

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
ГОМЕЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени П.О.СУХОГО

Кафедра: «Нефтегазозаработка и гидропневмоавтоматика»

КУРСОВАЯ РАБОТА

По курсу: «Лопастные машины и передачи»
на тему: «Проектирование рабочего колеса центробежного насоса»

Выполнил: студент группы ГА-31

Приняли преподаватели

Гомель 2021

Задание

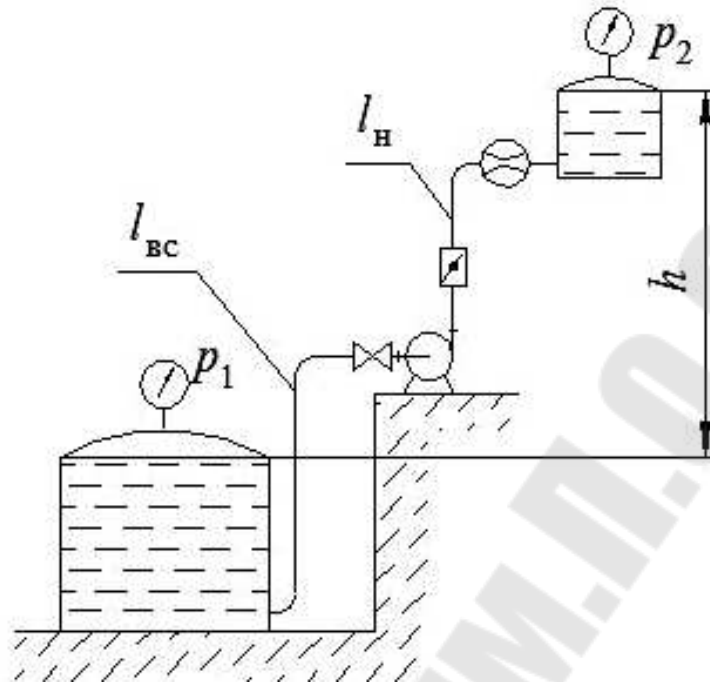


Рисунок 1 – Насосная установка

Насос перекачивает воду с температурой $t = 18^\circ\text{C}$ из приемного резервуара в напорный на высоту $h = 5$ м, в количестве $Q = 12$ л/с. Избыточное давление в приемном резервуаре равно $p_1 = 0,5$ атм, а в напорном резервуаре равно $p_2 = 2,3$ атм. Длина всасывающей линии $l_{\text{вс}} = 50$ м; длина нагнетательной линии $l_{\text{н}} = 150$ м. На всасывающем и нагнетательном трубопроводах имеются местные сопротивления, в том числе дисковый затвор с углом поворота $\Theta = 25$ град. Параметры жидкости:

— плотность $\rho = 998,2$ кг/м³ ([1], таблица 1, стр.19);

— кинематический коэффициент вязкости $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6}$ м²/с ([1], таблица 1, стр.19).

Для заданных условий необходимо:

1) Подобрать насос в соответствии с ГОСТ, т.е. произвести следующие расчеты:

а) определить диаметры и подобрать трубопроводы в соответствии с видом перекачиваемой жидкости;

б) определить потребный напор, который должен развивать насос;

в) построить характеристику установки (график потребного напора $H_{\text{потр}} = f(Q)$);

г) подобрать центробежный насос по каталогу;

д) построить совместную характеристику насоса и установки;

е) определить рабочую точку насоса и проверить правильность выбора насоса на данную сеть по коэффициенту полезного действия насоса;

ж) определить диаметр обточки рабочего колеса и построить характеристику насоса при обточке рабочего колеса;

з) построить характеристики насосов выбранного типа установленных последовательно или параллельно, если количество выбранных насосов больше одного, и определить рабочую точку.

2) Произвести гидравлический расчет рабочего колеса и профилирование лопастей, т.е. произвести следующие расчеты:

а) описать устройство и принцип действия насоса;

б) определить дополнительные исходные данные для расчета рабочего колеса;

в) определить основные геометрические и кинематические параметры на входе в рабочее колесо;

г) определить основные геометрические и кинематические параметры на выходе из рабочего колеса;

д) выполнить необходимые расчеты для проектирования меридионального сечения рабочего колеса;

е) выполнить чертеж рабочего колеса центробежного насоса.

1 Гидравлический расчет трубопровода

1.1 Определение диаметров труб всасывающей и нагнетательной линии

Выбираю допустимую скорость движения жидкости во всасывающем и напорном трубопроводе для воды ([1], таблица 6, стр.23):

$$\text{— } v_{\text{доп.вс}} = 1,0 \text{ м/с,}$$

$$\text{— } v_{\text{доп.нап}} = 2,5 \text{ м/с.}$$

Определяю внутренний расчетный диаметр трубопровода во всасывающем и напорном трубопроводах по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}},$$

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_{\text{доп.вс}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,012}{\pi \cdot 1,0}} = 0,124 \text{ м;}$$

$$d_{\text{нап}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_{\text{доп.нап}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,012}{\pi \cdot 2,5}} = 0,0782 \text{ м.}$$

Принимаю трубу для всасывающего трубопровода стальную водогазопроводную по ГОСТ 3262-962 ([1], таблица 7, стр.25), с наружным диаметром $d_{\text{вс.нар}} = 140$ мм и внутренним диаметром $d_{\text{р.вс}} = 130$ мм.

Принимаю трубу для напорного трубопровода стальную водогазопроводную по ГОСТ 3262-962 ([1], таблица 7, стр.25), с наружным диаметром $d_{\text{нап.нар}} = 88,5$ мм и внутренним диаметром $d_{\text{р.нап}} = 79,5$ мм.

