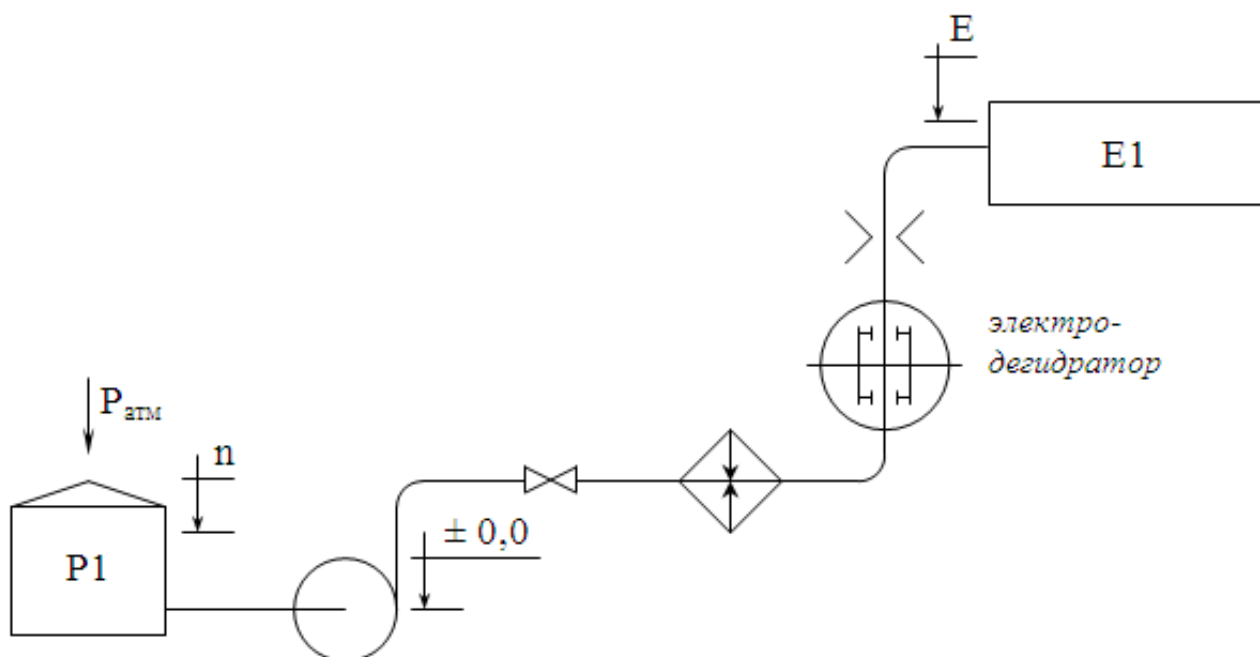


Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °С	Удельный вес γ_t , Н/м ³	I _{вс} , м	I _{нагн} , м	Отметки	
						п, м	Н, м
1	155	65	8450	10	400	- 1	19
2	180	80	8480	20	500	- 2	23
3	120	55	8520	30	950	- 3	32
4	133	50	8680	12	600	- 4	46
5	108	45	8600	16	850	- 3	57
6	162	40	8640	20	700	- 2	58
7	90	20	8800	25	750	- 5	55
8	115	30	8700	14	300	- 2	43
9	187	35	8670	18	650	- 3	32
10	202	62	8450	36	900	- 1	24
11	144	52	8550	40	550	- 3	67
12	182	25	8750	15	1000	- 2	78
13	180	32	8700	26	450	- 2	73
14	195	43	8620	14	300	- 1	74

Примечания:

- 1) Сопротивление фильтра $\Delta P_\phi = 0,15$ МПа.
- 2) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_d = 0,03$ МПа.

