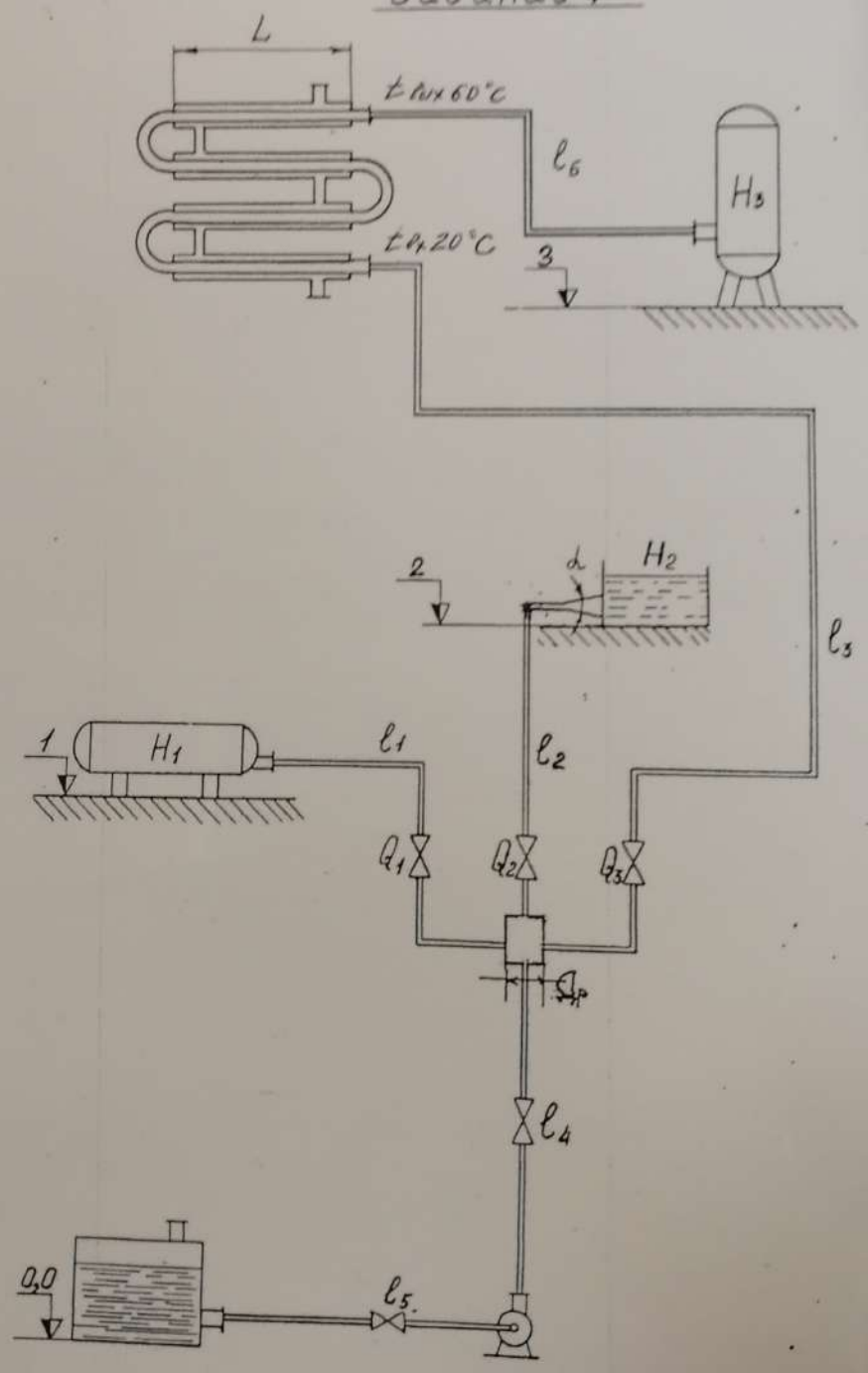


Содержание

Задание	2
Введение	4
1. Исходные данные	5
2. Гидравлические расчеты	6
2.1 Расчет диаметров трубопроводов	6
2.2 Перерасчет скорости течения жидкости, с учетом перерасчета внутреннего диаметра трубопровода	7
3. Определение гидравлических потерь, напора в трубопроводе	8
3.1 Расчет гидравлических сопротивлений в первой ветви	8
3.2 Расчет гидравлических сопротивлений во второй ветви	9
3.3 Расчет гидравлических сопротивлений в третьей ветви	11
3.4 Расчет гидравлических сопротивлений в общей ветви	13
4 Расчет требуемых напоров и выбор базовой ветви	14
5. Выбор стандартной гидравлической машины и анализ ее характеристик	16
6. Расчет конструкции и основных параметров работы насоса	17
7. Выбор электродвигателя	23
Вывод	24
Литература	25
Приложение А	26

					МЖГ 01.09.000.21 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Расчет сложного трубопровода и подбор центробежного насоса Пояснительная записка		
Разраб.		Виднев А.О.					
Провер.		Коновалов В.С.					
Н. Контр.							
Утверд.							
					Лит.	Лист	Листов
							26
					ДИИ НГТУ Гр. ТМО-19у2		

Задание 1



Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата	Лист
					3

Введение

В мировой практике применение трубопроводов для подачи к местам потребления жидких и газообразных веществ имеет огромное значение.

Трубопроводы делят на простые и сложные. Сложные трубопроводы делят на разветвленные (гушиковые) и замкнутые (кольцевые).

Для решения поставленной задачи- выбора центробежной гидравлической машины (насоса) необходимо установить производительность и напор, которые она должна обеспечить.

Гидравлическими машинами называются устройства, которые служат для преобразования механической энергии двигателя в энергию перемещаемой жидкости (насосы) или для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию (гидравлические турбины).