Определяю действительные скорости движения жидкости в трубопроводах

$$v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_{\text{р.вс}}^2} = \frac{4 \cdot 0,012}{\pi \cdot 0,13^2} = 0,9 \text{ м/с;}$$

$$v_{\text{нап}} = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_{\text{р.нап}}^2} = \frac{4 \cdot 0,012}{\pi \cdot 0,0795^2} = 2,42 \text{ м/с.}$$

1.2 Построение графика потребного напора

Определяю коэффициент эквивалентной шероховатости трубопроводов: для стальной бесшовной новой трубы $K_s = 0,03$ мм ([1], таблица 13, стр.30).

На всасывающем трубопроводе имеются следующие местные сопротивления в соответствии с рисунком 1 ([1], стр.32-33):

- а) вентиль при полном открытии $\zeta_{\text{в}} = 5$;
- б) плавный поворот на 90° $\zeta_{\text{к}} = 0,15$;
- в) вход в трубу с острыми кромками $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$;

Т.о. суммарный коэффициент местных сопротивлений всасывающего трубопровода равен

$$\sum \zeta_{\text{вс}} = \zeta_{\text{в}} + 2 \cdot \zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{вх}} = 5 + 2 \cdot 0,15 + 0,5 = 5,8.$$

На напорном трубопроводе имеются следующие местные сопротивления:

- а) дисковый затвор при угле поворота 25 град $\zeta_{\text{д}} = 2,51$;
- б) плавный поворот на 90° $\zeta_{\text{к}} = 0,15$;
- в) выход из трубы под уровень $\zeta_{\text{вых}} = 1$;
- г) расходомер-счетчик $\zeta_{\text{р}} = 10$.

Т.о. суммарный коэффициент местных сопротивлений напорного трубопровода равен

$$\sum \zeta_{\text{нап}} = \zeta_{\text{д}} + \zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{р}} = 2,51 + 0,15 + 1 + 10 = 13,66.$$

Определяю режим движения жидкости по трубопроводам при расчетном значении подачи $Q_{\text{р}}$ по числу Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_{\text{р}}}{\nu},$$

$$\text{Re}_{\text{вс}} = \frac{v_{\text{вс}} \cdot d_{\text{р.вс}}}{\nu} = \frac{0,9 \cdot 0,13}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 116302;$$

$$\text{Re}_{\text{нап}} = \frac{v_{\text{нап}} \cdot d_{\text{р.нап}}}{\nu} = \frac{2,42 \cdot 0,0795}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 191243.$$

Определяю пределы режимов движения

$$\frac{10 \cdot d_{\text{р.вс}}}{K_{\text{э}}} = \frac{10 \cdot 130}{0,03} = 43333; \quad \frac{10 \cdot d_{\text{р.нап}}}{K_{\text{э}}} = \frac{10 \cdot 79,5}{0,03} = 26500;$$

$$\frac{500 \cdot d_{\text{р.вс}}}{K_{\text{э}}} = \frac{500 \cdot 130}{0,03} = 2166666; \quad \frac{500 \cdot d_{\text{р.нап}}}{K_{\text{э}}} = \frac{500 \cdot 79,5}{0,03} = 1325000.$$

Расчетные значения чисел Рейнольдса лежат в области докватратичного сопротивления ([1], стр.31).

Определяю коэффициенты гидравлического трения по формуле для докватратичной области турбулентного режима движения

$$\lambda_{\text{вс}} = 0,11 \cdot \left(\frac{K_{\text{э}}}{d_{\text{р.вс}}} + \frac{68}{\text{Re}_{\text{вс}}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,03}{130} + \frac{68}{116302} \right)^{0,25} = 0,0186;$$

$$\lambda_{\text{нап}} = 0,11 \cdot \left(\frac{K_{\Sigma}}{d_{\text{р.нап}}} + \frac{68}{\text{Re}_{\text{нап}}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,03}{79,5} + \frac{68}{191243} \right)^{0,25} = 0,0181.$$

Определяю потери напора в трубопроводах как сумму потерь на трение и местные сопротивления по формулам

$$\Delta h_{\text{п.вс}} = \left(\lambda_{\text{вс}} \cdot \frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{р.вс}}} + \sum \zeta_{\text{вс}} \right) \cdot \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} = \left(0,0186 \cdot \frac{50}{0,13} + 5,8 \right) \cdot \frac{0,9^2}{2 \cdot 9,81} = 0,55 \text{ м};$$

$$\Delta h_{\text{п.нап}} = \left(\lambda_{\text{нап}} \cdot \frac{l_{\text{н}}}{d_{\text{р.нап}}} + \sum \zeta_{\text{нап}} \right) \cdot \frac{v_{\text{нап}}^2}{2 \cdot g} = \left(0,0181 \cdot \frac{150}{0,0795} + 13,66 \right) \cdot \frac{2,42^2}{2 \cdot 9,81} = 14,3 \text{ м}.$$

Определяю потребный напор насоса $H_{\text{потр}}$ при расчетном значении подачи $Q_{\text{р}}$

$$H_{\text{потр}} = h + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{п.вс}} + \Delta h_{\text{п.нап}},$$

где h - разность уровней жидкости в приемном и напорном резервуарах, м;
 p_2 и p_1 - давление на выходе и на входе в насос, Па.

$$H_{\text{потр}} = 5 + \frac{(2,3 - 0,5) \cdot 10^5}{998 \cdot 9,81} + 0,55 + 14,3 = 38,44 \text{ м}.$$

Используя сводный график полей Q - H центробежных насосов ([2], стр.13), выбираю насос по заданной подаче $Q = 12$ л/с и потребному напору $H_{\text{потр}} = 38,44$ м. Для данной схемы необходимо устанавливать насос типа X-80-50-200-Д со следующими техническими параметрами [3]:

— Подача (номин.), м ³ /ч	50.
— Напор, м	50.
— Мощность потребляемая насосом (макс.), кВт	15.
— Частота вращения, об/мин	2900.
— Давление на входе в насос, МПа, не более	6.
— Диаметр рабочего колеса, мм	208.
— КПД, %	65.
— Напряжения сети, В	220/380.
— Частота тока, Гц	50.

