

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный университет»

Факультет МХТ

Кафедра «Машиностроение»

КУРСАВАЯ РАБОТА

Центробежный насос

Студент группы 7МАб-1

Х.И.Рахматов

Преподаватель

Т.А. Отряскина

2020

Содержание

Задание.....	3
Введение.....	4
1. Предварительный расчет центробежного насоса.....	5
2. Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей..	6
2.1 Первое приближение.....	6
2.2 Второе приближение.....	8
3. Профилирование каналов и лопаток рабочего колеса.....	10
3.1 Профилирование меридионального сечения рабочего колеса.....	10
3.2 Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам.....	13
4. Отводящее устройство.....	14
4.1 Расчет стиральной камеры круглого сечения.....	14
4.2 Расчет диффузора спиральной камеры.....	16
5. Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса.....	17
6. Уравновешивание гидравлической осевой силы.....	18
6.1 Определение основных характеристик разгрузочного отверстия.....	18
7. Расчет мощности на валу насоса.....	19
8. Расчет на прочность основных элементов центробежного насоса.....	19
8.1 Расчет вала.....	19
8.1.1 Расчет внешних нагрузок.....	19
8.1.2 Расчет статической прочности вала.....	22
8.1.3 Расчет вала на выносливость.....	24
8.1.4 Расчет вала на жесткость.....	26
8.2 Расчет шпоночного соединения.....	26
8.3 Расчет на прочность рабочего колеса.....	27
8.4 Расчет корпуса насоса.....	27
8.4.1 Расчет цилиндрической части насоса.....	27
8.5 Расчет для выбора муфты.....	28
8.6 Расчет для выбора подшипников вала рабочего колеса.....	28
9. Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса.....	29
Список использованной литературы	32

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный университет»

Факультет МХТ
Кафедра Машиностроение
Специальность (направление) Энерго-и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

ЗАДАНИЕ
на курсовой проект/работу

по курсу (дисциплине) Насосы и компрессоры

Выдано студенту Рахматов хушбах илхомиддинович

Тема курсового проекта/работы (распоряжение № ____ от «07» 02. 2020 г.)
_ Центробежный насос

Срок сдачи проекта/работы 25.05.2020

Исходные данные:

Вариант 33

Производительность насоса; $Q=6\text{л/с}$

Напор насоса; $H=100\text{м}; H=100/2=50\text{м}$

Частота вращения рабочего колеса; $n = 2900\text{мин}^{-1}$

Перечень вопросов, подлежащих разработке:

1 Содержание расчётно-пояснительной записки

Предварительный расчет центробежного насоса, Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей, Профилирование каналов и лопаток рабочего колеса, Отводящее устройство, Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса, Уравновешивание гидравлической осевой силы, Расчет мощности на валу насоса, Расчет на прочность основных элементов центробежного насоса, Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса

2 Перечень графического материала чертеж центробежного насоса:

					7МАБ1.2.33.00000ПЗ	Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Календарный план выполнения задания

Разделы курсового проекта/работы	Дата выполнения
Предварительный расчет центробежного насоса	07.02.2020
Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей	14.02.2020
Профилирование каналов и лопаток рабочего колеса	21.02.2020
Отводящее устройство	13.03.2020
Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса	19.03.2020
Уравновешивание гидравлической осевой силы	02.04.2020
Расчет мощности на валу насоса	09.04.2020
Расчет на прочность основных элементов центробежного насоса	16.04.2020
Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса	14.05.2020

Руководитель проекта, _____ (подпись) _____ (Ф.И.О.)
 должность, ученая степень _____ Т.А. Отряскина
 (кандидат технических наук, Доцент)

«_____» _____ 2020__ г.

Автор проекта, _____ (подпись) _____ Х.И. Рахматов
 студент группы ____7МАб-1_____ (Ф.И.О.)

«_____» _____ 2020__ г.

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин. Их применяют для различных целей, начиная от водоснабжения населения и предприятий и кончая подачей топлива в двигателях ракет.

Наибольшее распространение в народном хозяйстве получили лопастные насосы. Создаваемый ими напор достигает до 250 м вод. ст. и выше, а подача до 100000 м³/ч при работе на жидкостях и до 1000000 м³/ч при работе на газах.

В теплоэнергетических установках для питания котлов, подачи конденсата в систему регенеративного нагрева питательной воды, циркуляционной воды в конденсаторы турбин применяются центробежные насосы.

В атомной энергетике применяются центробежные насосы специальных конструкций обычного и герметичного исполнений.

					7МА61.2.33.00000ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							
Разраб.		Рахматов Х.И			Введение			Лит.	Лист	Листов	
Провер.		Отряскина Т.А								5	32
Реценз.								Кафедра М			
Н. Контр.											
Утв.		Сарилов М.Ю									

При уменьшение напор насоса, определяем, м

$$H/2=100/2=50_M$$

Определяем коэффициент быстроходности рабочего колеса

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}};$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2900 \cdot 0,006^{1/2}}{50^{3/4}} = 43,6$$

Определяем приведенный диаметр входа в рабочее колесо

$$D_{1np} = (4...4,5) \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{Q}{n}\right)^{1/3};$$

$$D_{1np} = 4,35 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{0,006}{2900} \right)^{1/3} = 55,4 \text{ mm}$$

Определим гидравлический КПД на расчетном режиме

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2};$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 55,4 - 0,172)^2} = 0,82.$$

Определяем объемный КПД (КПД подачи)

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0.66}};$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 43,6^{-0,66}} = 0,94.$$

Механический КПД η_m предварительно примем равным 0,96

Определяем полный КПД

$$\eta_H = \eta_\Gamma \cdot \eta_O \cdot \eta_M;$$

$$\eta_u = 0,82 \cdot 0,94 \cdot 0,96 = 0,73.$$

Определяем мощность потребляемую насосом

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta_{\mu}};$$

					7МАБ1.2.33.01000ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Предварительный расчет центробежного насоса			Лит.	Лист	Листов	
Разраб.		Рахматов Х.И									
Провер.		Отряскина Т.А								6	32
Реценз.								Кафедра М			
Н. Контр.											
Утв.		Сарилов М.Ю									

$$N = \frac{0,006 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 50}{0,73} = 4031,5 \text{ Вт}$$

Определяем максимальную мощность насоса при 10 %-ной перегрузке
(мощность электродвигателя с учетом 10 %-го запаса)

$$N_{\text{м}} = 1,1 \cdot N = 1,1 \cdot 4032 = 4432,2 \text{ Вт} \approx 4,5 \text{ кВт}$$

Определяем угловую скорость рабочего колеса

$$\omega = \frac{\pi \cdot d}{30} = \frac{\pi \cdot 2900}{30} = 304 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot d}{30} = \frac{\pi \cdot 2900}{30} = 304 \text{ с}^{-1}$$

Крутящий момент на валу насоса

$$M = \frac{N_{\text{м}}}{\omega} = \frac{4500}{304} = 14,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M = \frac{N_{\text{м}}}{\omega} = \frac{4500}{304} = 14,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Диаметр вала насоса

$$d_{\text{в}} = \left(\frac{M}{0,2 \cdot \tau_{\text{дон}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

где $\tau_{\text{дон}} = 35 \cdot 10^6$ - допускаемое напряжение на кручение стальных валов.

$$d_{\text{в}} = \left(\frac{14,8}{0,2 \cdot 35 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,012 = 12 \text{ мм}$$

По значению $d_{\text{в}} = 0,012 \text{ м}$ выбираем ближайший больший диаметр $d_{\text{в}}$ из стандартных рядов нормальных линейных размеров $d_{\text{в}} = 16 \text{ мм}$.

Определяем момент сопротивления при кручении с учетом шпоночного паза

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^3}{16} - \left[\frac{b \cdot t \cdot (d_{\text{в}} - t)^2}{2d_{\text{в}}} \right]$$

где: b - ширина шпоночного паза

t - глубина шпоночного паза

$$W_k = \frac{\pi \cdot 0,016^3}{16} - \left[\frac{0,006 \cdot 0,0035 \cdot (0,0125)^2}{0,032} \right] = 7,01301 \cdot 10^{-7}$$

					7МА61.2.33.00000ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Определяем касательное напряжение при кручении

$$\tau = \frac{M}{W_k} = \frac{14,8}{7,01301 \cdot 10^{-7}} = 2,1 \times 10^7 \text{ МПа}$$

$\tau < \tau_{доп}$ - условие прочности выполняется

Концевой диаметр втулки рабочего колеса

$$d_{вт} = (1,25 \dots 1,45) \cdot d_{\phi} = (1,25 \dots 1,45) \cdot 0,016 \approx 0,025 \text{ м}$$

Диаметр втулки (ступицы) рабочего колеса

$$L_{вт} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вт} = 1,5 \cdot 0,025 = 0,0375 \text{ м}$$

Расчетная производительность колеса насоса

$$Q_1' = \frac{Q}{\eta_o};$$

$$Q_1' = \frac{0,006}{0,94} = 0,0063 \text{ м}^3/\text{с}$$

					7МА61.2.33.00000ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

2.1 Первое приближение

Скорость входа потока в колесо

$$C_o = \alpha_o \cdot (Q_1' \cdot n^2)^{1/3}$$

где α_o - коэффициент, обычно находящийся в пределах 0,06...0,08

$$C_o = 0,06 \cdot (0,0063 \cdot 2900^2)^{1/3} = 2,25 \frac{м}{с}$$

Диаметр входа потока в колесо

$$D_o = \left[\frac{4 \cdot Q_1'}{\pi \cdot C_o} + d_{эм}^2 \right]^{1/2};$$

$$D_o = \left[\frac{4 \cdot 0,0063}{\pi \cdot 2,25} + 0,025^2 \right]^{1/2} = 0,065 м$$

Полученное значение D_o округляем до ближайшего значения, кратного 5; $D_o = 0,105 м$.

Уточненная скорость входа

$$C_o = \frac{4 \cdot Q_1'}{\pi \cdot (D_o^2 - d_{эм}^2)};$$

$$C_o = \frac{4 \cdot 0,0063}{\pi \cdot (0,065^2 - 0,025^2)} = 1,9 = 2 \text{ м/с}$$

Радиус средней точки входной кромки лопатки

$$R_1 = \frac{0,8 \cdot D_o}{2};$$

$$R_1 = \frac{0,8 \cdot 0,065}{2} = 0,026 м$$

Расчетную величину R_1 приводим к ближайшему большему значению R_1 из стандартных нормальных линейных размеров; $R_1 = 0,026 м$.