В пищевой промышленности применяются гидравлические машины служащие для подъема, перемещения или нагнетания капальных жидкостей, т.е. насосы. По принципу действия основными типами гидравлических машин, применяемых в пищевой промышленности являются центробежные и поршневые насосы.

Центробежные машины создают давление и осуществляют транспортировку капальных жидкостей и жидких суспензий, главным образом за счет работы центробежных сил, возникающих при вращении лопастных рабочих колес.

Поршневые машины работают на принципе вытеснения жидкости из насосных цилиндров рабочими органами, называемыми поршнями. По этому же принципу работают ротационные насосы.

Целью курсовой работы является гидравлический расчет сложного насосной установки а так же подбор центробежной гидравлической машины.

						Лист 4
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		

1 Исходные данные

Длины участков: $l_1 = 4$ м; $l_2 = 11$ м; $l_3 = 15$ м; $l_4 = 0,5$ м; $l_5 = 1$ м; $l_6 = 1$ м.

Отметки установки приемных емкостей: $z_1 = 2$ м; $z_2 = 8$ м; $z_3 = 12$ м.

Свободный напор в точках потребления: $H_1 = 4$ м; $H_2 = 6$ м; $H_3 = 3$ м.

Расходы через ответвления: $Q_1 = 120$ м³/ч; $Q_2 = 80$ м³/ч; $Q_3 = 40$ м³/ч.

Диаметр расширительной емкости: $D_p = 1$ м.

Угол раскрытия диффузора: $\alpha = 8^\circ$.

Длина теплообменника: $L = 2,4$ м.

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		5

2 Гидравлические расчеты

2.1 Расчет диаметров трубопроводов

Расчет гидравлических параметров схемы начнем с определения диаметров трубопровода по формуле:

$$d_i = \sqrt{4 \cdot Q_i / (\pi \cdot \omega)}, \quad (1)$$

где Q_i - расход среды для каждой ветви, $\text{м}^3/\text{с}$; ω - скорость жидкости, $\text{м}/\text{с}$.

Так как расход среды Q_i известен, после расчета диаметров необходимо задаться значением скорости ω . На практике для сред, перекачиваемых насосами, рекомендуют принимать значения экономической скорости:

$$\omega = 1,5 \text{ м/с}$$

Расход общей ветви находим по формуле:

$$Q_0 = \sum Q_i. \quad (2)$$

$$Q_0 = \sum Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 120 + 80 + 40 = 240 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для проведения вычислений расход Q_i переведем из $\text{м}^3/\text{ч}$ в $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_1 = 120 \text{ м}^3/\text{ч} = \frac{120}{3600} = 0,033 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_2 = 80 \text{ м}^3/\text{ч} = \frac{80}{3600} = 0,022 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_3 = 40 \text{ м}^3/\text{ч} = \frac{40}{3600} = 0,011 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_0 = 240 \text{ м}^3/\text{ч} = \frac{240}{3600} = 0,066 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Диаметры трубопроводов:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,167 \text{ м} = 167 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,136 \text{ м} = 136 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,011}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,096 \text{ м} = 96 \text{ мм};$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,066}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,236 \text{ м} = 236 \text{ мм}.$$

Согласно этим расчётам выбираем ближайшие стандартные диаметры труб $d_{\text{ст}}$ по ГОСТ 8732-78.

Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		Лист
						6

Таким образом:

Первая ветвь - Труба 168×10, ГОСТ 8732-78

Вторая ветвь - Труба 133×8, ГОСТ 8732-78

Третья ветвь - Труба 95×4, ГОСТ 8732-78

Общая ветвь - Труба 245×16, ГОСТ 8732-78

2.2 Перерасчет скорости течения жидкости, с учетом перерасчета внутреннего диаметра трубопровода

Вычислим внутренние диаметры трубопроводов:

$$d_i = D_i - 2s_i, \quad (3)$$

где D_i - наружный диаметр соответствующего трубопровода, мм; s_i - толщина стенки, мм.

$$d_1 = D_1 - 2s_1 = 168 - 2 \cdot 10 = 148 \text{ мм},$$

$$d_2 = D_2 - 2s_2 = 133 - 2 \cdot 8 = 117 \text{ мм},$$

$$d_3 = D_3 - 2s_3 = 95 - 2 \cdot 4 = 87 \text{ мм},$$

$$d_0 = D_0 - 2s_0 = 245 - 2 \cdot 16 = 213 \text{ мм}.$$

Так как внутренний диаметр стандартных труб отличается от значений, рассчитанных по формуле (1), то необходимо установить скорость течения жидкости:

$$w_i = \frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (4)$$

где d_i - рассчитанный диаметр внутренний стандартный, м.

$$w_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,033}{3,14 \cdot 0,148^2} = 1,9 \text{ м/с},$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 0,117^2} = 2 \text{ м/с},$$

$$w_3 = \frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,011}{3,14 \cdot 0,087^2} = 1,85 \text{ м/с},$$

$$w_0 = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot d_0^2} = \frac{4 \cdot 0,066}{3,14 \cdot 0,213^2} = 1,85 \text{ м/с}.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		7

3 Определение гидравлических потерь напора в трубопроводе

Определим потери напора в трубопроводе. Потери напора подразделяют на потери на трение по длине и местные потери. Потери на трение возникают в прямых трубах постоянного сечения и изменяются пропорционально длине трубы.