Характеристики данного насоса приведены на рисунке 2.

Окончательная проверка правильности выбора насоса производится при нахождении рабочего режима (рабочей точки). Определение рабочей точки производится совмещением на одном графике в одинаковом масштабе рабочей характеристики самого насоса с характеристикой насосной установки (характеристикой сети).

Характеристика сети представляет график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе $H_{\text{потр}} = f(Q)$ при изменении расхода от $Q = 0$ до $Q_{\text{max}} = Q_p + (10...15) = 22,2 \text{ л/с} \approx 80 \text{ м}^3/\text{ч}$ (для удобства построения значения подачи буду использовать в $\text{м}^3/\text{ч}$) с шагом $\Delta Q = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$. Результаты расчета заносим в таблицу 1.

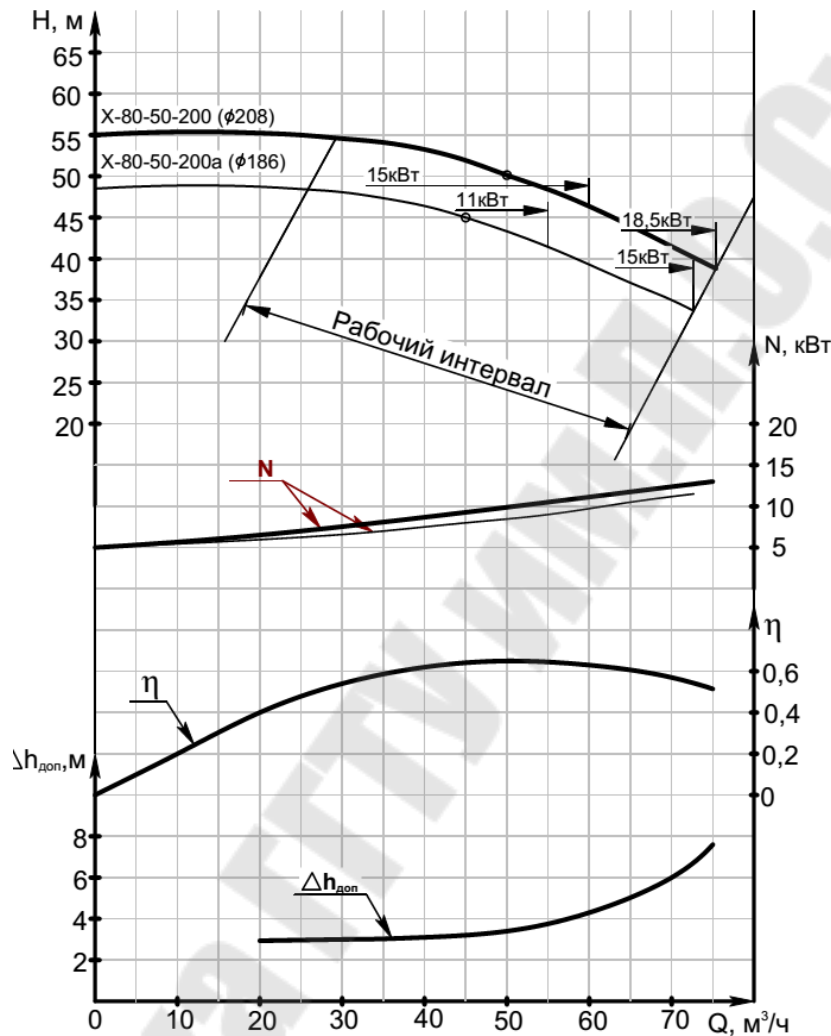


Рисунок 2 - Характеристика насоса

Таблица 1 - Результаты расчетов характеристики установки

Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	$v_{\text{вс}}$, м/с	$Re_{\text{вс}}$	$\lambda_{\text{вс}}$	$\Delta h_{\text{п.вс}}$, м	$v_{\text{н}}$, м/с	$Re_{\text{н}}$	$\lambda_{\text{н}}$	$\Delta h_{\text{п.н}}$, м	$H_{\text{потр}}$, м
0	0	0	-	0	0	0	-	0	23,6
10	0,209	27058	0,025	0,034	0,56	44255	0,023	0,91	24,5
20	0,419	54116	0,0216	0,13	1,12	88509	0,02	3,32	27,1
30	0,63	81175	0,0199	0,27	1,68	132763	0,019	7,12	31
40	0,838	108233	0,0188	0,47	2,24	177018	0,0183	12,3	36,4
50	1,05	135291	0,0181	0,72	2,8	221272	0,0178	18,87	43,2
60	1,26	162349	0,0176	1,02	3,36	265527	0,0175	26,8	51,4
70	1,47	189407	0,0171	1,37	3,92	309781	0,0172	36,1	61,1

Фактический рабочий режим определяется рабочей точкой P (50; 43,2) (рисунок 3). Т.к. рабочая точка попадает в рабочий интервал, следовательно, насос выбран верно.