Меридиональную составляющую абсолютной скорости потока C_{m1}' до

стеснения сечения лопатками принимаем равной скорости входа C_o ;

7МА61.2.33.02000ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Определение элементов входного и выходного треугольников скоростей		
Разраб.	Рахматов Х.И						
Провер.	Отряскина Т.А				Лит.	Лист	Листов
Реценз.						9	32
Н. Контр.					Кафедра М		
Утв.	Сарилов М.Ю						

$$C'_{m1} = C_o = 2 \frac{M}{c}.$$

Ширина входного канала в меридиональном сечении

$$b_1 = \frac{Q'_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot C'_{m1}} = \frac{0,0063}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,026 \cdot 2} = 0,019 м$$

Коэффициент стеснения сечения лопатками на входе в колесо принимаем в первом приближении равным $K_1 = 1,15$.

Меридиональная составляющая абсолютной скорости при поступлении на лопатку с учетом стеснения сечения

$$C_{m1} = K_1 \cdot C'_{m1} = 1,15 \cdot 2 = 2,3 \frac{M}{c}$$

Окружная (переносная) скорость при входе в колесо

$$U_1 = \omega \cdot R_1 = 304 \cdot 0,026 = 7,9 = 8 \frac{M}{c}$$

Угол безударного входа потока на лопасти при $C_{1r} = C_{m1}$

$$\beta'_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{U_1} = \arctg \frac{0,65}{8} = 18^\circ 6'$$

Принимая $\beta_1 = 37^\circ$, имеем $\Delta\beta = \beta_1 - \beta'_1 = 32^\circ - 18^\circ 6' = 18^\circ 24'$

Теоретический напор колеса

$$H_T = \frac{H_1}{\eta_T} = \frac{50}{0,82} = 60,9 = 61 м$$

Окружная скорость при выходе из колеса в первом приближении

$$U_2 = \left(\frac{g \cdot H_T}{K_{u2}} \right)^{1/2}$$

где K_{u2} - коэффициент

$$U_2 = \left(\frac{10 \cdot 61}{0,5} \right)^{1/2} = 35 \frac{M}{c}$$

Наружный радиус колеса

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{35}{304} = 0,11 м$$

Меридиональная составляющая скорости потока при выходе из колеса без учета стеснения сечения (принимая $K_o = 0,8$)

$$C_{m2} = K_o \cdot C'_{m1} = 0,8 \cdot 2 = 1,6 \frac{M}{c}$$

					7МАБ1.2.33.00000ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Коэффициент стеснения сечения лопатками на выходе из колеса (в первом приближении) $K_2 = 1,1$

Коэффициент отношения относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

$$K_w = \frac{W_1}{W_2} = 1,1$$

Угол выхода лопатки

$$\beta_2 = \arcsin \left[K_w \cdot K_o \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \sin \beta_1 \right];$$
$$\beta_2 = \arcsin \left[1,1 \cdot 0,8 \cdot \frac{1,1}{1,15} \cdot \sin 32^\circ \right] = 26^\circ$$

Оптимальное число лопаток

$$Z = 6,5 \cdot \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2};$$
$$Z = 6,5 \cdot \frac{0,16 + 0,026}{0,16 - 0,026} \cdot \sin \frac{32^\circ + 26^\circ}{2} \approx 5.$$

Поправочный коэффициент на влияние конечного числа лопаток на напор

$$P = \frac{2 \cdot \gamma}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2}$$

где γ - коэффициент зависящий от шероховатости и поверхности проточной части рабочего колеса

$$\gamma = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2;$$
$$\gamma = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin 26^\circ = 0,9$$
$$P = \frac{2 \cdot 0,9}{5} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,026}{0,16} \right)^2} = 0,44$$

Расчетный напор, создаваемый при бесконечно большом числе лопаток колеса

$$H_\infty = (1 + P) \cdot H_T;$$
$$H_\infty = (1 + 0,44) \cdot 61 = 87,8 = 88 \text{ м}$$

Меридиональная составляющая скорости потока с учетом стеснения сечения телом лопаток при выходе

$$C_{m2} = K_2 \cdot C_{m2};$$

$$C_{m2} = 1,1 \cdot 1,6 = 1,76 \text{ м/с}$$

2.2 Второе приближение

Окружная скорость на выходе из колеса

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \left[\left(\frac{C_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_\infty \right]^{1/2};$$

$$U_2 = \frac{1,76}{2 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ} + \left[\left(\frac{1,76}{2 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ} \right)^2 + 10 \cdot 88 \right]^{1/2} = 31,5 = 32 \text{ м/с}$$

Наружные радиус и диаметр колеса

$$R_2 = \frac{U_2}{\omega} = \frac{32}{304} = 0,105 \text{ м}$$

$$D_2 = 2 \cdot R_2 = 2 \cdot 0,105 = 0,21 \text{ м}$$

Соотношение размеров колес

$$\frac{D_2}{D_o} = \frac{0,21}{0,65} = 3,2$$

Ширина канала колеса на выходе

$$b_2 = \frac{Q_1'}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{m2}};$$

$$b_2 = \frac{0,0063}{3,14 \cdot 0,21 \cdot 1,6} = 0,005 \text{ м}$$

Шаг лопаток на входе t_1 и выходе t_2 межлопаточного канала

$$t_i = \frac{\pi \cdot D_i}{Z};$$

$$t_1 = \frac{\pi \cdot 0,052}{5} = 0,032 \text{ м};$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot 0,22}{5} = 0,13 \text{ м}.$$

Толщина лопатки, измеренная по окружности диаметра D_1

$$\sigma_1 = t_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1} \right);$$

$$\sigma_1 = 0,032 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,15} \right) = 0,004 \text{ м}$$

по окружности диаметра D_2

					7МАБ1.2.33.00000ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

$$\sigma_2 = t_2 \cdot \left(1 - \frac{1}{K_2}\right);$$

$$\sigma_2 = 0,13 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,1}\right) = 0,0118_m$$

Нормальная толщина лопатки на входе жидкости в колесо

$$\delta_1 = \sigma_1 \cdot \sin \beta_1;$$

$$\delta_1 = 0,004 \cdot \sin 32^\circ = 0,002_m = 2_{мм}$$

на выходе жидкости из колеса

$$\delta_2 = \sigma_2 \cdot \sin \beta_2;$$

$$\delta_2 = 0,018 \cdot 0,438 = 0,005_m = 5_{мм}$$

Проверяем коэффициенты стеснения телом лопаток на входе и выходе из рабочего колеса

$$K_i = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot \delta_i}{\pi \cdot D_i \cdot \sin \beta_i}};$$

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,052 \cdot 0,529}} = 1,13$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 0,0052}{3,14 \cdot 0,21 \cdot 0,438}} = 1,09$$

Так как U_2, K_1, K_2 вычисленные во втором приближении, совпадают с их значениями в первом приближении с погрешностью менее 5 %, то эти величины принимаем за окончательные и рассчитываем относительные скорости на входе и выходе из колеса

$$W_i = \frac{K_i \cdot C'_{mi}}{\sin \beta_i};$$

$$W_1 = \frac{1,15 \cdot 2}{0,529} = 4,34_m / c$$

$$W_2 = \frac{1,1 \cdot 1,6}{0,438} = 4,01_m / c$$

На основании полученных данных строим входной и выходной треугольники скоростей.

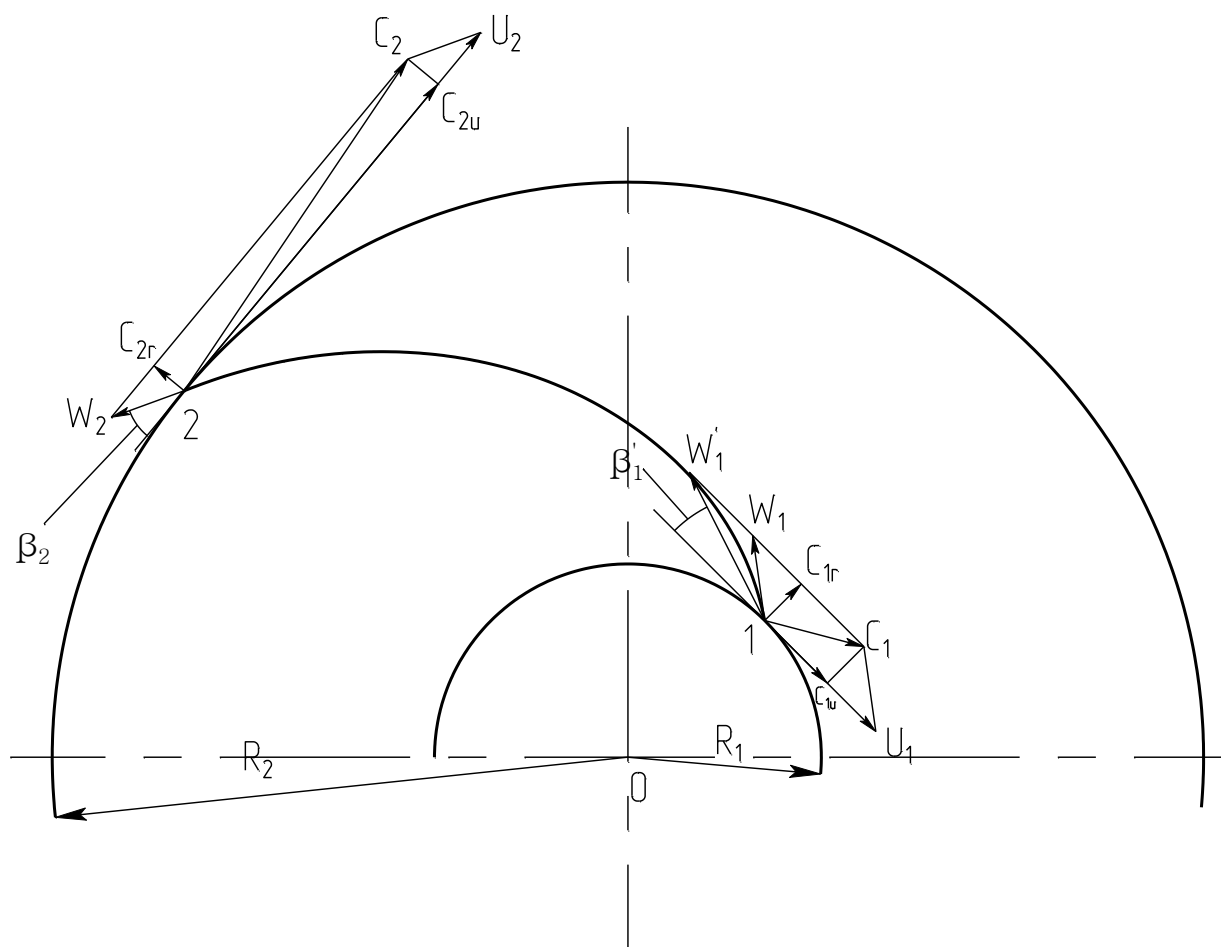


Рисунок 1 – Треугольники скоростей

3.1 Профилирование меридионального сечения рабочего колеса

Зададимся линейным законом меридиональной C'_{mi} и относительной W_i скоростей по длине межлопаточного канала.