3.1 Расчет гидравлических сопротивлений в первой ветви

Расчет потерь на трение по длине

Согласно формуле :

$$\Delta h_{\text{реп}} = \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{w_i^2}{2 \cdot g}, \quad (5)$$

где $\lambda_i = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_i}{d_i} + \frac{68}{\text{Re}_i} \right)^{0,25}$ – коэффициент Дарси; Δ_i – абсолютная эквивалентная шероховатость, зависящая от состояния труб. Для бывших в употреблении труб, согласно [1, табл. 1] принимаем $\Delta = 0,0002$ м; Re_i – число Рейнольдса, рассчитывается по формуле:

$$\text{Re}_i = \frac{w_i \rho d_i}{\mu}, \quad (6)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости, при температуре воды $T_{\text{воды}} = 20^\circ\text{C}$, $\mu = 1,01 \text{ мПа} \cdot \text{с}$, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

Число Рейнольдса:

$$Re_l = \frac{w_l \rho d_l}{\mu} = \frac{1,9 \cdot 1000 \cdot 0,148}{1,01 \cdot 10^{-3}} = 278415,84$$

Коэффициент Дарси

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_1} + \frac{68}{\text{Re}_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0002}{0,148} + \frac{68}{278415,84} \right)^{0,25} = 0,021,$$

Потери на трение по длине

$$\Delta h_{\text{трени}} = \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} = 0,021 \cdot \frac{4}{0,148} \cdot \frac{1,9^2}{2 \cdot 9,8} = 0,104 \text{ м.}$$

Расчет потерь на местные сопротивления

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха :

$$\Delta h_{M,C,i} = \sum_{j=1}^n \xi_{ij} \cdot \frac{w_i^2}{2 \cdot g}, \quad (7)$$

						Лист 8
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		

где ξ_i - коэффициент местных сопротивлений.

Вход в трубу с острыми краями $\xi = 0,5$

$$\Delta h_{\text{вх}} = 0,5 \cdot \frac{1,9^2}{2 \cdot 9,8} = 0,092 \text{ м.}$$

Выход из трубы $\xi = 1$

$$\Delta h_{\text{вых}} = 1 \cdot \frac{1,9^2}{2 \cdot 9,8} = 0,184 \text{ м.}$$

Вентиль нормальный при полном открытии при условном проходе: $d=148\text{мм}$, $\xi=4$:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 4 \cdot \frac{1,9^2}{2 \cdot 9,8} = 0,73 \text{ м.}$$

2 колена с углом 90° (стандартное): $d = 148\text{мм}$ $\xi = 1,1$

$$\Delta h_{\text{кол}} = 1,1 \cdot \frac{1,9^2}{2 \cdot 9,8} = 0,2 \text{ м.}$$

Потери напора на местные сопротивления :

$$\Delta h_{\text{м.с.}} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{\omega^2}{2g} = 2 \cdot \Delta h_{\text{кол}} + \Delta h_{\text{кр}} + \Delta h_{\text{вых}} + \Delta h_{\text{вх}} = 2 \cdot 0,2 + 0,73 + 0,184 + 0,092 = 1,406 \text{ м.}$$

Расчет общих потерь в первой ветви

Общие потери по ветви:

$$\Delta h_i = \Delta h_{\text{трени}} + \Delta h_{\text{м.с.}} \quad (8)$$

$$\Delta h_1 = \Delta h_{\text{трени}} + \Delta h_{\text{м.с.}} = 0,104 + 1,406 = 1,51 \text{ м.}$$

3.2 Расчет гидравлических сопротивлений во второй ветви

Расчет потерь на трение по длине

Число Рейнольдса по формуле (6):

$$\text{Re}_2 = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 0,117}{1,01 \cdot 10^{-3}} = 231683,17.$$

Коэффициент Дарси:

$$\lambda_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_2} + \frac{68}{\text{Re}_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0002}{0,117} + \frac{68}{231683,17} \right)^{0,25} = 0,023.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		9

Потери на трение по длине:

$$\Delta h_{\text{трени}} = \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{\omega_2^2}{2 \cdot g} = 0,023 \cdot \frac{11}{0,117} \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,8} = 0,441 \text{ м.}$$

Расчет потерь на местные сопротивления

Внезапное сужение

Коэффициент сопротивления выбирается в зависимости от отношения площадей сечений расширительной емкости и трубопровода и числа Рейнольдса. Площадь сечения трубопровода F_0 вычисляется по формуле:

$$F_0 = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (9)$$

где d - внутренний диаметр трубопровода.

$$F_0 = \frac{3,14 \cdot 0,117^2}{4} = 0,01 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения расширительной емкости F_1 , вычисляется по формуле:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}, \quad (10)$$

где D_p - диаметр расширительной емкости.

$$F_1 = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 0,785 \text{ м}^2.$$

Находится отношение найденных площадей сечений:

$$\frac{F_0}{F_1} = \frac{0,01}{0,785} = 0,012.$$

При числе Рейнольдса 231683,17 и отношении площадей 0,012 коэффициент сопротивления $\xi = 0,45$

$$\Delta h_{\text{в.с.}} = 0,45 \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,8} = 0,091 \text{ м.}$$

Вентиль нормальный при полном открытии при условном проходе 117 мм, $\xi = 4,675$

$$\Delta h_{\text{вр.}} = 4,675 \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,8} = 0,95 \text{ м.}$$

Колено с углом 90° (стандартное) при условном проходе 148 мм, $\xi = 1,1$

$$\Delta h_{\text{кол}} = 1,1 \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,8} = 0,22 \text{ м.}$$

Плавное расширение (Диффузор).

Коэффициент сопротивления рассчитывается по формуле:

Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		Лист
						10

$$\xi = \frac{\lambda_2}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 - 1}{\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2} + \frac{\left(\frac{F_1}{F_0}\right) - 1}{\frac{F_1}{F_0}} \cdot \sin \alpha, \quad (11)$$

где λ_2 - коэффициент Дарси,
 α - угол раскрытия Диффузора,
 F_1 - площадь сечения выходного отверстия диффузора,
 F_0 - площадь сечения трубопровода.