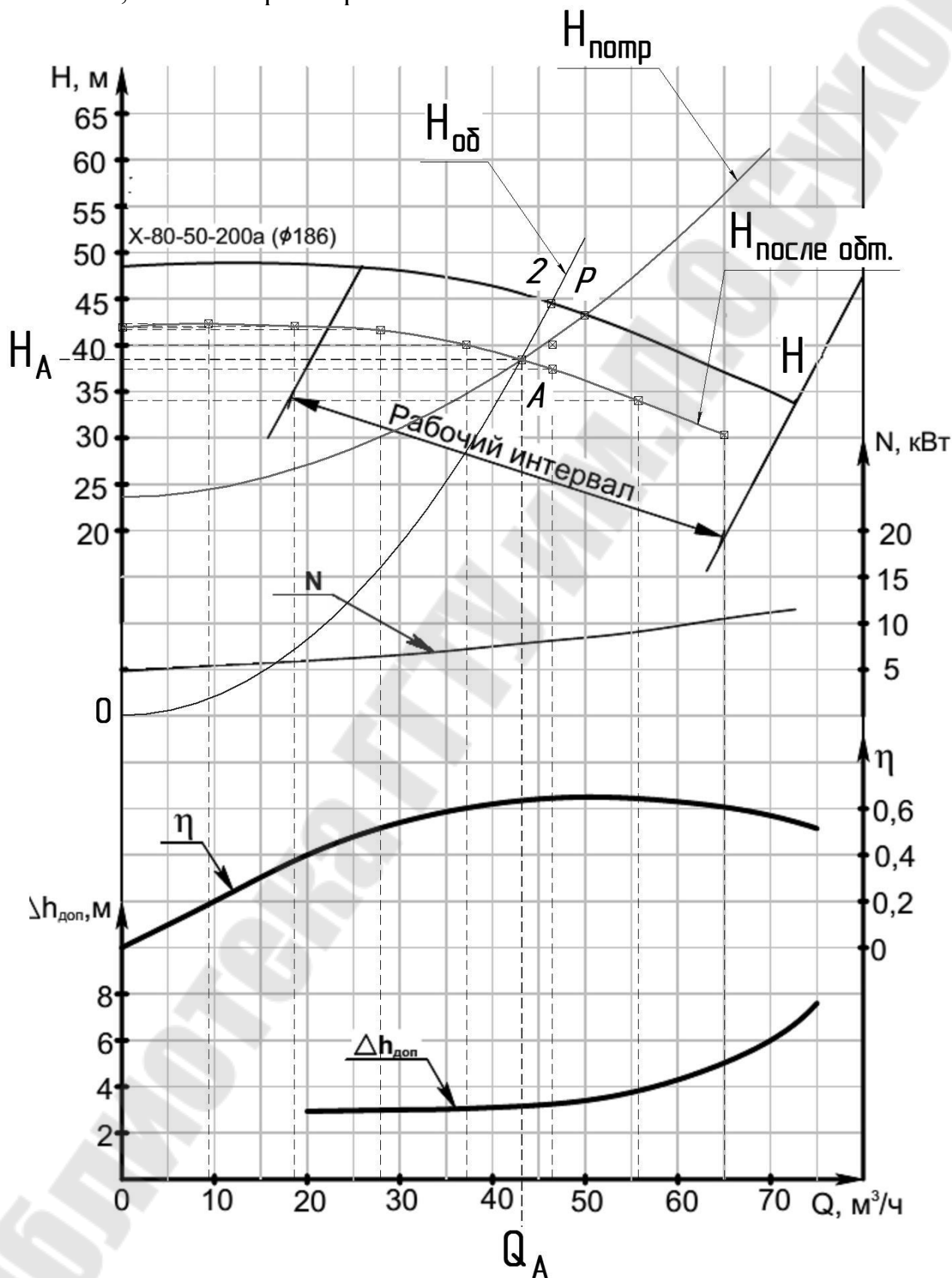


Рисунок 3 – Совмещение характеристик насоса и установки

1.3 Регулирование работы центробежного насоса обточкой рабочего колеса

Т.к. режимная точка A (43,2; 38,44) не совпадает с фактической точкой пересечения характеристик насоса и трубопровода (точкой P) то работу насоса регулируют обточкой рабочего колеса.

Значения подачи и напора для точки A (в соответствии с расчетами)

$$Q_A = 43,2 \text{ м}^3/\text{ч}; H_A = 38,44 \text{ м.}$$

Определяю коэффициент при обточке рабочего колеса

$$C = \frac{H_A}{Q_A^2} = \frac{38,44}{43,2^2} = 0,021.$$

Определяю диаметр колеса до обточки по техническим характеристикам насоса $D_2 = 186 \text{ мм}$ (рисунок 2).

Для построения параболы обточек произведу расчеты, результаты которых представлю в виде таблицы 2.

Таблица 2 – Результаты расчетов параболы обточек

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	10	20	30	40	50	60	70
$H_{об} = C \cdot Q^2, \text{ м}$	0	2,1	8,24	18,54	33	51,5	74,2	101

Определяю по графику (рисунок 3) точку **2** пересечения параболы обточек с напорной характеристикой насоса и соответствующие ей значения подачи и напора $Q_2 = 46,4 \text{ м}^3/\text{ч}; H_2 = 44,7 \text{ м}$.

Определяю диаметр колеса после обточки из формул подобия

$$\frac{Q_2}{Q_A} = \frac{D_2}{D'_2}, D'_2 = \frac{Q_A \cdot D_2}{Q_2} = \frac{43,2 \cdot 186}{46,4} = 173 \text{ мм.}$$

Определяю коэффициенты для пересчета значений подач и напоров

$$a = \frac{D'_2}{D_2} = \frac{173}{186} = 0,9301; b = \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2 = 0,9301^2 = 0,8651.$$

Строю характеристику насоса при обточенном рабочем колесе, по результатам расчетов (таблица 3).