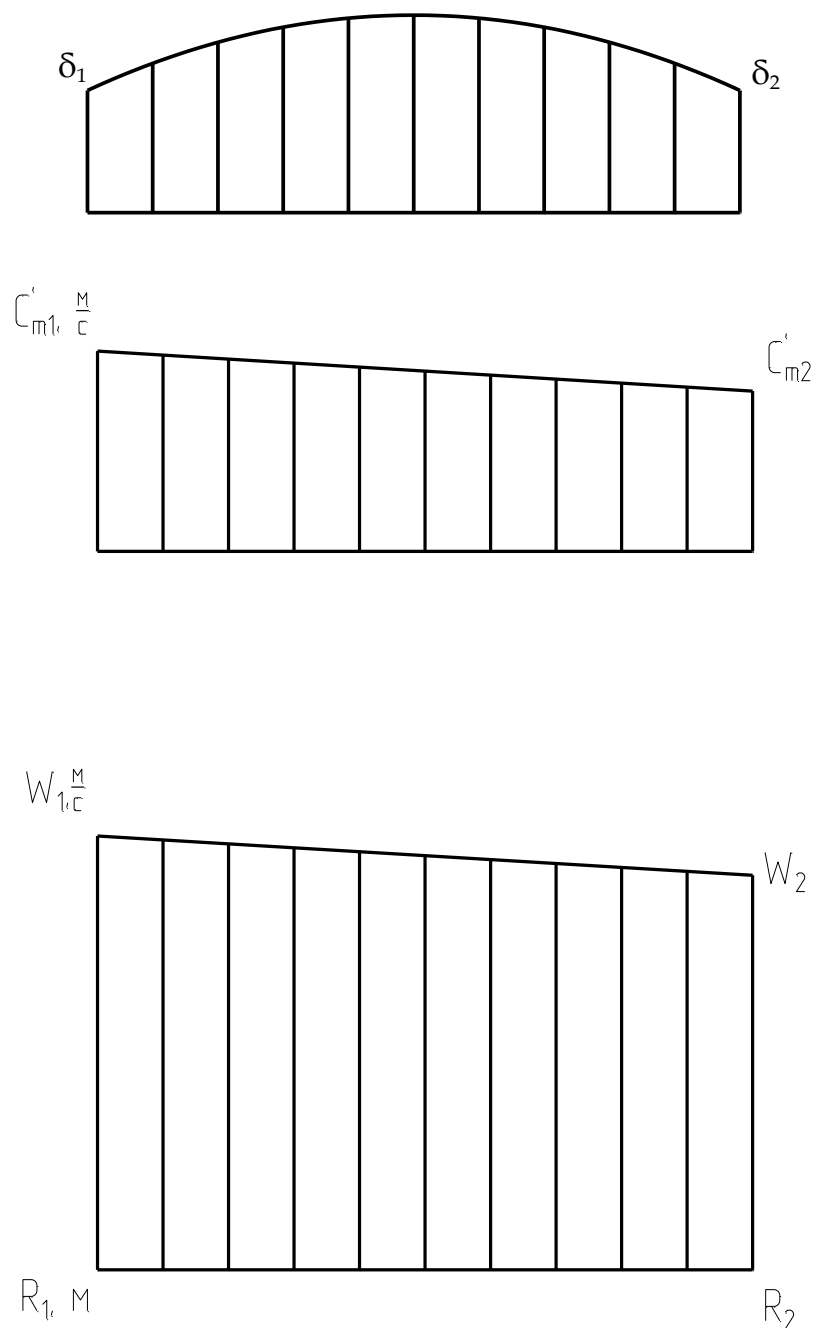


Рисунок 2 – Графики характера изменения C'_{m1}, W_1, δ_1 между радиусами R_1, R_2

Значение ширины канала в функции от радиуса

$$b_i = \frac{Q'_1}{2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot C'_{mi}}$$

Профилирование проведем в табличной форме

					7МАБ1.2.33.00000ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Таблица 1 – Расчет ширины канала по радиусу колеса

R, м	$C'_m, \frac{м}{с}$	$b_i, м$	W, м/с	$\delta, м$
0,026	2	0,019	4,34	0,002
0,0365	1,95	0,014	4,29785	0,002375
0,047	1,9	0,011	4,2575	0,00275
0,0575	1,85	0,009	4,21625	0,003125
0,068	1,8	0,008	4,175	0,0035
0,0785	1,75	0,007	4,13375	0,003875
0,089	1,7	0,006	4,0925	0,00425
0,0995	1,65	0,006	4,05125	0,004625
0,11	1,6	0,005	4,01	0,005

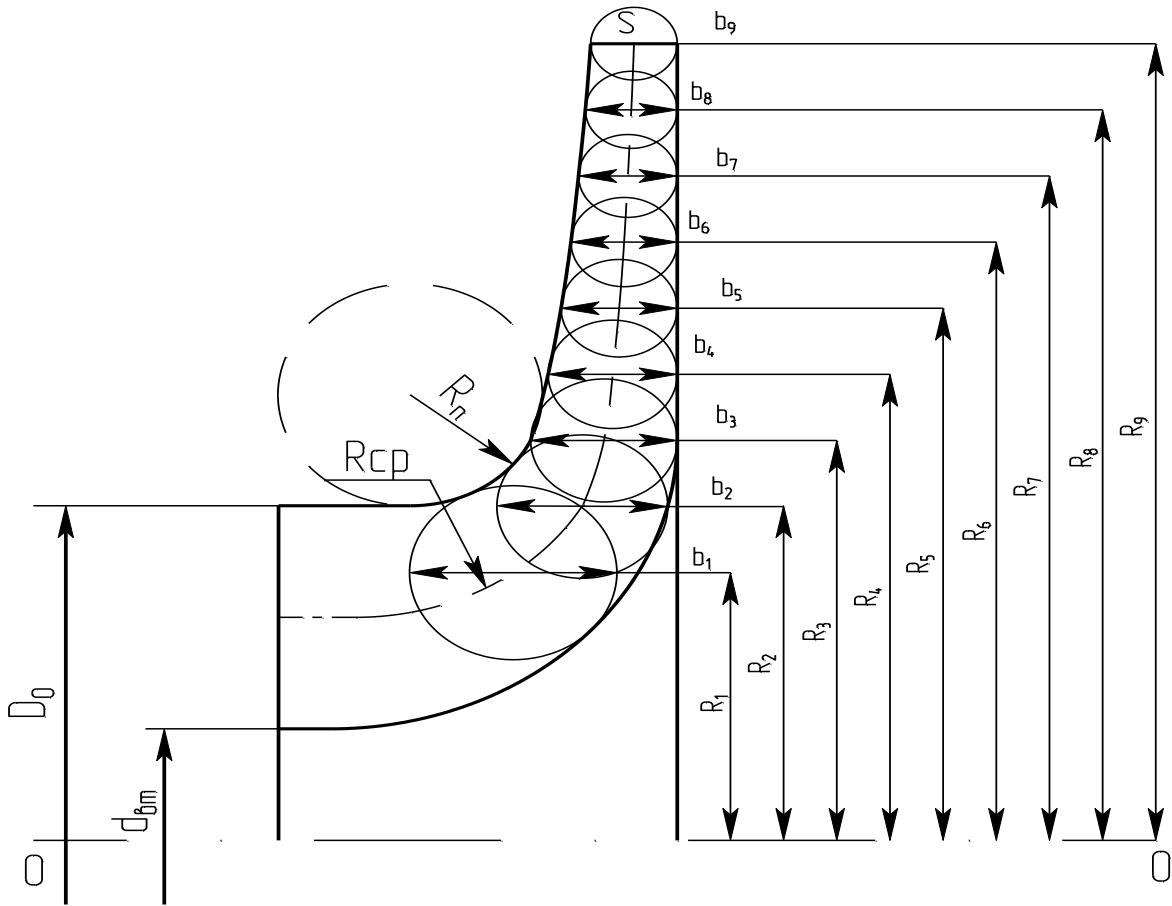


Рисунок 3 – Профиль рабочего колеса

3.2 Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам

Значения $C'_{mi}, W_i, R_i, \delta_i, Z$ являющиеся исходными данными, берем из предыдущих расчетов размеров рабочего колеса и профилирования его меридионального сечения.