Площадь сечения трубопровода F_0 находится по формуле (9):

$$F_0 = \frac{3,14 \cdot 0,117^2}{4} = 0,01 \text{ м}^2$$

Площадь сечения выходного отверстия F_1 вычисляется по формуле:

$$F_1 = \frac{\pi d_{\text{вых}}^2}{4}, \quad (12)$$

где $d_{\text{вых}} = 0,9$ м, диаметр выходного отверстия (принимается самостоятельно).

$$F_1 = \frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} = 0,006 \text{ м}^2.$$

Находится коэффициент сопротивления ξ по формуле (11):

$$\xi = \frac{0,023}{8 \sin \frac{8}{2}} \cdot \frac{(63,5)^2 - 1}{63,5^2} + \frac{(63,5) - 1}{63,5} \cdot \sin 8 = 0,178.$$

$$\Delta h_{\text{диф}} = 0,178 \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,8} = 0,036 \text{ м}.$$

Потери напора на местные сопротивления:

$$\Delta h_{\text{м.с.2}} = \Delta h_{\text{вс.}} + \Delta h_{\text{кр}} + \Delta h_{\text{кол}} + \Delta h_{\text{диф}} = 0,091 + 0,95 + 0,22 + 0,036 = 1,297 \text{ м}.$$

Расчет общих потерь во второй ветви

$$\Delta h_2 = \Delta h_{\text{трел2}} + \Delta h_{\text{м.с2}} = 0,441 + 1,297 = 1,698 \text{ м}.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		11

3.3 Расчет гидравлических сопротивлений в третьей ветви

Расчет потерь на трение по длине

Число Рейнольдса по формуле (6):

$$Re_3 = \frac{1,85 \cdot 1000 \cdot 0,087}{1,01 \cdot 10^{-3}} = 159356,45$$

Коэффициент Дарси:

$$\lambda_3 = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_3} + \frac{68}{\text{Re}_3} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0002}{0,087} + \frac{68}{159356,43} \right)^{0,25} = 0,025$$

Потери на трение по длине:

$$\Delta h_{\text{трет}} = \lambda_3 \cdot \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{\omega_3^2}{2 \cdot g} = 0,025 \cdot \frac{15}{0,087} \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} = 0,752 \text{ м.}$$

Расчет потерь на местные сопротивления

8 колен с углом 90° (стандартные) с условным проходом 87 мм, $\xi = 1,6$

$$\Delta h_{\text{кол}} = 1,6 \cdot \frac{1,6^2}{2 \cdot 9,8} = 0,28 \text{ м.}$$

Вентиль нормальный при полном открытии, при условном проходе 87 мм $\xi=4,9$

$$\Delta h_{\text{кр}} = 4,9 \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} = 0,85 \text{ м.}$$

Выход из трубы $\xi=1$

$$\Delta h_{\text{БЫХ}} = 1 \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} = 0,174 \text{ м.}$$

Вход в трубу с острыми краями $\xi=0,5$

$$\Delta h_{\text{BX}} = 0,5 \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} = 0,087 \text{ м.}$$

Двухтрубный теплообменник («труба к трубе»), жидкость протекает по внутренней трубе.

Потери в теплообменнике рассчитываются по формуле:

$$\Delta h_1 = \lambda n \frac{L_{mp}}{d_{mp}} \cdot \frac{\omega_{mp}^2}{2g} \cdot m_1 + \zeta_1 \frac{\omega_{nh}^2}{2g} \cdot m_2, \quad (13)$$

где m_1 - количество прямых участков теплообменника,

[illegible]

m_2 - количество поворотов

ξ_1 - коэффициент плавного поворота на 180°

Для определения коэффициента сопротивления ξ_1 используется формула:

$$\xi_1 = A \cdot B, \quad (14)$$

где A - коэффициент выбираемый в зависимости от угла поворота, в данном случае

$$A = 1,4.$$

Коэффициент B рассчитывается в зависимости от соотношения R_0/d_0 ,

где R_0 - радиус изгиба трубы, d_0 - внутренний диаметр трубопровода. Радиус изгиба трубы по формуле:

$$R_0 = R + b + 1/2d, \quad (15)$$

Берется стандартное значение наименьшего радиуса изгиба трубы $R = 0,68$ м.

b - толщина стенки, $b = 0,0035$ м,

d - внутренний диаметр трубопровода, $d = 0,041$ м.

$$R_0 = 0,68 + 0,0035 + \frac{0,041}{2} = 0,704 \text{ м.}$$

Находится соотношение $R_0/d_0 = 17,1$.

В зависимости от этого соотношения коэффициент b находится методом интерполяции в данном случае $b = 0,06$.

Находится коэффициент сопротивления по формуле (14):

$$\xi_1 = 1,4 \cdot 0,06 = 0,084.$$

$$\Delta h_r = 0,025 \cdot \frac{2}{0,087} \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 4 + 0,084 \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 3 = 0,445 \text{ м.}$$

Потери напора на местные сопротивления:

$$\Delta h_{м.с.3} = 8 \cdot \Delta h_{кол} + \Delta h_{кр} + \Delta h_{вых} + \Delta h_{вх} + \Delta h_r = 8 \cdot 0,28 + 0,85 + 0,174 + 0,087 + 0,445 = 3,796 \text{ м.}$$

Расчет общих потерь в третьей ветви

$$\Delta h_3 = \Delta h_{трени3} + \Delta h_{м.с.3} = 0,752 + 3,796 = 4,548 \text{ м.}$$

3.4 Расчет гидравлических сопротивлений в общей ветви

Расчет потерь на трение по длине

Число Рейнольдса по формуле (6):

$$Re_0 = \frac{1,85 \cdot 1000 \cdot 0,213}{1,01 \cdot 10^{-3}} = 390148,5.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		13

Коэффициент Дарси:

$$\lambda_o = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_o} + \frac{68}{Re_o} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0002}{0,213} + \frac{68}{390148,5} \right)^{0,25} = 0,02.$$

Потери на трение по длине:

$$\Delta h_{\text{трено}} = \lambda_o \cdot \frac{l_o}{d_o} \cdot \frac{\omega_o^2}{2 \times g} = 0,02 \cdot \frac{1,5}{0,213} \cdot \frac{1,85^2}{2 \times 9,8} = 0,024 \text{ м.}$$

Расчет потерь на местные сопротивления

2 вентиля нормальных при полном открытии при условном проходе 213 мм, $\xi = 4,7$

$$\Delta h_{\text{кр}} = 4,7 \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} = 0,82 \text{ м.}$$

Вход в трубу с острыми краями $\xi = 0,5$;

$$\Delta h_{\text{вх}} = 0,5 \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} = 0,087 \text{ м.}$$

Внезапное расширение.