Приложение Е – Установка для промышленной переработки нефти

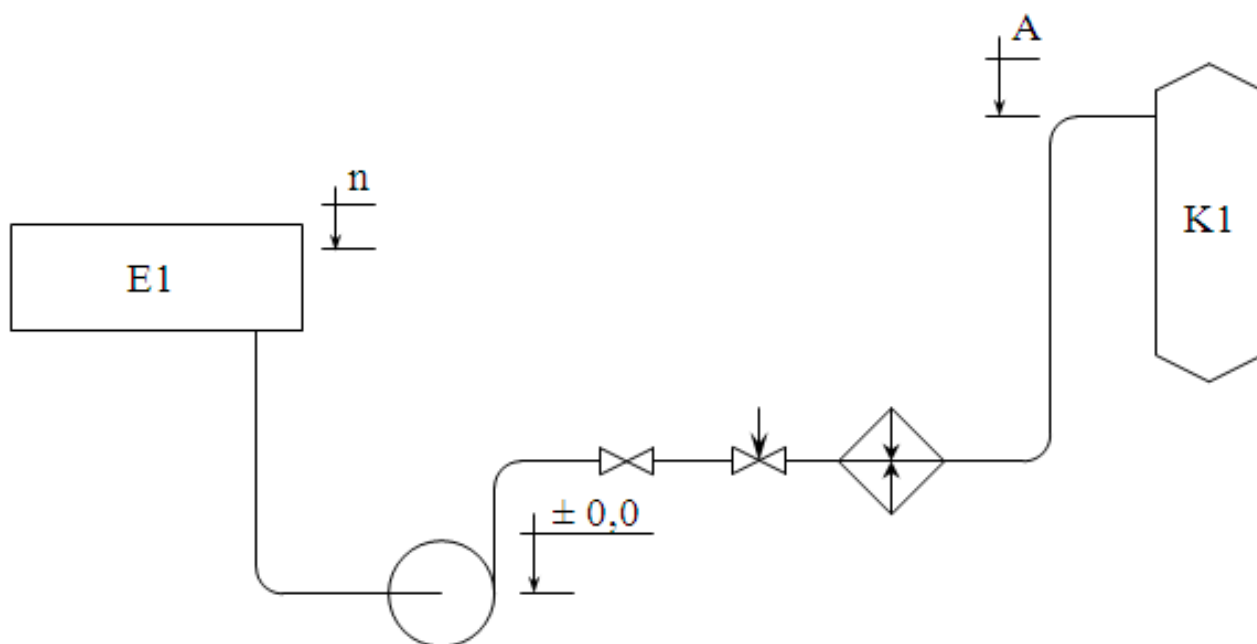


Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °С	Удельный вес γ_t , Н/м ³	P _Е , МПа	Кол-во подогревателей	l _{вс} , м	l _{нагн} , м	Отметки	
								n, м	H, м
1	160	70	8500	0,1	1	40	800	6	20
2	133	80	8430	0,2	1	40	600	3	27
3	145	28	8770	0,1	2	20	700	5	30
4	155	65	8530	0,2	2	50	500	7	33
5	120	60	8560	0,1	3	45	900	5	40
6	173	50	8630	0,2	2	20	400	10	30
7	200	40	8700	0,3	2	30	200	8	50
8	191	30	8770	0,1	4	40	800	5	25
9	180	22	8820	0,2	3	30	600	9	40
10	176	25	8800	0,3	1	15	300	6	14
11	162	20	8830	0,1	5	35	700	10	30
12	158	26	8790	0,2	4	30	600	4	16
13	144	36	8720	0,2	4	25	500	5	20
14	133	45	8870	0,3	2	20	400	4	11

Примечания:

- 1) Сопротивление одного подогревателя $\Delta P_{п} = 0,05$ МПа.
- 2) Сопротивление электродегидратора $\Delta P_{э} = 0,40$ МПа.
- 3) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_{д} = 0,02$ МПа.