Шаг лопатки

$$t_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_i}{Z_i}$$

Промежуточные значения угла наклона лопатки

$$\beta_i = \arcsin \left(\frac{C'_{mi}}{W_i} + \frac{\delta_i}{t_i} \right)$$

Приращение центрального угла

$$\Delta\varphi_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R_i$$

где ΔR_i - приращение радиуса;

$B_i + B_{i+1}$ - значение подинтегральной функции в начале и в конце рассматриваемого участка;

$$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i}$$

Суммарное значение центрального угла обхвата φ_k

$$\varphi_k = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R_i$$

Профилирование проведем в табличной форме

Таблица 2 – Расчет координат профиля лопатки

Расчетная величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R, м	0,026	0,0365	0,047	0,0575	0,068	0,0785	0,089	0,0995	0,11
t_i , м	0,032	0,045	0,059	0,072	0,085	0,098	0,111	0,124	0,13
$\frac{\delta_i}{t_i}$, м	0,0625	0,083	0,046	0,043	0,041	0,039	0,038	0,037	0,038
$\frac{C'_{mi}}{W_i}$	0,46	0,45	0,44	0,43	0,43	0,42	0,41	0,4	0,39
β_i , град	31,30	32,12	29,4	28,13	28,5	27,19	26,36	25,54	25,20
$\operatorname{tg} \beta_i$	0,6	0,62	0,554	0,53	0,53	0,509	0,487	0,466	0,466
B_i	64,1	45,3	38,4	32,8	27,7	25,02	23,07	21,56	19,5
$\Delta\varphi_i$, рад	0	54,7	96,55	132,15	162,4	188,76	213	235,3	256
φ_k , град	0	3134,31	5532,3	7572,1	9305,52	10816	12205	13482,69	14669

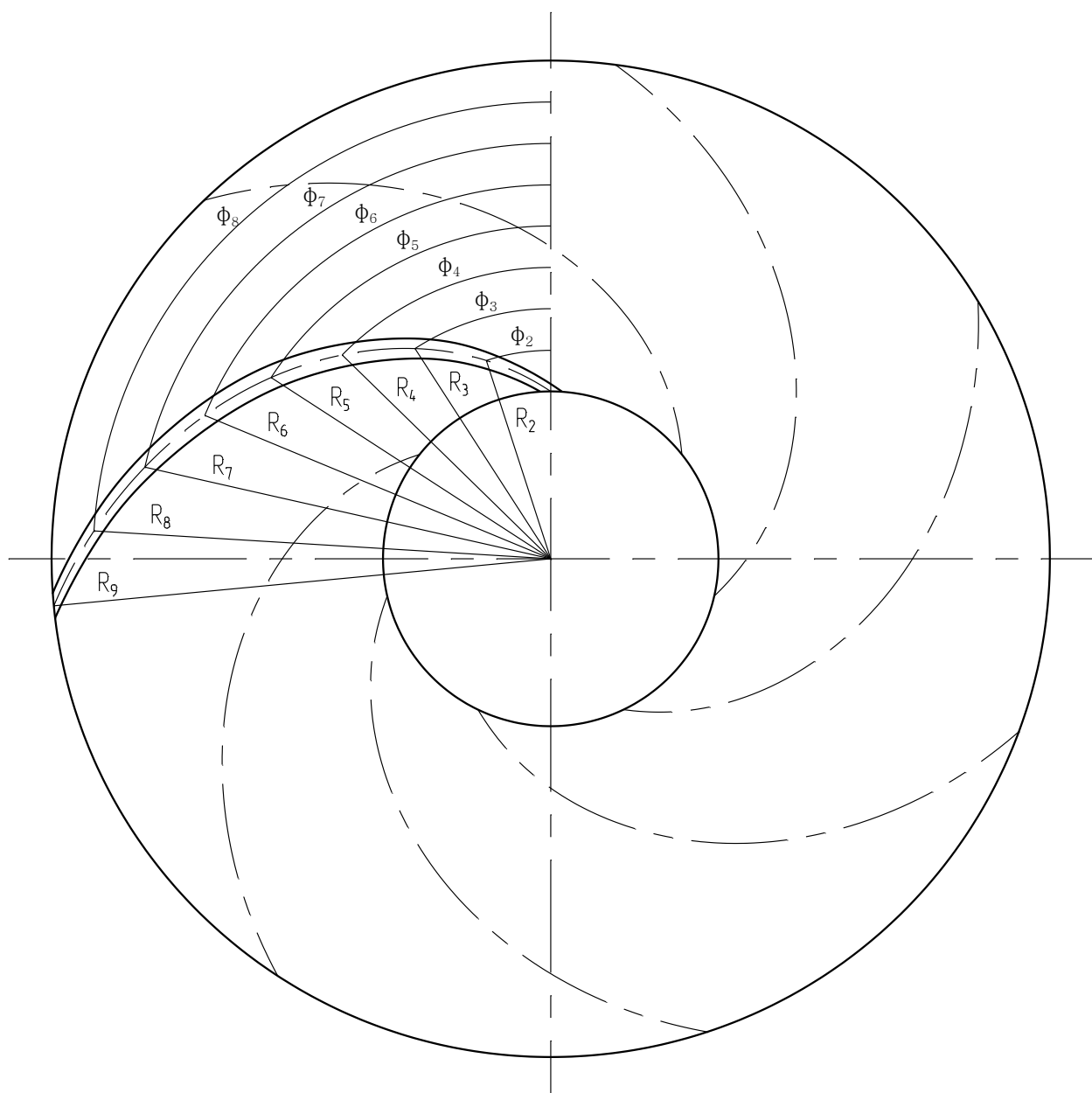


Рисунок 4 – Профилирование лопаток рабочего колеса по точкам

4.1 Расчет спиральной камеры круглого сечения.

Исходные данные R_2, b_3, H_T, Q_1', n берутся из примеров расчета размеров рабочего колеса, профилирования меридионального сечения и лопаток рабочего колеса.

Радиус контрольной цилиндрической поверхности

$$R_3 = (1,02 \dots 1,05) \cdot R_2;$$

$$R_3 = 1,045 \cdot 0,11 = 0,11495 \text{ м}$$

Ширина входа в спираль с учетом осевого перемещения рабочего колеса

$$b_3 = b_2 + 0,1 \cdot R_2;$$

$$b_3 = 0,005 + 0,1 \cdot 0,11 = 0,016 \text{ м}$$

Вспомогательный коэффициент

$$K = \frac{212000 \cdot H_T}{n \cdot Q_1'};$$

$$K = \frac{212000 \cdot 61}{2900 \cdot 0,0063} = 707827,03.$$

Радиусы круглых сечений спиральной камеры, м

$$\rho_i = \frac{\varphi_i}{K} + \sqrt{2 \cdot \frac{\varphi_i}{K} \cdot R_3}$$

Расстояние от оси колеса до оси спиральной камеры, м

$$R_{ai} = R_3 + \rho_i$$

Расстояние от оси колеса до наружной стенки спиральной камеры, м

$$R_{ci} = R_{ai} + \rho_i$$

Профилирование проведем в табличной форме

					7МАБ1.2.33.03000ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Отводящие устройства.			Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Рахматов Х.И								
Провер.		Отряскина Т.А							19	32
Реценз.								Кафедра М		
Н. Контр.										
Утв.		Сарилов М.Ю								

Таблица – 3 Расчет характеристик круглых сечений спиральной камеры

$\varphi_i, \text{град}$	$\frac{\varphi_i}{K}$	$\sqrt{2 \cdot \frac{\varphi_i}{K} \cdot R_3}$	ρ_i	$R_{ai} = R_3 + \rho_i$	$R_{ci} = R_{ai} + \rho$
45	6,35745	0,00382307	0,003	0,11795	0,12
90	0,00012715	0,00540664	0,005	0,11995	0,124
135	0,000190725	0,00662175	0,006	0,12095	0,126
180	0,000254299	0,00764614	0,007	0,12195	0,128
225	0,000317874	0,00854864	0,008	0,12295	0,13
270	0,000381449	0,00936457	0,009	0,12395	0,132
315	0,000445024	0,0101149	0,01	0,12495	0,13495
360	0,000508599	0,0108133	0,01	0,12495	0,13495

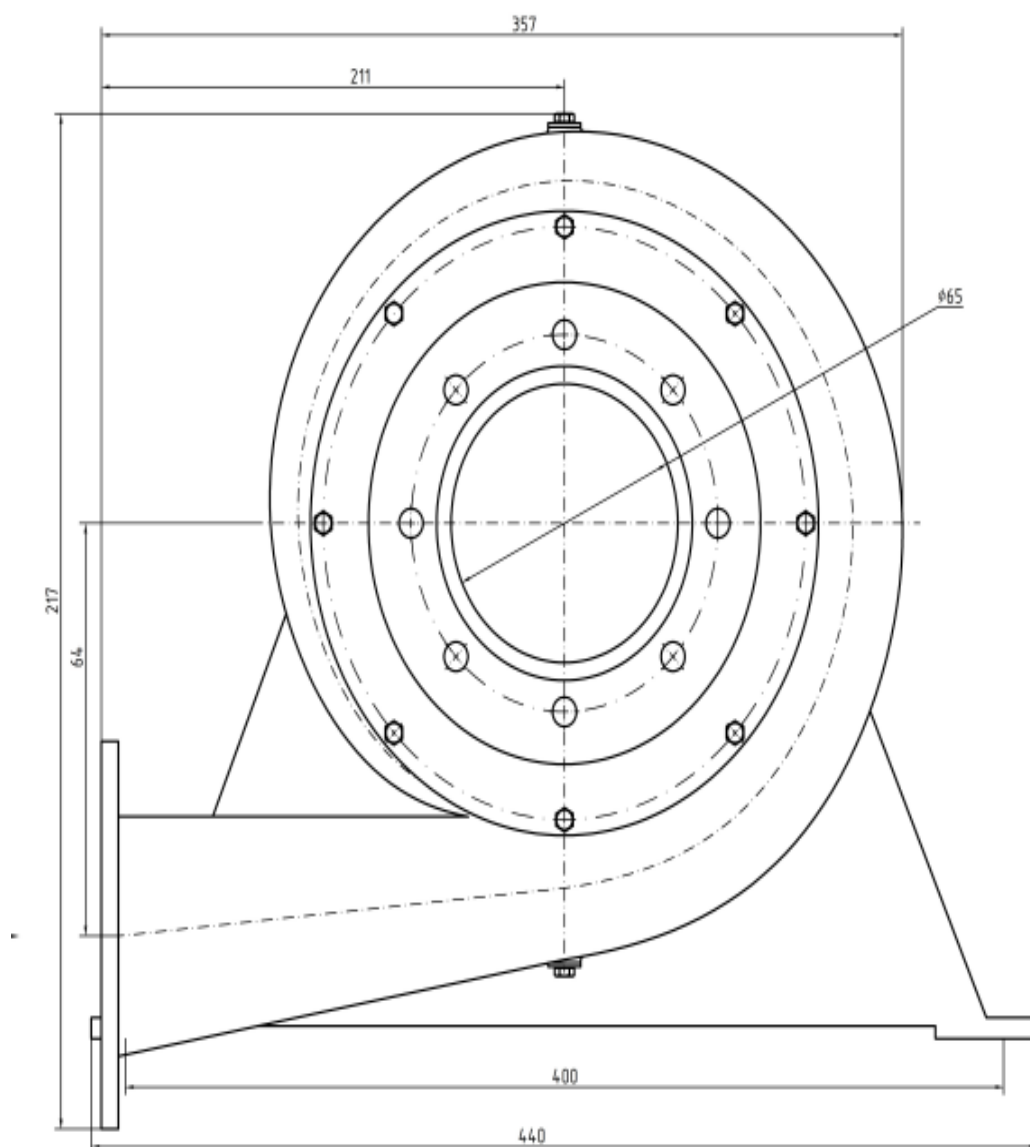


Рисунок 5 – Построение спиральной камеры круглого сечения

4.2 Расчет диффузора спиральной камеры

Диаметр нагнетательного трубопровода насосной установки

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot V}}$$

где $V = 3 \dots 5$ – скорость жидкости в трубопроводе, $м \cdot с^{-1}$.