Коэффициент сопротивления выбирается в зависимости от отношения площадей сечений расширительной емкости, трубопровода и числа Рейнольдса. Площадь сечения трубопровода F_o , вычисляется по формуле (9):

$$F_o = \frac{3,14 \cdot 0,213^2}{4} = 0,035 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения расширительной емкости F_1 , вычисляется по формуле (10):

$$F_1 = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 0,785 \text{ м}^2.$$

Находится отношение найденных площадей:

$$\frac{F_o}{F_1} = \frac{0,035}{0,785} = 0,044.$$

При числе Рейнольдса 390148,5 и отношению площадей 0,044, $\xi = 0,81$:

$$\Delta h_{\text{в.р.}} = 0,81 \cdot \frac{1,85^2}{2 \cdot 9,8} = 0,14 \text{ м.}$$

Потери напора на местные сопротивления:

$$\Delta h_{\text{м.с.0}} = 2 \cdot \Delta h_{\text{кр}} + \Delta h_{\text{вх}} + \Delta h_{\text{в.р.}} = 2 \cdot 0,82 + 0,087 + 0,14 = 1,867 \text{ м.}$$

Расчет общих потерь в общей ветви

$$\Delta h_0 = \Delta h_{\text{трено}} + \Delta h_{\text{м.с.0}} = 0,024 + 1,86 = 1,884 \text{ м.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		14

4 Расчет потребных напоров и выбор базовой ветви

Полный потребный напор, необходимый для подачи жидкости по ветвям рассчитываем по формуле :

$$H_{\text{полн}i} = \Delta h_0 + \Delta h_i + H_i + z_i, \quad (16)$$

где H_i - свободный напор в точках потребления, м;

z_i -отметки установки приёмных ёмкостей, м.

По первой ветви:

$$H_{\text{полн}1} = \Delta h_0 + \Delta h_1 + H_1 + z_1 = 1,884 + 1,51 + 4 + 2 = 9,394 \text{ м.}$$

По второй ветви:

$$H_{\text{полн}2} = \Delta h_0 + \Delta h_2 + H_2 + z_2 = 1,884 + 1,698 + 6 + 8 = 17,582 \text{ м.}$$

По третьей ветви:

$$H_{\text{полн}3} = \Delta h_0 + \Delta h_3 + H_3 + z_3 = 1,884 + 4,548 + 3 + 12 = 21,432 \text{ м.}$$

Базовую линию (ветвь) определяем из условий для насоса

Подача :

$$Q_{\text{нас}} = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (17)$$

Напор :

$$H_{\text{мах}} = \max(H_{\text{полн}i}), \quad (18)$$

В нашем случае

$$Q_{\text{нас}} = 120 + 80 + 40 = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{мах}} = 21,5 \text{ м}$$

То есть базовой ветвью является третья ветвь и она будет определять напор насоса.

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		15

5 Выбор стандартной гидравлической машины и анализ ее характеристик

Выбор насоса для заданной технологической схемы производится по каталогу [4] ЦИНТИхимнефтемаша на основании расчета гидравлических параметров технологической схемы. При выборе насоса учитываем, что требуемый режим насоса (подача и напор) должен находиться в пределах его рабочей характеристики.

Типоразмер насоса выбирают по максимально необходимой подаче и сопротивлению системы, в которую устанавливается насос, при этой подаче.

По результатам расчетов:

$$Q_{\max} = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$H_{\max} = 21,5 \text{ м}$$

В соответствии с этим согласно [6] выбираем насос К290/30 с подачей $Q=290 \text{ м}^3/\text{ч}$, напором $H = 30 \text{ м}$. Максимальный КПД насоса $\eta = 82\%$. Диаметр $D_2 = 300 \text{ мм}$.

Характеристики выбранного насоса:

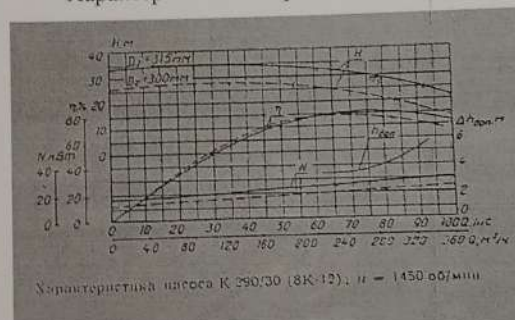


Таблица 1. Характеристика насоса К290/30 с подачей $Q = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$, напором $H = 21,5 \text{ м}$, $n=1450 \text{ об/мин}$, $D_2 = 300 \text{ мм}$.