Таблица 3 – Результаты расчетов характеристики насоса с обточенным рабочим колесом

Исходное значение подачи $Q_2, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	10	20	30	40	50	60	70
Подача $Q_1 = a \cdot Q_2, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	9,3	18,6	27,9	37,2	46,5	55,8	65,1
Исходное значение напора $H_2, \text{ м}$	48,4	48,9	48,6	48	46,4	43,2	39,3	35
Напор $H_1 = b \cdot H_2, \text{ м}$	41,9	42,3	42,04	41,5	40,14	37,4	34	30,3

2 Расчет рабочего колеса центробежного насоса

2.1 Исходные данные для расчета

Рассчитать рабочее колесо насоса при известных:

- подаче $Q = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}$ (подача, соответствующая режимной точке А);
- напоре $H = 38,44 \text{ м}$, (напор, соответствующий режимной точке А);
- числе оборотов вращения рабочего колеса $n = 2900 \text{ об/мин}$;
- рабочее колесо однопоточное.

2.2 Описание модельного насоса

Рабочее колесо является основным элементом насоса и в значительной мере определяет его конструкцию.

Выбранный насос Х-80-50-200-Д имеет следующее устройство (рисунок 4) и принцип действия.

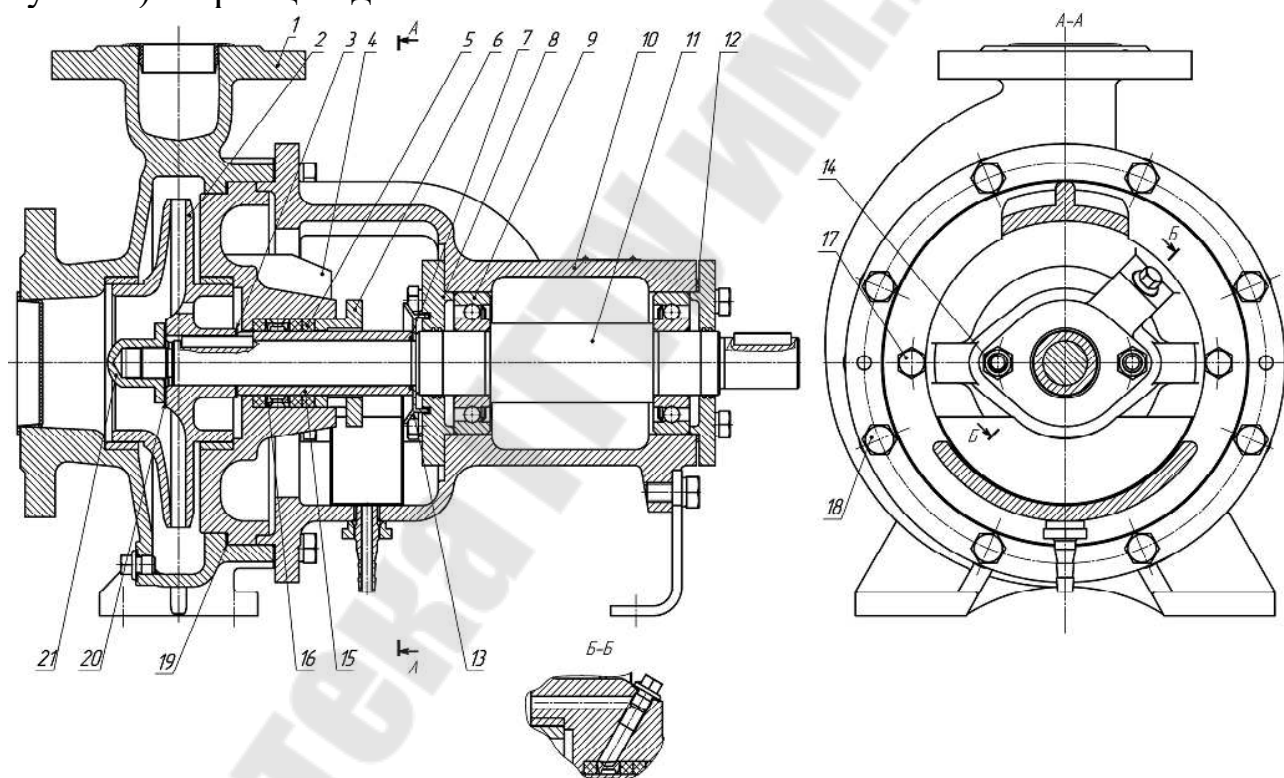


Рисунок 4-Насос Х-80-50-200-Д: 1 – корпус; 2 - рабочее колесо; 3 – шайба; 4 - корпус уплотнения; 5 – набивка сальника; 6 – сальник; 7 - кольцо резиновое; 8 - крышки подшипников; 9 – радиальные подшипники; 10 – кронштейн; 11 – вал; 12, 19 – прокладки; 13 - отбойное кольцо; 14 – гайки; 15 - втулка защитная; 16 - кольцо сальника; 17, 18 – болты; 20 – неподвижная часть торцевого уплотнения; 21 - обтекатель

Насосы центробежные химические типа Х и агрегаты электронасосные на их основе, предназначенные для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей плотностью не более 1850 кг/м^3 , с содер-

жанием твердых включений не более 0,1% по объему с размером частиц не более 0,2 мм, для которых коррозия материала проточной части тах. 01мм/год. Кинематическая вязкость до 30×10^{-6} м²/с. Температура перекачиваемой жидкости от 233 до 393 (от минус 40°С до +120°С). Насосы, входящие в состав агрегата, относятся к изделиям общего назначения вид I (восстанавливаемые) ГОСТ 27.003-90 и выпускаются в климатическом исполнении У2 и Т2 по ГОСТ 15150-69 .

Насос (агрегат) должен эксплуатироваться в рабочем интервале подач. Эксплуатация насоса (агрегата) за пределами рабочего интервала не рекомендуется из-за снижения энергетических показателей и показателей надежности. При перекачивании жидкости с температурой до +60°С подача затворной жидкости производится из корпуса насоса через отверстие в корпусе уплотнения. При перекачивании жидкости температурой свыше +60°С подача охлаждающей (затворной) жидкости производится от постороннего источника, водой температурой не выше +30°С и давлением на 0,1 -0,15 МПа.