Приложение Ж – Установка стабилизации нефти



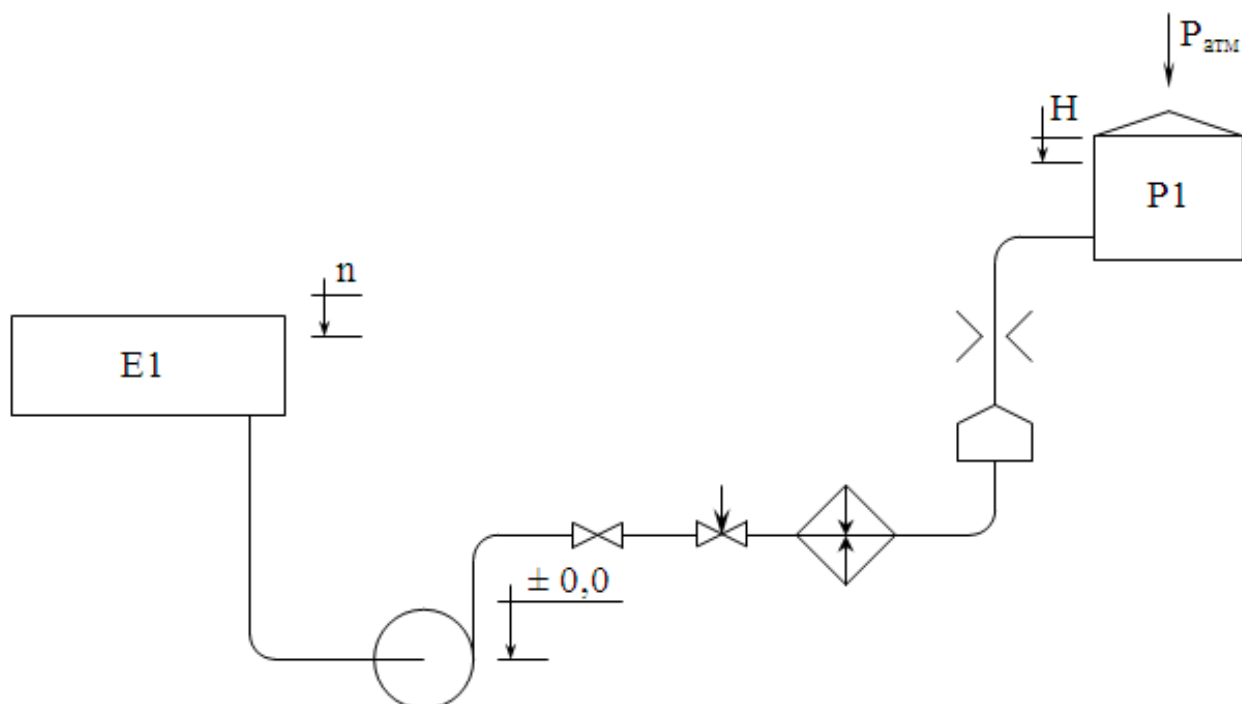
Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °С	Удельный вес γ_t , Н/м ³	P _Е , МПа	P _К , МПа	I _{вс} , м	I _{нагн} , м	Отметки	
								n, м	A, м
1	152	30	8770	0,1	4,2	48	300	10	30
2	120	22	8820	0,3	0,8	24	450	12	40
3	173	25	8800	0,2	1,1	52	350	6	36
4	202	20	8830	0,3	0,9	26	400	3	38
5	198	26	8790	0,1	1,1	20	380	5	30
6	180	36	8720	0,1	0,7	30	360	7	32
7	172	45	8870	0,1	0,9	32	270	15	30
8	162	40	8700	0,2	0,8	25	320	10	20
9	155	50	8630	0,2	1,2	36	300	14	39
10	140	60	8560	0,2	0,6	38	280	4	14
11	133	65	8530	0,1	0,5	40	260	11	41
12	160	28	8770	0,3	0,4	50	520	18	43
13	122	80	8430	0,1	1,0	60	240	8	18
14	145	70	8500	0,3	1,3	45	480	12	32

Примечания:

1) Сопротивление холодильника $\Delta P_x = 0,05$ МПа.

2) Сопротивление регулирующего клапана $\Delta P_{кл} = 0,02$ МПа.