№	$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	КПД, %	$N, \text{ кВт}$
1	0	26	0	11
2	40	27	20	12
3	80	28	37	13
4	120	28	50	18
5	160	27	63	19
6	200	26,5	70	19
7	240	25	80	20
8	280	24	78	20
9	320	20	77	21
10	360	14	64	24

Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата	Лист
					16

6 Расчет конструкции и основных параметров работы насоса

Расчет параметров насоса начнем с определения коэффициента быстроходности:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q/3600}}{H^{3/4}}, \quad (19)$$

$$n_s = 3,65 \cdot 1450 \cdot \frac{\sqrt{240/3600}}{21,5^{3/4}} = 136,87$$

Затем рассчитываем коэффициент полезного действия:

1) объемный К.П.Д.:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,66}}, \quad (20)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 136,87^{-0,66}} = 0,974.$$

2) гидравлический К.П.Д.:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\ln(D_{пр}/1000) - 0,172]^2}, \quad (21)$$

где $D_{пр}$ - приведенный диаметр, который рассчитывается:

$$D_{пр} = \sqrt[3]{\frac{Q/3600}{n}} \cdot 4250, \quad (22)$$

$$D_{пр} = \sqrt[3]{\frac{240/3600}{1450}} \cdot 4250 = 152,25 \text{ мм},$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\ln(152,25/1000) - 0,172]^2} = 0,9.$$

3) механический К.П.Д. принимаем $\eta_m = 0,93$.

4) полный К.П.Д.:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (23)$$

$$\eta = 0,974 \cdot 0,9 \cdot 0,93 = 0,815.$$

Далее вычисляем мощность на валу насоса:

$$N_B = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta \cdot 3600}, \quad (24)$$

$$N_B = \frac{998,6 \cdot 9,8 \cdot 240 \cdot 21,5}{1000 \cdot 0,815 \cdot 3600} = 17,21 \text{ кВт}.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		17

Крутящий момент на валу:

$$M = 97500 \cdot \frac{N_B}{n}, \quad (25)$$

$$M = 97500 \cdot \frac{17,21}{1450} = 1157,2 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Приняв допускаемое напряжение кручения $\tau_{\text{доп}}$ равным 150 кгс/см^2 ,
рассчитываем диаметр вала:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot \tau_{\text{доп}}}} \cdot 10, \quad (26)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{1157,2}{0,2 \cdot 150}} \cdot 10 = 33,8 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы:

$$d_{CT} = (1,4 \dots 2,0) \cdot d_B, \quad (27)$$

$$d_{CT} = 1,4 \cdot 33,8 = 47,3 \text{ мм}.$$

Длина ступицы:

$$l_{CT} = 1,4 \cdot d_{CT}, \quad (28)$$

$$l_{CT} = 1,4 \cdot 47,3 = 66,22 \text{ мм}.$$

Диаметр рабочего колеса на входе:

$$D_1 = D_{np} + 20, \quad (29)$$

$$D_1 = 152,25 + 20 = 172,25 \text{ мм}.$$

Затем вычисляем скоростные характеристики на входе в колесо:

Окружная скорость:

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n / 60000, \quad (30)$$

$$u_1 = 3,14 \cdot 172,25 \cdot 1450 / 60000 = 13,3 \text{ м/с}.$$

Скорость потока перед входом на лопатки и меридиональная составляющая абсолютной скорости:

$$c_{r1} = c_0 = \frac{4 \cdot Q / 3600}{\eta_0 \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{D_1}{1000} \right)^2 - \left(\frac{d_{cm}}{1000} \right)^2 \right]}, \quad (31)$$

$$c_{r1} = c_0 = \frac{4 \cdot 240 / 3600}{0,974 \cdot 3,14 \cdot \left[\left(\frac{172,25}{1000} \right)^2 - \left(\frac{47,3}{1000} \right)^2 \right]} = 3,22 \text{ м/с}$$

$$c_{r1} = c_0 = 3,22 \text{ м/с}.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		18

Многие разновидности подвода не закручивают потоки, при этом $c_{u1} = 0$, поэтому абсолютная скорость на выходе $c_1 = c_{r1}$. Скорость потока перед входом на лопатки (т.е. не возмущенного лопатками потока) c_0 принимаем близкой c_1 : $c_0 \approx c_{r1} \approx 3,2$ м/с.

Далее задавшись углом атаки лопасти $i = 4^\circ$, определяем угол лопасти на входе в рабочее колесо:

$$\beta_{1л} = \arctg(c_0 / u_1) + i, \quad (32)$$

$$\beta_{1л} = \arctg\left(\frac{3,2}{13,3}\right) + 4^\circ = 17^\circ$$

Задаввшись коэффициентом стеснения входного отверстия $\mu = 0,9$, рассчитываем ширину лопасти на входе:

$$b_1 = \frac{Q / 3600}{\pi \cdot D_1 \cdot \mu \cdot c_0}, \quad (33)$$

$$b_1 = \frac{240 / 3600}{3,14 \cdot 0,17225 \cdot 0,9 \cdot 3,2} = 0,042 \text{ м} = 42 \text{ мм.}$$

Угол лопасти на выходе из рабочего колеса принимается равным $\beta_2 = 20^\circ$.

Окружная скорость на выходе из рабочего колеса определяется из выражения:

$$u_2 = \frac{c_0}{2} \cdot \ctg \beta_2 + \sqrt{\left(\frac{c_0 \cdot \ctg \beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_r}}, \quad (34)$$

$$u_2 = \frac{3,22}{2} \cdot \ctg 20^\circ + \sqrt{\left(\frac{3,22 \cdot \ctg 20^\circ}{2}\right)^2 + \frac{9,8 \cdot 21,5}{0,9}} = 21 \text{ м/с.}$$

Диаметр рабочего колеса на выходе:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \cdot 1000, \quad (35)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 21}{3,14 \cdot 1450} \cdot 1000 = 276 \text{ мм.}$$

Ширина лопасти на выходе из рабочего колеса:

$$b_2 = b_1 \cdot D_1 / D_2, \quad (36)$$

$$b_2 = 42 \cdot 172,25 / 276 = 26 \text{ мм.}$$

Число лопаток рабочего колеса:

$$z = 6,5 \cdot \frac{D_2 / D_1 + 1}{D_2 / D_1 - 1} \cdot \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_2}{2}, \quad (37)$$

$$z = 6,5 \cdot \frac{276 / 172,25 + 1}{276 / 172,25 - 1} \cdot \sin \frac{17^\circ + 20^\circ}{2} = 8$$

Принимаем $z = 8$.