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,026}{\pi \cdot 4}} = 0,044 м.$$

По значению $d_{mp} = 0,09$ м выбираем ближайший больший диаметр d_{mp} из стандартных размеров трубопровода из нержавеющей стали $d_{mp} = 90$ мм.

Длина диффузора

$$l = \frac{\sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot (\sqrt{F_{mp}} - \sqrt{F_{360}})}{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}$$

где $F_{mp} = \frac{\pi \cdot d_{mp}^2}{4}$ – площадь поперечного сечения трубопровода

$F_{360} = \frac{\pi \cdot (2 \cdot \rho_8)^2}{4}$ – площадь поперечного сечения спиральной камеры

$\theta = 8 \dots 12^\circ$ – угол раскрытия

$$F_{mp} = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 0,00151976 м$$

$$F_{360} = \frac{\pi \cdot (2 \cdot 0,020)^2}{4} = 0,00126 м$$

$$l = \frac{\sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot (\sqrt{0,00151976} - \sqrt{0,00126})}{\operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 0,004 м$$

Определяем размеры уплотнения

Принимаем величину радиального зазора $b=0,00035$ м

Определяем коэффициент расхода жидкости при истечении через щель уплотнения

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot b} + 1,5}}$$

где λ - коэффициент, учитывающий трение жидкости о стенки щели

$$\lambda = 0,04 \dots 0,06$$

l - длина щели, м

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,06 \cdot 0,020}{2 \cdot 0,00035} + 1,5}} = 0,5139$$

Определяем перепад напора на концах уплотнения рабочего колеса со стороны входа при нормальном состоянии уплотнения, м

$$\Delta H = H_{\text{III}} - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot (R_2^2 - R_y^2)$$

где H_{III} - потенциальный напор рабочего колеса, м

R_2 - наружный радиус колеса, м

R_y - наружный радиус уплотнительного кольца, м

$$R_y = R_o + (0,007 \dots 0,1);$$

$$R_y = 0,0375 + 0,008 = 0,0455 \text{ м}$$

$$H_{\text{III}} = K_p \cdot H_T$$

где K_p - коэффициент реактивности

$$K_p = 1 - \frac{g \cdot H_T}{2 \cdot u_2^2}$$

где u_2 - окружная скорость при выходе из колеса, м/с

					7МАБ1.2.33.03000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Рахматов Х.И				Расчет объемных потерь в уплотнениях насоса	Лит.	Лист
Провер.	Отряскина Т.А						22
Реценз.							32
Н. Контр.						Кафедра М	
Утв.	Сарилов М.Ю						

$$K_p = 1 - \frac{10 \cdot 61}{2 \cdot 32^2} = 0,7$$

$$H_{III} = 0,7 \cdot 61 = 42,7 \text{ м}$$

$$\Delta H = 65,17 - \frac{304^2}{8 \cdot 9,81} \cdot (0,125^2 - 0,0455^2) = 30,8 = 31 \text{ м}$$

Определяем расход жидкости через кольцевое отверстие уплотнения

$$Q_{15} = \mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H}$$

$$Q_{15} = 0,5139 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0455 \cdot 0,00035 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 31} = 0,0012 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определяем величину протечек через сальники и дренаж сальников

$$Q_{np2} = (0,015 \dots 0,025) \cdot Q;$$

$$Q_{np2} = 0,015 \cdot 0,006 = 0,00009 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определяем объемные потери насоса

$$Q_{np} = Q_{15} + Q_{np2};$$

$$Q_{np} = 0,0012 + 0,00009 = 0,00129 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определяем объемный КПД насоса

$$\eta_o = \frac{Q - Q_{np}}{Q}$$

$$\eta_o = \frac{0,006 - 0,00129}{0,006} = 0,785$$

Полученное значение η_o совпадает с его величиной, определенной в гидравлическом расчете с погрешностью менее 10 %.

6.1 Определение основных характеристик разгрузочного отверстия

Протечки через разгрузочные отверстия в первом приближении принимаются равными протечкам через уплотнение

$$Q_{\text{Soom}} = Q_{1S} = 0,0012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Скорость жидкости в разгрузочном отверстии принимается равной скорости потока на входе в рабочее колесо

$$C_{\text{омс}} = C_o = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Диаметр разгрузочного отверстия

$$D_{\text{омс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{Soom}}}{\pi \cdot z_{\text{омс}} \cdot C_{\text{омс}}}};$$

$$D_{\text{омс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0027}{3,14 \cdot 5 \cdot 2}} = 0,012 \text{ м}$$

6.2 Расчет мощности на валу центробежного насоса

Определяем механические потери в насосе

$$N_M = k \cdot N_{M1}$$

где N_{M1} - потери мощности на трение наружной поверхности колеса с жидкостью.

$k = 1,08 \dots 1,1$ - коэффициент, учитывающий дополнительные потери на трение в подшипниках и сальниках.

$$N_{M1} = N_o + N_{\text{ц}}$$

где N_o - потери мощности на трение боковых поверхностей дисков.

$N_{\text{ц}}$ - потери мощности на трение цилиндрической части обода.

					7МАБ1.2.33.03000ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Рахматов Х.И			Уравновешивание гидравлической осевой силы.	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Отряскина Т.А					24	32
Реценз.						Кафедра М		
Н. Контр.								
Утв.		Сарилов М.Ю						

$$N_o = 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot u_2^3 \cdot D_2^2;$$

$$N_o = 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot 32^3 \cdot 0,21^2 = 0,016 Bm$$

$$N_{\text{ц}} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[4]{Re}} \cdot \rho \cdot b \cdot \omega^3 \cdot R_2^4$$

где $Re = 7 \cdot 10^6$ - число Рейнольдса

b- ширина цилиндрической поверхности обода.

$$N_{\text{ц}} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[4]{7 \cdot 10^6}} \cdot 1000 \cdot 0,005 \cdot 304^3 \cdot 0,11^4 = 0,24 Bm$$

$$N_{M1} = 1,1 + 0,256 = 0,28 Bm$$

$$N_M = 0,016 \cdot 0,24 = 0,256 Bm$$

Подводимая к насосу мощность

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{10^3 \cdot \eta_o \cdot \eta_r} + N_M;$$

$$N = \frac{0,006 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 50}{10^3 \cdot 0,94 \cdot 0,82} + 0,00028 = 3,8145 Bm$$

Принимаем трехфазный асинхронный двигатель 4AM132S4Y3

ТУ 16-525.564-84 мощностью 30 кВт; частотой вращения 2900 об/мин

Механический КПД насоса

$$\eta_M = 1 - \frac{N_{M1}}{N};$$

$$\eta_M = 1 - \frac{0,256}{3,8145} = 0,93$$

7.1 Расчет вала

Определяем осевое усилие:

$$P_{oc} = P_{oc1} + P_{oc2} - P_{oc3}$$

где P_{oc} - осевое усилие, Н;

P_{oc1} - сила действующая на диск колеса, Н;

P_{oc2} - сила, действующая на торец вала, Н;

P_{oc3} - сила, обусловленная давлением потока всасываемой жидкости на колесо.

$$P_{oc1} = g \cdot \rho \cdot H \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - d_6^2);$$

$$P_{oc1} = 9,81 \cdot 1000 \cdot 50 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,21^2 - 16^2) = 3436,911H$$

$$P_{oc2} = g \cdot \rho \cdot H_{\epsilon}^{\max} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_6^2$$

где $H_{\epsilon}^{\max}$ - максимальная вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\epsilon}^{\max} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} - \varphi \cdot \Delta h_{кр}$$

где $p_a = 101 \cdot 10^3$ - атмосферное давление, Па;

$\varphi = 1,15 \dots 1,3$ – коэффициент запаса;

$\Delta h_{кр}$ - критический кавитационный запас.

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}$$

где $c=675$ – кавитационный коэффициент быстроходности.