Приложение И – Перекачка керосина в резервуары склада

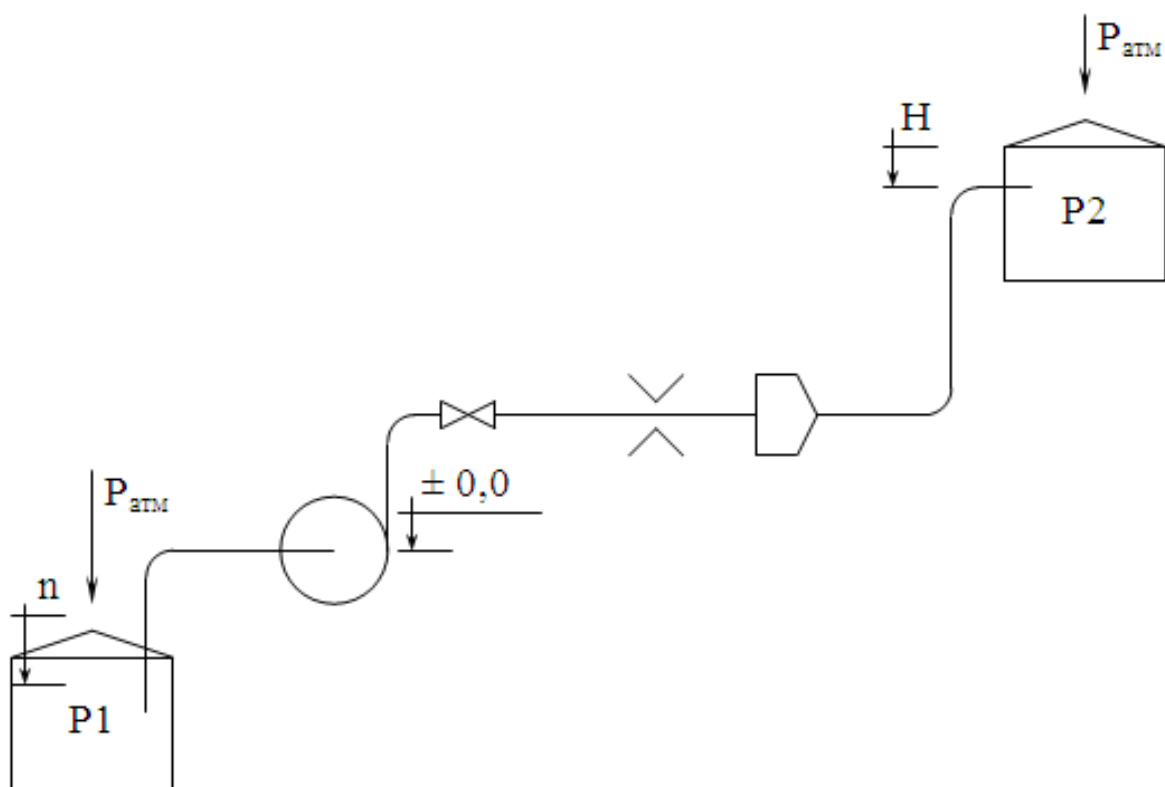


Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °C	Удельный вес γ _t , Н/м ³	P _Е , МПа	l _{вс} , м	l _{нагн} , м	Отметки	
							n, м	H, м
1	101	67	7500	0,01	100	1000	3	33
2	198	60	7550	0,02	120	600	10	40
3	65	56	7580	0,03	100	500	10	30
4	180	48	7640	0,04	90	450	20	50
5	79	27	7800	0,05	102	200	15	25
6	162	30	7770	0,06	80	160	10	40
7	72	35	7730	0,07	70	140	2	14
8	106	20	7850	0,08	54	580	14	39
9	90	75	7430	0,09	40	800	4	14
10	120	64	7510	0,05	60	720	11	41
11	72	72	7460	0,10	36	660	13	43
12	152	68	7490	0,12	72	900	3	18
13	133	40	7700	0,12	28	620	12	32
14	140	45	7660	0,12	56	780	15	30

Примечания:

- 1) Сопротивление регулирующего клапана $\Delta P_{\text{кл}} = 0,12$ МПа.
- 2) Сопротивление фильтра $\Delta P_{\text{ф}} = 0,08$ МПа.
- 3) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_{\text{д}} = 0,02$ МПа.

Приложение К – Перекачка масла марки А-6



Номер варианта	Q, м ³ /ч	t, °С	Удельный вес γ_t , Н/м ³	I _{вс} , м	I _{нагн} , м	Отметки	
						n, м	H, м
1	108	75	8900	15	900	- 5	15
2	90	73	8220	20	850	- 4	16
3	126	72	8230	30	800	- 5	25
4	64	70	8240	40	700	- 3	17
5	144	60	8310	10	500	- 4	26
6	81	67	8230	25	250	- 2	28
7	162	63	8300	12	750	- 3	17
8	61	55	8360	35	620	- 4	36
9	180	50	8390	18	350	- 2	28
10	97	40	8480	24	180	- 4	21
11	198	80	8170	10	1000	- 1	19
12	60	75	8960	15	600	- 2	18
13	108	45	8440	20	450	- 5	30
14	72	36	8500	36	300	- 6	24
15	45	30	8550	50	100	- 2	38

Примечания:

- 1) Сопротивление фильтра $\Delta P_\phi = 0,12$ МПа.
- 2) Потеря давления в диафрагме $\Delta P_d = 0,02$ МПа.