Насосы типа Х – центробежные, химические, изготавливаются с сальниковым уплотнением вала или торцовым уплотнением вала (одинарным или двойным).

Корпус насоса представляет отливку, в которой выполнены входной и выходной патрубки, спиральный отвод и опорные лапы. Входной патрубок расположен по оси вращения, выходной патрубок направлен вертикально вверх и расположен в одной плоскости с осью вращения. Корпус насоса крепится к фланцу кронштейна. Кронштейн соединен с корпусом уплотнения винтами.

В корпусе уплотнения выполнены отверстия для подачи охлаждающей (затворной) жидкости к сальниковому или торцовому уплотнениям. При перекачивании жидкости с температурой до +60°С подача затворной жидкости производится из корпуса насоса через отверстие в корпусе уплотнения. При перекачивании жидкости температурой свыше +60°С подача охлаждающей (затворной) жидкости производится от постороннего источника холодной воды.

Рабочее колесо - центробежное, одностороннего входа, закрытого типа. Подвод жидкости к рабочему колесу осевой. Рабочее колесо разгружено от действия осевой силы разгрузочными отверстиями, выполненными на основном диске колеса.

Ротор насоса приводится во вращение электродвигателем через соединительную втулочно-пальцевую муфту. Допускается применение других типов муфт. Опорами ротора служат два радиальных подшипника, установленных в кронштейне. Для измерения температуры подшипников,

в кронштейне предусмотрены два отверстия. Подшипники смазываются консистентной смазкой Литол 24 ГОСТ 21150-87.

2.3 Дополнительные исходные данные для расчета рабочего колеса

Определяю коэффициент быстроходности по формуле

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot 2900 \cdot \frac{\sqrt{0,012}}{38,44^{3/4}} = 75,1, \text{ об/мин,}$$

где n – заданное число оборотов рабочего колеса, об/мин.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности определяю тип центробежного насоса, и вид проточной части рабочего колеса ([1], таблица 19, с.48) как центробежный тихоходный насос.

Определяю приведённый диаметр на входе $D_{1п}$ в рабочее колесо по эмпирической формуле (без учета стеснения потока втулкой)

$$D_{1п} = K_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,012}{2900}} = 0,072 \text{ м,}$$

где $K_{вх} = 4,5$ - коэффициент входной воронки рабочего колеса для одноступенчатых насосов ([1], стр.48).

Определяю гидравлический КПД по формуле Ломакина

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg(D_{1п} \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,072 \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 0,853.$$

Определяю объёмный КПД по формуле

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,67}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 75,1^{-0,67}} = 0,963,$$

где n_s – расчетный коэффициент быстроходности, об/мин.

Определяю механический КПД насоса по формуле

$$\eta_{мех} = \frac{\eta_{мех.вн}}{0,97 \dots 0,99} = \frac{0,873}{0,97} = 0,9,$$
$$\eta_{мех.вн} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 75,1^{-2}} = 0,873,$$

где $\eta_{мех.вн}$ - внешний механический КПД.

Определяю общий (полный) КПД по формуле

$$\eta = \eta_{мех} \cdot \eta_o \cdot \eta_r = 0,9 \cdot 0,963 \cdot 0,853 = 0,74.$$

Определяю мощность на валу рабочего колеса по формуле

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_p \cdot H}{\eta} = \frac{998,2 \cdot 9,81 \cdot 0,012 \cdot 38,44}{0,74} = 6104 \text{ Вт,}$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Определяю крутящий момент на валу насоса по формуле

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{6104 \cdot 30}{3,14 \cdot 2900} = 20,11 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$ – угловая скорость вращения рабочего колеса, с^{-1} .

Определяю диаметр вала из расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению без учета влияния изгиба

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 20,11}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,01897 \text{ м},$$

где $[\tau] = 15 \text{ МПа}$ - допускаемое напряжение на кручение для консольных насосов ([1] с.50).

Полученный результат расчета диаметра вала $d_{\text{в}}$ округляю до ближайшего большего значения из стандартного ряда ([1] с.50) $d_{\text{в}} = 19 \text{ мм}$.

Определяю диаметр и длину втулки (ступицы) рабочего колеса по формулам

$$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,4) \cdot d_{\text{в}} = (1,2 \dots 1,4) \cdot 19 = 22,8 \dots 26,6 \text{ мм}; \text{ принимаю } d_{\text{ст}} = 26 \text{ мм};$$

$$l_{\text{ст}} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{\text{ст}} = (1 \dots 1,5) \cdot 26 = 26 \dots 39 \text{ мм}, \text{ принимаю } l_{\text{ст}} = 30 \text{ мм};$$

где $d_{\text{в}}$ - принятый диаметр вала из стандартного ряда.

2.4 Определение основных геометрических и кинематических параметров на входе в рабочее колесо

1) Определяю расход через колесо с учетом утечек, которые учитываются объемным КПД, по формуле

$$Q' = Q / \eta_0 = 0,012 / 0,963 = 0,0125 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2) Определяю абсолютную скорость по формуле

$$v'_0 = \alpha_0 \cdot \sqrt[3]{Q' \cdot n^2} = 0,06 \cdot \sqrt[3]{0,0125 \cdot 2900^2} = 2,83 \text{ м/с},$$

где $\alpha_0 = 0,06$ – эмпирический коэффициент.

3) Определяю диаметр входной воронки рабочего колеса

$$D'_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot v'_0} + d_{\text{ст}}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0125}{3,14 \cdot 2,83} + 0,026^2} = 0,0794 \text{ м}.$$

Полученный диаметр D'_0 округляю до ближайшего большего стандартного значения из стандартного ряда ([1] с.50) $D_0 = 80 \text{ мм}$.