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{2900 \cdot \sqrt{0,025}}{675} \right)^{\frac{4}{3}} = 2,3м$$

$$H_{\epsilon}^{\max} = \frac{101 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} - 1,2 \cdot 2,3 = 7,5м$$

$$P_{oc2} = 9,81 \cdot 1000 \cdot 7,5 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 16^2 = 14770560H$$

$$P_{oc3} = g \cdot \rho \cdot C_0;$$

$$P_{oc3} = 9,81 \cdot 1000 \cdot 2 = 19600H$$

$$P_{oc} = 98453436,9 + 14770560 - 19600 = 113204397H$$

Определяем радиальное усилие

					7МА61.2.33.03000ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Рахматов Х.И				Расчет основных элементов центробежного насоса	Лит.	Лист
Провер.	Отряскина Т.А						26
Реценз.							32
Н. Контр.						Кафедра М	
Утв.	Сарилов М.Ю						

$$P_{pad} = \rho \cdot g \cdot H \cdot k \cdot D_2 \cdot b_2'$$

где $k=0,36$ – коэффициент для максимального значения радиальной силы;

b_2' - ширина колеса на выходе.

$$b_2' = b_2 + \delta_1 + \delta_2$$

где b_2 - ширина лопатки на выходе;

δ_1, δ_2 - толщина дисков колеса м.

$$b_2' = 0,005 + 0,005 + 0,005 = 0,015 \text{ м}$$

$$P_{pad} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 50 \cdot 0,36 \cdot 0,21 \cdot 0,015 = 555,66 \text{ Н}$$

Определяем усилие от массы рабочего колеса

$$P_k = \rho \cdot g \cdot V_k$$

где ρ - плотность материала рабочего колеса, для бронзы – 8700 кг/м³

V_k - объем материала рабочего колеса м³.

$$V_k = V_{k1} + V_{k2} + V_{k3} + V_{k4} - V_{k5}$$

где V_{k1} - объем, описанный ступицей, м³

$$V_{k1} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{cm}^2 \cdot b_{cm} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,025^2 \cdot 0,0375 = 1,83984 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

V_{k2} - объем диска колеса, м³.

$$V_{k2} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_{cm}^2) \cdot \delta_1 = \frac{3,14}{4} \cdot (0,21^2 - 0,025^2) \cdot 0,005 = 0,00017 \text{ м}^3$$

V_{k3} - объем покровного диска, м³

$$V_{k3} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) \cdot \delta_2 \cdot k$$

где k – коэффициент, учитывающий конусность покровного диска

$$k = \frac{1}{\cos \alpha}$$

$$\alpha = \arctg \frac{b_1 - b_2}{D_1 - D_2};$$

$$\alpha = \arctg \frac{0,019 - 0,005}{0,21 - 0,052} = 4,8^\circ$$

$$k = \frac{1}{\cos 5,5^\circ} = 1,004$$

$$V_{k3} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,21^2 - 0,052^2) \cdot 0,005 \cdot 1,004 = 0,0016 \text{ м}^3$$

V_{k4} - объем лопаток рабочего колеса, м³

					7МАБ1.2.33.00000ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

$$V_{k4} \approx \frac{(b_1 + b_2) \cdot (D_2 - D_1) \cdot Z \cdot \delta_3}{4 \cdot \sin \beta_1}$$

где δ_3 - толщина лопатки, принимаемая равной 0,8 от толщины диска колеса.

$$V_{k4} \approx \frac{(0,019 + 0,005) \cdot (0,22 - 0,052) \cdot 5 \cdot 0,004}{4 \cdot \sin 32^\circ} = 2,09075 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

V_{k5} - объем посадочного отверстия, м^3

$$V_{k5} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{с}}^2 \cdot b_{\text{с}} = \frac{3,14}{4} \cdot 0,016^2 \cdot 0,0375 = 0,000471 \text{ м}^3$$

$$V_k = 1,833984 \times 10^{-5} + 0,00017 + 0,00016 + 2,09074 \times 10^{-5} + 0,000471 = 0,00084 \text{ м}^3$$

$$P_k = 8700 \cdot 9,81 \cdot 0,00084 = 34,335 \text{ Н}$$

Определяем усилие от массы полумуфты

$$P_m = g \cdot m$$

где m – масса полумуфты, кг

$$P_m = 9,81 \cdot 3,5 = 34,335 \text{ Н}$$

Т.к. масса рабочего колеса менее 10 кг ($m_p = \rho \cdot V_k = 8700 \cdot 0,00084 \approx 7 \text{ кг}$) и частота вращения до 3000 об/мин то влиянием остаточной динамической неуравновешенностью и величиной M_y можно пренебречь и не вводить в дальнейший расчет.

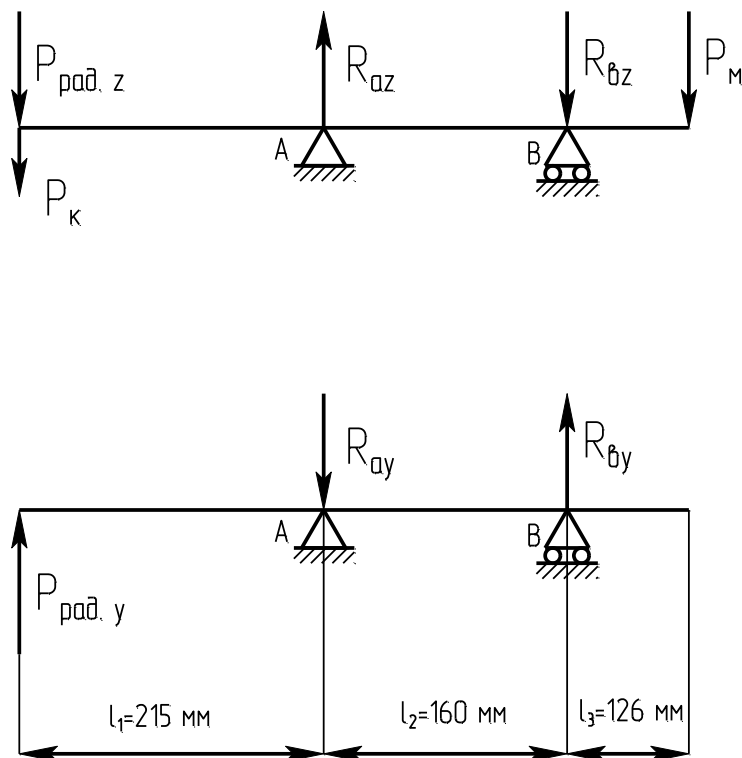


Рисунок – 6 Расчетная схема вала консольного насоса

l_1 – длина участка вала под рабочее колесо и уплотнения, определяется графически как суммы длины втулки колеса, длина уплотнения и корпусные зазоры.

l_2 – длина участка вала под подшипники, определяется графически как суммы ширины двух подшипников, длина промежуточного расстояния между подшипниками и корпусные зазоры.

l_3 – длина участка вала под полумуфту, определяется графически как суммы длины полумуфты и корпусные зазоры.

7.2 Расчет рабочего колеса

Определяем максимальное напряжение в диске колеса

$$\sigma_{\max} = \rho_{\text{м}} \cdot \omega^2 \cdot R_2^2;$$

$$\sigma_{\max} = 8700 \cdot 304^2 \cdot 0,11^2 = 97,28 \text{Па}$$

Определяем допустимые напряжения

$$[\sigma] = \varepsilon \cdot \sigma_{\text{с}}$$

где ε - коэффициент, учитывающий влияние характерных размеров диска колеса.

$\sigma_{\text{с}} = 206 \text{ МПа}$ - предел прочности материала.

$$[\sigma] = 1 \cdot 206 = 206 \text{ МПа}$$

Определяем коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} = \frac{206}{12,56} \approx 16,4$$

Определяем выполнимость условия прочности

$$n \geq n_T$$

где n_T - минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности.

$$n_T = 3 \dots 4$$

Условие прочности выполняется.

7.3 Расчет корпуса насоса

Определяем меридиональное напряжение

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot R}{2 \cdot \delta}$$

где P – избыточное давление внутри корпуса насоса, Па;

R – внутренний радиус корпуса, м;

δ - толщина стенки корпуса, м.

$$\sigma_1 = \frac{25 \cdot 10^4 \cdot 0,116}{2 \cdot 0,01} = 1,45 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Определяем окружное напряжение

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot R}{\delta};$$

$$\sigma_2 = \frac{25 \cdot 10^4 \cdot 0,116}{0,01} = 2,9 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Определяем эквивалентные напряжения в расчетном сечении для плосконапряженного состояния

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2]};$$
$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(1,45 \cdot 10^6 - 2,9 \cdot 10^6)^2 + (1,45 \cdot 10^6)^2 + (2,9 \cdot 10^6)^2]} = 2,51 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Определяем допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \varepsilon \cdot \beta \cdot \sigma_s = 1 \cdot 1 \cdot 250 = 250 \text{ МПа}$$

Определяем запас прочности

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{250}{2,51} = 99,6$$

Проверяем условие прочности

$$n \geq [n]$$

где $[n]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности составляет 3,0...3,4

Условие прочности выполняется.

					7МАБ1.2.33.00000ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

7.4 Выбор подшипников вала рабочего колеса

Во многих случаях на подшипник действует комбинированная нагрузка, состоящая из радиальной F_r и осевой F_a составляющих. В этом случае с каталожным значением C_0 сравнивается эквивалентная нагрузка. В формуле для ее определения используют коэффициенты, учитывающие перераспределение нагрузки по телам качения. Рассчитанная эквивалентная нагрузка вызывает приблизительно такую же остаточную деформацию, как и совместно действующие на подшипник нагрузки F_r и F_a .

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная статическая радиальная нагрузка определяется по формулам:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a;$$

где $X_0 = 0,5$. $Y_0 = 0,47$ - коэффициент соответственно радиальной и осевой статической нагрузки;

$$F_r = P_{\text{рад}} = 556 \text{ Н};$$

$$F_a = P_{\text{ос}} = 113204397 \text{ Н}$$

$$P_{0r} = 0,5 * 556 + 0,47 * 113204397 = 53206344,59$$

Для упорных и упорно - радиальных подшипников эквивалентную статическую осевую нагрузку подсчитывают по формулам:

$$P_{0a} = F_a + 2,3 F_r \tan \alpha;$$

где α - 12° - угол контакта.

$$P_{0a} = 113204397 + 2,3 * 556 * 0,213 = 113204669,3$$

Из каталога находим подшипники 118, 214, 310, 409 (оптимальны для использования в условиях высоких радиальных нагрузок) выбираем один из них.