Осевая сила:

$$P_{oc} = \pi \cdot \left[\left(\frac{D_1}{2 \cdot 1000} \right)^2 - \left(\frac{d_B}{2 \cdot 1000} \right)^2 \right] \cdot \rho \cdot g \cdot H -$$

$$- \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot \left[\left(\frac{D_1}{2 \cdot 1000} \right)^2 - \left(\frac{d_B}{2 \cdot 1000} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{D_2}{2 \cdot 1000} \right)^2 -$$

$$- 0,5 \cdot \left[\left(\frac{D_1}{2 \cdot 1000} \right)^2 - \left(\frac{d_B}{2 \cdot 1000} \right)^2 \right] - \frac{\rho \cdot Q \cdot c_0}{3600} \quad (38)$$

где ω – угловая скорость вращения вала;

$$\omega = \pi \cdot n / 30, \quad (39)$$

$$\omega = 3,14 \cdot 1450 / 30 = 151,8 \text{ с}^{-1}.$$

$$P_{oc} = 3,14 \cdot \left[\left(\frac{172,25}{2 \cdot 1000} \right)^2 - \left(\frac{33,8}{2 \cdot 1000} \right)^2 \right] \cdot 998,6 \cdot 9,8 \cdot 21,5 -$$

$$- \frac{3,14 \cdot 998,6 \cdot (151,8)^2}{8} \cdot \left[\left(\frac{172,25}{2 \cdot 1000} \right)^2 - \left(\frac{33,8}{2 \cdot 1000} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{276}{2 \cdot 1000} \right)^2 -$$

$$- 0,5 \cdot \left[\left(\frac{172,25}{2 \cdot 1000} \right)^2 - \left(\frac{33,8}{2 \cdot 1000} \right)^2 \right] - \frac{998,6 \cdot 240 \cdot 3,22}{3600} = 3015 \text{ Н}$$

Затем рассчитываем кавитационные характеристики насоса:

1) кавитационный запас:

$$H_{KAB.} = \frac{p_0 - p_{HAC.}}{\rho \cdot g}, \quad (40)$$

где p_0 – давление всасывания, $p_0 = 10^5$ Па; p_{HAC} – давление насыщенного водяного пара при 20°C , $p_{HAC} = 2340$ Па.

$$H_{KAB.} = \frac{10^5 - 2340}{998,6 \cdot 9,81} = 9,97 \text{ м.}$$

2) критическая высота всасывания:

$$H_{KP.} = H_{KAB.} - 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q/3600}}{C_K} \right)^{4/3}, \quad (41)$$

где C_K – коэффициент, определяющий стойкость насоса к кавитационным явлениям, принимается $C_K = 1000$.

$$H_{KP.} = 9,97 - 10 \cdot \left(\frac{1450 \cdot \sqrt{240/3600}}{1000} \right)^{4/3} = 5,18 \text{ м.}$$

Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата	Лист
					20

3) допустимая высота всасывания:

$$H_{\text{доп.}} = H_{\text{кр.}} - 0,25 \cdot (H_{\text{кав.}} - H_{\text{кр.}}), \quad (42)$$

$$H_{\text{доп.}} = 5,18 - 0,25 \cdot (9,97 - 5,18) = 3,982 \text{ м.}$$

Определяются действительные характеристики рассчитанного насоса. Так как стандартный выбранный насос и рассчитанный насос должны быть подобными, действительные характеристики рассчитываются по формулам подобия насосов (расчет для точки №6):

$$Q' = Q \cdot (D_2')^3 / D_2^3, \quad (43)$$

$$Q' = 200 \cdot (276)^3 / 300^3 = 156,9 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

$$H' = H \cdot (D_2')^2 / D_2^2, \quad (44)$$

$$H' = 26,5 \cdot (276)^2 / 300^2 = 22,5 \text{ м.}$$

$$N' = N \cdot (D_2')^5 / D_2^5, \quad (45)$$

$$N' = 19 \cdot (276)^5 / 300^5 = 12,6 \text{ кВт.}$$

$$\eta' = \eta \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot \frac{H'}{H} \cdot \frac{N}{N'}, \quad (46)$$

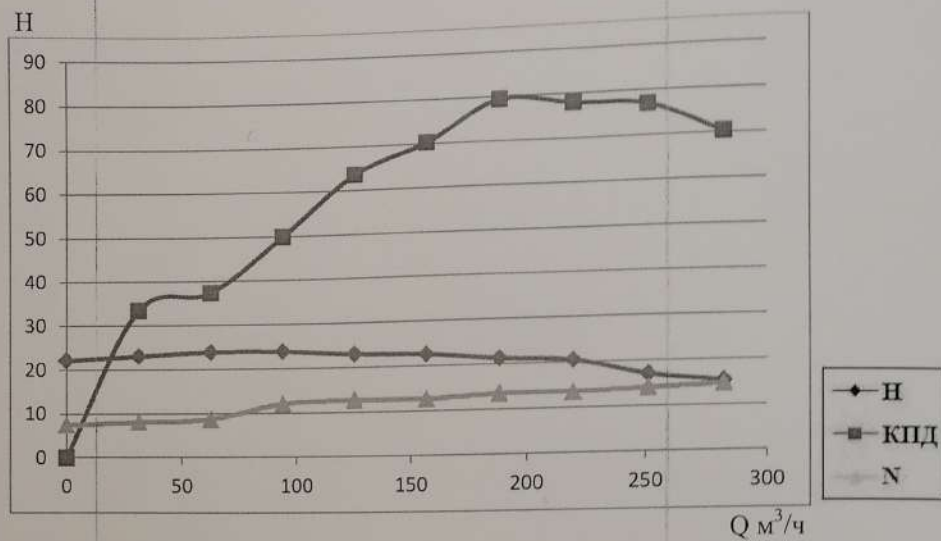
$$\eta' = 70 \cdot \frac{156,9}{200} \cdot \frac{22,5}{26,5} \cdot \frac{19}{12,6} = 70,26\%$$

По формулам (43 – 46) осуществляется пересчет характеристик для рассчитанного насоса.