4) Уточняю величину абсолютной скорости v_0 на входе по формуле

$$v_0 = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot (D_0^2 - d_{ст}^2)} = \frac{4 \cdot 0,0125}{\pi \cdot (0,08^2 - 0,026^2)} = 2,78, \text{ м/с.}$$

5) Определяю диаметр входа в рабочее колесо для тихоходных центробежных насосов по формуле

$$D_1 = 1,0 \cdot D_0 = 80 \text{ мм.}$$

6) Определяю окружную скорость потока жидкости на входе в рабочее колесо

$$u_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 2900 \cdot 0,08}{60} = 24,3 \text{ м/с.}$$

7) Определяю меридиональную скорость на входе в рабочее колесо при условии, что поток входит в межлопастные каналы без закрутки, но с учетом стеснения

$$v_{m1} = v_0 \cdot K_1 = 2,78 \cdot 1,3 = 3,614 \text{ м/с,}$$

где $K_1 = 1,3$ - коэффициент стеснения на входе в первом приближении в промышленных центробежных насосах ([1] с.52).

8) Определяю ширину рабочего канала на входе по формуле

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{m1}} = \frac{0,0125}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 3,64} = 0,014, \text{ м,}$$

9) Определяю угол, под которым поток жидкости входит в межлопастные каналы рабочего колеса по формуле

$$\beta_1 = \arctg \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}} = \arctg \frac{3,614}{24,3 - 0} = 8,46^\circ,$$

где $v_{u1} = 0$ - окружная составляющая абсолютной скорости в центробежных одноступенчатых консольных насосах.

Реальный угол лопасти на входе с учетом значения угла атаки $\delta = 6,54^\circ$ ([1] с.52) (с целью уменьшения гидравлических потерь в области рабочего колеса и улучшения его кавитационных качеств)

$$\beta_{л1} = \beta_1 + \delta = 6,54 + 8,46 = 15^\circ.$$

10) Строю треугольник скоростей на входе (рисунок 5), принимая, что поток входит радиально в рабочую полость, т.е. угол $\alpha_1 = 90^\circ$.

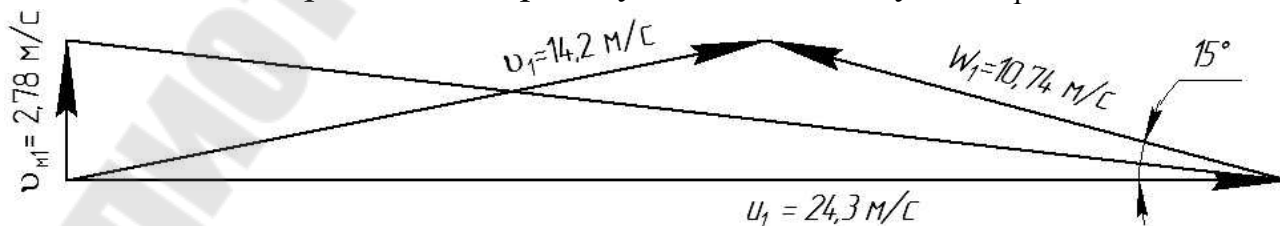


Рисунок 5 - Треугольник скоростей на входе в рабочее колесо

2.5 Определение основных геометрических и кинематических параметров на выходе из рабочего колеса

1) Определяю теоретический напор насоса по формуле

$$H_T = \frac{H}{K_z \cdot \eta_r}, \text{ м,}$$

где $K_z \approx 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения относительной скорости между лопастями ([1] с.53).

$$H_T = \frac{38,44}{0,8 \cdot 0,853} = 56,33 \text{ м.}$$

2) Угол лопасти на выходе из рабочего колеса.

Принимаю угол лопасти на выходе из рабочего колеса $\beta_{2л} = 22^\circ$ ([1] с.53).

3) Определяю окружную скорость потока на выходе по формуле

$$u_2 = \frac{v_{m2} \cdot \text{ctg}\beta_{2л}}{2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2} \cdot \text{ctg}\beta_{2л}}{2}\right)^2 + H_T \cdot g} \text{ м/с,}$$

где v_{m2} – меридиональная скорость (м/с) на выходе из рабочего колеса;
 $K_2 = 1,1$ – коэффициент стеснения на выходе из рабочего колеса ([1] с.54).

$$v_{m2} = v_0 \cdot K_2 = 2,78 \cdot 1,1 = 3,058 \text{ м/с;}$$

$$u_2 = \frac{3,058 \cdot \text{ctg}22}{2} + \sqrt{\left(\frac{3,058 \cdot \text{ctg}22}{2}\right)^2 + 56,33 \cdot 9,81} = 27,6 \text{ м/с.}$$

4) Определяю выходной диаметр рабочего колеса по формуле

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{27,6 \cdot 60}{3,14 \cdot 2900} = 0,182 \text{ м.}$$

5) Определяю ширину межлопастного канала по формуле

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{m2}} = \frac{0,0125}{3,14 \cdot 0,182 \cdot 3,058} = 0,0072 \text{ м.}$$

6) Определяю число лопастей рабочего колеса по эмпирической формуле

$$z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2},$$

$$z = 6,5 \cdot \frac{182 + 80}{182 - 80} \cdot \sin \frac{15 + 22}{2} = 5,3.$$

Округляю до ближайшего целого значения $z = 5$.