Определяем теоретическую расчетную производительность насоса

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q}{\eta_o} = \frac{0,025}{0,956} = 0,0252 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Определяем теоретическую производительность Q_{ti} для каждого режима работы насоса

$$Q_{t1} = 0,00$$

$$Q_{t2} = 0,25 \cdot Q_{\text{т}} = 0,25 \cdot 0,0063 = 0,001575 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t3} = 0,50 \cdot Q_{\text{т}} = 0,50 \cdot 0,0063 = 0,00315 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t4} = 0,75 \cdot Q_{\text{т}} = 0,75 \cdot 0,0063 = 0,004725 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t5} = 1,00 \cdot Q_{\text{т}} = 1,00 \cdot 0,0063 = 0,0063 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{t6} = 1,25 \cdot Q_{\text{т}} = 1,25 \cdot 0,0063 = 0,007875 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Таблица 4 – Расчет напорно-расходной характеристики

Номер режима	1	2	3	4	5	6
$Q_{ti}/Q_{\text{т}}$	0,00	0,25	0,50	0,74	1,00	1,25
H_{ti}	82.476	80	78	75	72	68
$(Q_{ti}/Q_{\text{т}})^2$	0,00	0,0625	0,25	0,5476	1,00	1,56
$h_{\Gamma i}$	0	0,915	3,475	7,40	12,4	19.125
$H_i' = H_{ti} - h_{\Gamma i}$	82.476	79.1	74.49	67.11	69.4	48.875
h_{yi}	48.64	27.36	12.16	3.52	0	2.91
$H_i = f(Q_t) = H_i' - h_{yi}$	33.836	51.74	62.33	63.59	69.4	45.965

Определяем теоретический напор для колеса с бесконечным числом лопаток для первого режима

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g} = \frac{32^2}{9,81} = 104,4 \text{ м}$$

Наносим на координатную сетку точку «а», соответствующую H_{∞} .

					7МА61.2.33.03000ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Расчет и построение напорно-расходной характеристики насоса			
Разраб.	Рахматов Х.И							
Провер.	Отряскина Т.А							
Реценз.								
Н. Контр.								
Утв.	Сарилов М.Ю				Лит. Лист Листов 32 32 Кафедра М			

Определяем расчетный теоретический напор для колеса с конечным числом лопаток H_{t5} при $Q_{t5} = Q_p$

$$H_{t5} = \frac{H}{\eta_r} = \frac{50}{0,82} = 60,9 = 70_m$$

Наносим точку «в», соответствующую Q_{t5}, H_{t5} .

Определяем расчетный теоретический напор для колеса с бесконечно большим числом лопаток $H_{\infty 5}$ для расчетной теоретической производительности Q_{t5}

$$H_{\infty 5} = \frac{H_{t5}}{K} = \frac{70}{0,79} = 88,6_m$$

Наносим точку «с», соответствующую $Q_{t5}, H_{\infty 5}$.

Через точки «а» и «с» проводим прямую линию графика $H_{\infty} = f(Q_t)$.

Определяем H_{t1} при $Q_{t1} = 0$

$$H_{t1} = K \cdot H_{\infty} = 0,79 \cdot 104,4 = 82,476_m$$

Наносим на координатную сетку точку «d», соответствующую $Q_{t1} = 0, H_{t1}$. Определяем для каждого режима гидравлические потери

$$h_{r_i} = (1 - \eta_r) \cdot H_{ti} \cdot \left(\frac{Q_{ti}}{Q_p} \right)^2$$

Определяем для каждого режима потери напора на удар жидкости при входе на рабочее колесо

$$h_{yi} = H \cdot \left(\frac{K \cdot u_2^2}{g \cdot H} - a \right) \cdot \left[1 - 2 \cdot \frac{Q_{ti}}{Q_p} + \left(\frac{Q_{ti}}{Q_p} \right)^2 \right]$$

где $a=1$ - коэффициент

Строим график $H = f(Q)$. Для этого проводим ряд вспомогательных горизонтальных линий. На каждой линии из абсциссы графика $H = f(Q_t)$ отнимаем постоянную величину объемных потерь Q_{np} . Через полученные точки проводим искомый график $H = f(Q)$, который представляет расчетную напорно - расходную характеристику.