Таблица 2. Характеристика насоса К 290/30 с $D_2 = 276$ мм.

№	Q' , м ³ /ч	H' , м	КПД', %	N' , кВт
1	0	22,11	0	7,34
2	31,3	22,98	33,4	8
3	62,7	23,8	37,3	8,6
4	94,1	23,8	49,9	12
5	125,5	22,98	63,47	12,6
6	156,9	22,5	70,26	12,6
7	188,3	22,2	79,3	13,4
8	219,7	21,4	77,9	13,4
9	251,1	17,0	76,9	14
10	282,4	15,3	70,3	14,6

Графическая характеристика насоса K290/30 с $D_2 = 276$ мм.



Погрешность ΔH :

$$\Delta H = \frac{H' - H_{\text{тр.б}}}{H_{\text{тр.б}}} \cdot 100\%; \quad (47)$$

$$\Delta H = \frac{22,5 - 21,5}{21,5} \cdot 100\% = 5\%;$$

7 Выбор электродвигателя

Насосы комплектуют различными по мощности электродвигателями. При выборе электродвигателя следует ориентироваться на рассчитанную в предыдущем разделе мощность на валу насоса N_B . Мощность требуемого электродвигателя $N_{Эд}$ определяется из равенства:

$$N_{Эд} = K \cdot N_B, \quad (48)$$

где K – коэффициент запаса, принимаем $K=1,2$, т.к. $N_{Эд}$ от 20 до 40 кВт;

$$N_{Эд} = 1,2 \cdot 17,21 = 20,65 \text{ кВт}$$

По величине $N_{Эд}$ подбираем ближайший больший по мощности комплектующий электродвигатель. Принимаем двигатель марки АО2-72-4 мощностью 30 кВт.

					Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата	24

Вывод

В ходе курсовой работы были произведены гидравлические расчёты насосной установки, а также был подобран центробежный насос по полученным результатам. Рассчитанный насос обеспечивает требуемый напор $H = 21,5$ м при расходе $Q = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$ по третьей ветви трубопровода.

Для получения конечного результата данной курсовой работы, а именно, выбора центробежной гидравлической машины, производились вычисления сопротивлений на трение по длине, обусловленные вязкостным трением слоёв жидкости, движущихся в потоке с разными скоростями и трением слоёв жидкости о внутреннюю поверхность трубы и местных сопротивлений, обусловленных различного рода препятствиями, установленными в потоке перемещения жидкости.

Затем был выбран участок с наибольшим потребным напором в результате сравнения всех трех вариантов. Базовая ветвь – третья.

Величины потребных напоров на трех заданных ветвях имеют несущественные различия. Так как третья ветвь является базовой и определяет напор насоса, то две другие ветви могут быть пересчитаны на меньшие номиналы диаметров труб с целью оптимизации трубопровода по его стоимости, исходя из условия:

$$H_{\text{полн1}} = H_{\text{полн2}} = \dots = H_{\text{полнп}}$$

Однако в большинстве случаев такой пересчет не осуществляют, а выполнение этого условия может быть достигнуто за счет создания дополнительного местного сопротивления на входе соответствующего участка путем установки регулирующего вентиля.

Из графической характеристики полученного насоса, при перерасчёте рабочего колеса, видно, что требуемый режим работы насоса попадает в рабочую область.

Таким образом выбранный насос К 290/30 с диаметром рабочего колеса $D_2 = 276$ мм удовлетворяет исходным условиям, обеспечивая систему надлежащим напором и расходом жидкости ко всем точкам потребления.

Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата

Лист

25

Литература

1. Курсовая работа по дисциплинам «Гидравлика. Гидравлические машины», «Гидравлические машины»: метод. указания для студентов спец. 240801 – «Машины и аппараты химических производств», 260601 – «Машины и аппараты пищевых производств» всех форм обучения / НГТУ им. Р.Е. Алексеева; сост.: А.А. Сидягин, В.С. Коновалов. – Нижний Новгород, 2012.
2. Учебно-методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Насосы и компрессоры» – Дзержинск, 1995.
3. Центробежные консольные насосы с осевым входом для воды К и КМ. Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный технический
университет им. Р. Е. Алексеева»

Кафедра Технологическое оборудование и прикладные
системы

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой

ЗАДАНИЕ
на курсовую работу

Студент Видюев А.О.
Тема курсовой работы Расчет сливного трубопровода и
подбор центробежного насоса

Исходные данные к работе

Длины участков: $l_1 = 4\text{ м}$, $l_2 = 11\text{ м}$, $l_3 = 16\text{ м}$, $l_4 = 0,5\text{ м}$, $l_5 = 1\text{ м}$, $l_6 = 1\text{ м}$
Отметки установки насосных агрегатов: $z_1 = 2\text{ м}$, $z_2 = 8\text{ м}$, $z_3 = 0\text{ м}$
Свободный напор в точках потребителей: $H_1 = 4\text{ м}$, $H_2 = 6\text{ м}$, $H_3 = 3\text{ м}$
Расходы через соответствия: $Q_1 = 10\text{ м}^3/\text{с}$, $Q_2 = 20\text{ м}^3/\text{с}$, $Q_3 = 40\text{ м}^3/\text{с}$
Диаметр расчетной сливной системы: $D_p = 1\text{ м}$
Угол раскрытия диффузора $\alpha = 8^\circ$
Длина теплообменника $L = 2,4\text{ м}$

Содержание графического материала:

- чертежи: 1. Центробежный насос К290/30
2. _____
3. _____
4. _____

Содержание пояснительной записки:

[illegible]