7) Уточняю угол лопасти на выходе из рабочего колеса по округленному числу лопастей по формуле

$$\beta_{2л} = 2 \cdot \arcsin \frac{z \cdot (D_2 - D_1)}{6,5 \cdot (D_2 + D_1)} - \beta_{1л},$$

$$\beta_{2л} = 2 \cdot \arcsin \frac{5 \cdot (182 - 80)}{6,5 \cdot (182 + 80)} - 15 = 19,9^\circ.$$

8) Уточняю значения по уточненному углу лопасти на выходе из рабочего колеса $\beta_{2л}$

$$u_2 = \frac{3,058 \cdot \text{ctg}19,9}{2} + \sqrt{\left(\frac{3,058 \cdot \text{ctg}19,9}{2}\right)^2 + 56,33 \cdot 9,81} = 28,1 \text{ м/с.}$$

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{28,1 \cdot 60}{3,14 \cdot 2900} = 0,185 \text{ м.}$$

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{m2}} = \frac{0,0125}{3,14 \cdot 0,185 \cdot 3,058} = 0,007 \text{ м.}$$

9) Принимаю толщину лопасти на входе $\delta_1 = 3$ мм и выходе $\delta_2 = 3$ мм ([1] с.55).

10) Уточняю значения коэффициентов стеснения потока лопастями на входе в рабочее колесо и выходе из него по формулам

$$K'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1л}}} = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 3}{3,14 \cdot 80 \cdot \sin 15}} = 1,2999,$$

$$K'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{2л}}} = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 3}{3,14 \cdot 185 \cdot \sin 19,9}} = 1,08.$$

Определяю отклонения

$$\frac{|K'_1 - K_1| \cdot 100}{K_1} = \frac{|1,2999 - 1,3| \cdot 100}{1,3} = 0,008\% \leq 5\% ,$$

$$\frac{|K'_2 - K_2| \cdot 100}{K_2} = \frac{|1,08 - 1,1| \cdot 100}{1,1} = 1,82 \leq 5\% .$$

Условие выполняется, следовательно расчет верен.

11) Строю треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса (рисунок 6) для определения относительной и абсолютной скоростей на выходе, а также окружной составляющей абсолютной скорости.

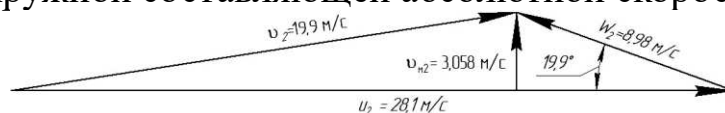


Рисунок 6 - Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса

2.6 Проектирование меридионального сечения рабочего колеса

Профилирование канала в меридиональном сечении ведется таким образом, чтобы получить плавное изменение меридиональной скорости от входа в рабочее колесо к выходу. Для упрощения выполнения профилирования необходимо задаюсь цилиндрической формой лопасти [1].

1) Разбиваю область между входным и выходным радиусами рабочего колеса на k частей, и нахожу изменение радиуса

$$\Delta R = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot k} = \frac{185 - 80}{2 \cdot 5} = 10,5 \text{ мм} = 0,0105 \text{ м.}$$

2) Определяю изменение меридиональной скорости по длине от входной до выходной кромок по формуле

$$\Delta v_M = \frac{v_{M2} - v_{M1}}{k} = \frac{3,058 - 3,614}{5} = -0,1112 \text{ м/с.}$$

3) Определяю изменение рабочего угла по формуле

$$\Delta \beta_{л} = \frac{\beta_{2л} - \beta_{1л}}{k} = \frac{19,9 - 15}{5} = 0,98^\circ.$$

4) Определяю угол охвата лопасти θ заполняя таблицу 4.

Таблица 4 - Результаты расчета при профилировании лопасти

ΔR , м	R_i , м	v_{Mi} , м/с	b_i , м	$\beta_{ил}$, град	$\text{tg}\beta_{ил}$	B_i	A	$\Delta\theta$ рад/град	θ рад/град
0	0,04	3,614	0,014	15			—	—	
0,0105	0,0505								
0,0105	0,061								
0,0105	0,0715								
0,0105	0,082								
0,0105	0,0925	3,058	0,007	19,9					

Расчет произведу с помощью следующих формул:

а) ширина рабочего канала

$$b_i = \frac{Q'}{2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot v_{Mi}}, \text{ м;}$$

б) промежуточные величины

$$B = \frac{1}{R_i \cdot \text{tg}\beta_{ил}}; \quad A = \frac{B_i + B_{i+1}}{2};$$

в) угол лопасти между соседними точками

$$\Delta\theta = A \cdot \Delta R;$$

г) угол охвата лопасти

$$\theta = \sum \Delta\theta.$$

Список литературы

1) Лопастные машины и передачи: Учебно-методическое пособие к курсовой работе по одноименной дисциплине для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения / авт.-сост. Ю.А. Андреев, Ю.В. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2016.- 73 с.

2) Д.Н. Андрианов, Л.И. Шульга. Центробежные насосы: Часть 2. Практическое руководство к практическим занятиям по курсу "Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика" для студентов машиностроительных специальностей - Гомель: УО ГГТУ им. П.О. Сухого, 2005. -47 с. (м/ук 3314).

3) Руководство по эксплуатации Н49.1118.00.00.000 РЭ. Насосы центробежные химические типа Х и агрегаты электронасосные на их основе. ОАО "ГМС Насосы".

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Задание	2
1 Гидравлический расчет трубопровода	4
1.1 Определение диаметров труб всасывающей и нагнетательной линии	4
1.2 Построение графика потребного напора	4
1.3 Регулирование работы центробежного насоса обточкой рабочего колеса	9
2 Расчет рабочего колеса центробежного насоса	10
2.1 Исходные данные для расчета	10
2.2 Описание модельного насоса	10
2.3 Дополнительные исходные данные для расчета рабочего колеса	12
2.4 Определение основных геометрических и кинематических параметров на входе в рабочее колесо	13
2.5 Определение основных геометрических и кинематических параметров на выходе из рабочего колеса	15
2.6 Проектирование меридионального сечения рабочего колеса	17
Список литературы.....	18