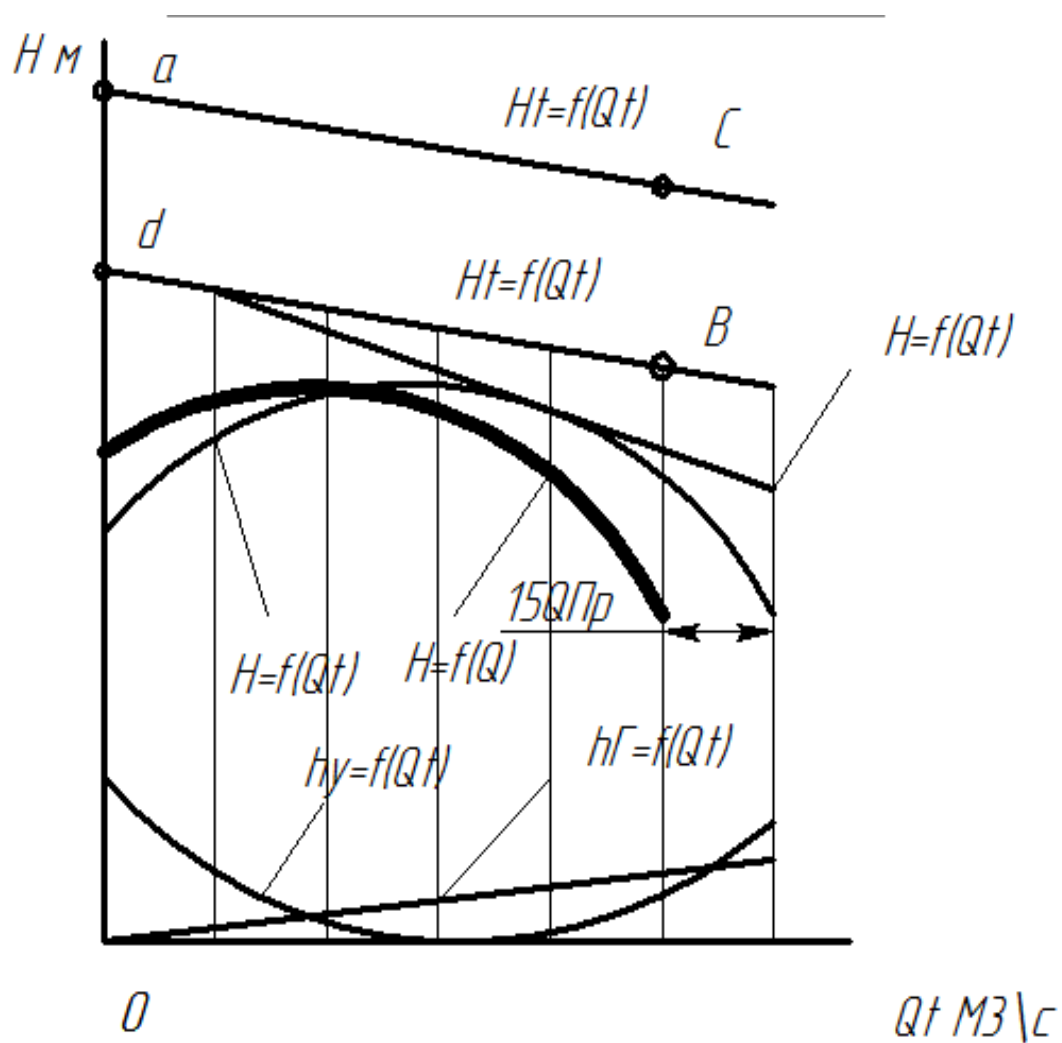


Рисунок 7 - Расчетная напорно-расходная характеристика

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

7МА61.2.33.00000ПЗ

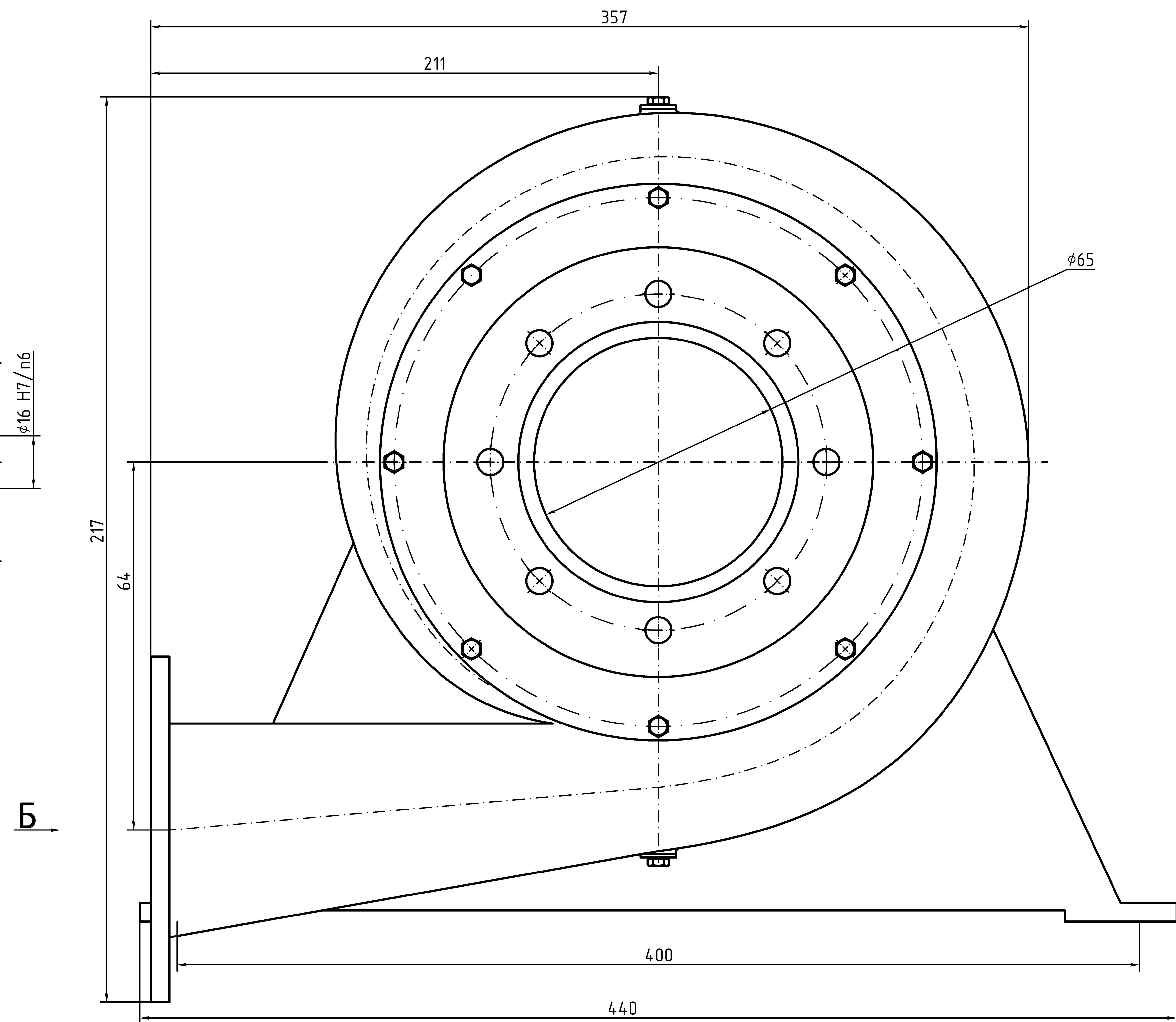
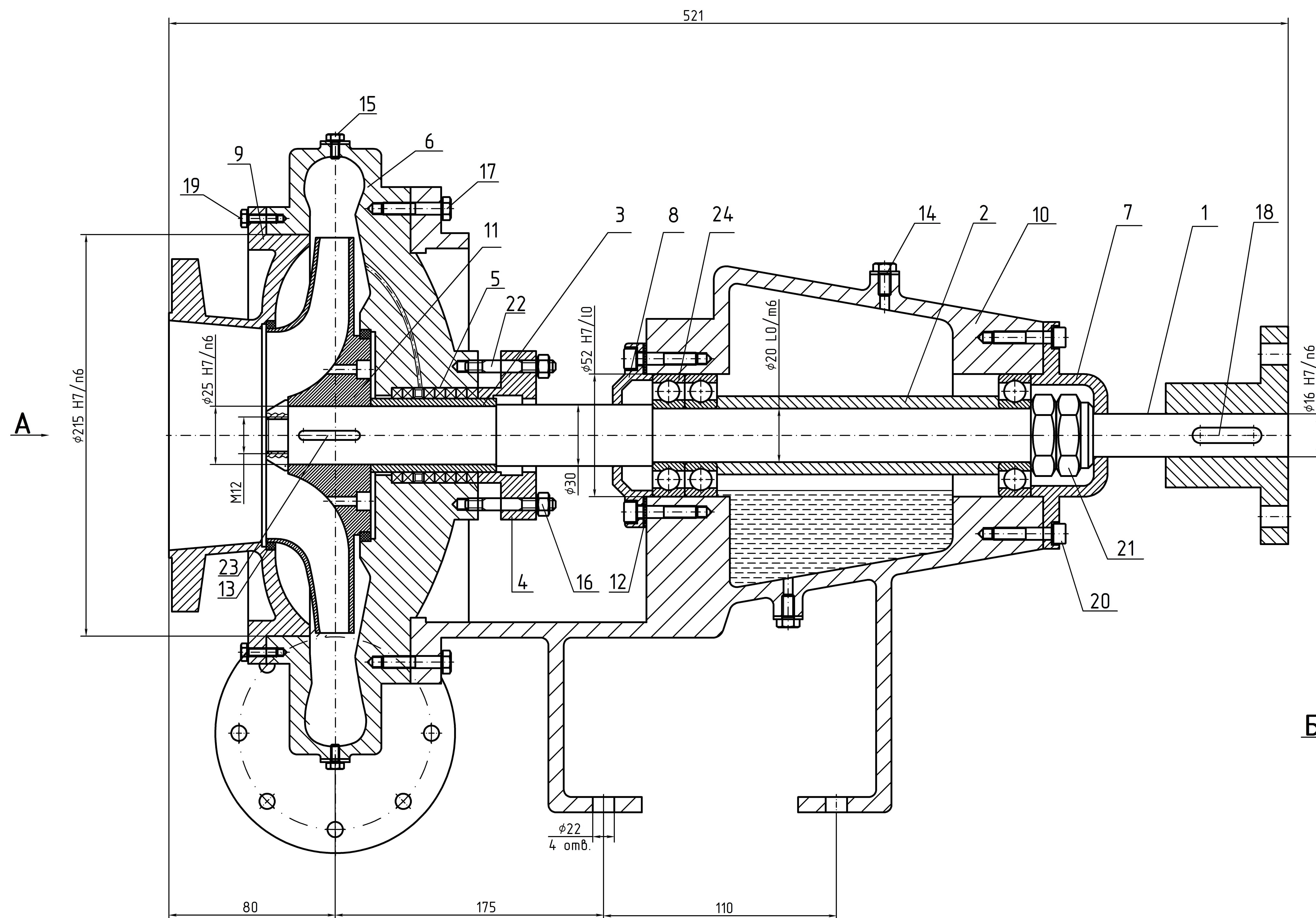
Лист

34

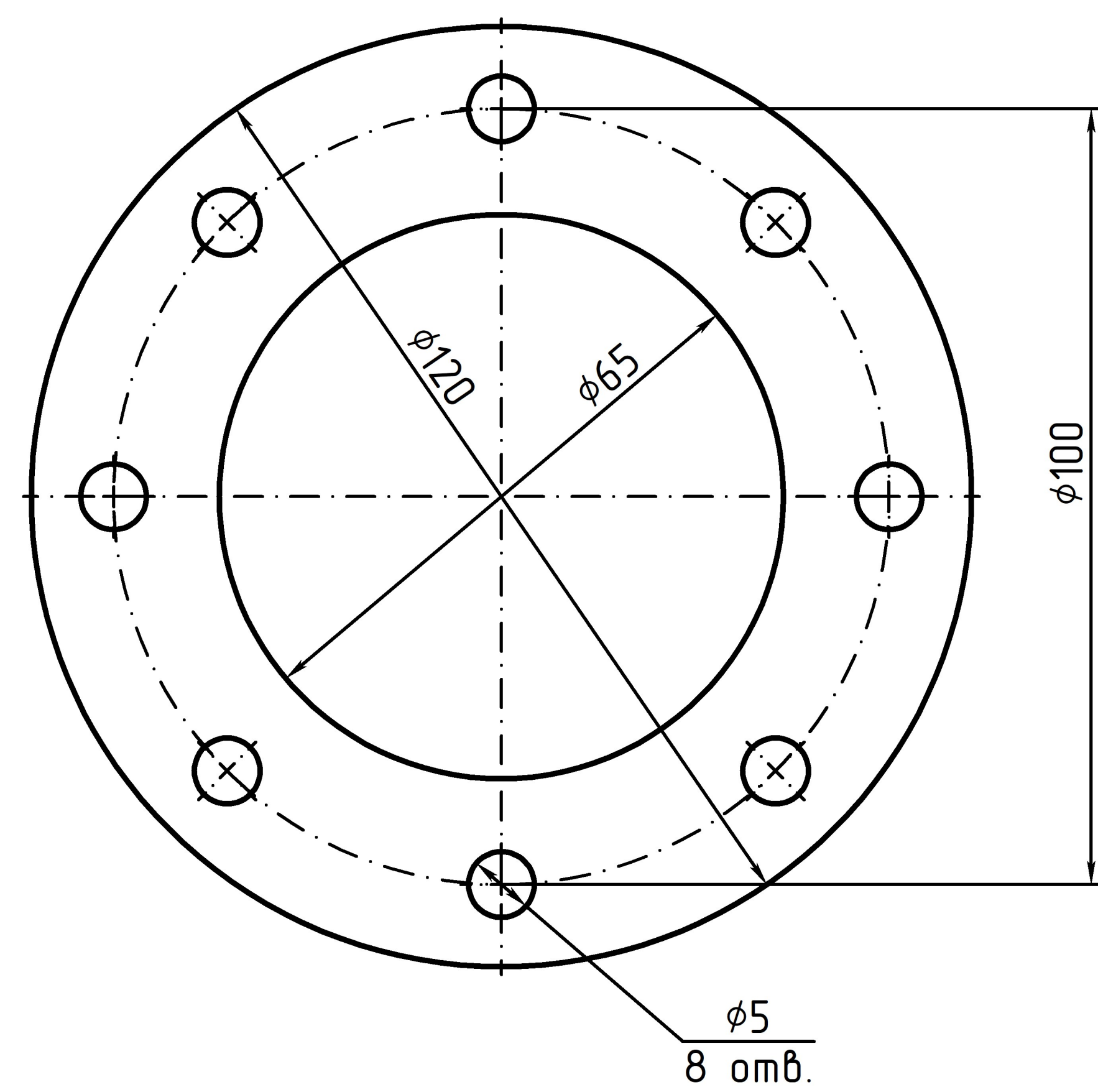
Формат	Зона	Пол.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание												
А0			7МА61.2.33.010000СБ	Документация	1													
				Детали														
Стор. №			1	7МА61.2.33.010001	Вал	1												
			2	7МА61.2.33.010002	Втулка защитная	1												
			3	7МА61.2.33.010003	Втулка защитная	1												
			4	7МА61.2.33.010004	Крышка сальника	1												
			5	7МА61.2.33.010005	Набивка сальниковая	1												
			6	7МА61.2.33.010006	Корпус	1												
			7	7МА61.2.33.010007	Крышка подшипника	1												
			8	7МА61.2.33.010008	Крышка подшипника	1												
			9	7МА61.2.33.010009	Крышка насоса	1												
			10	7МА61.2.33.010010	Корпус подшипников	1												
			11	7МА61.2.33.010011	Рабочее колесо	1												
			12	7МА61.2.33.010012	Прокладка	1												
			13	7МА61.2.33.010013	Прокладка	1												
			14	7МА61.2.33.010014	Пробка	2												
			15	7МА61.2.33.010015	Пробка	2												
Изм. №																		
							16											
													17					
7МА61.2.33.010000СБ																		
Изм. №																		
							Разраб.	Рожнов Х.И.										
													Проб.	Опрескина Т.А.				
Упр.	Сарылов М.В.																	
						Центробежный насос												
						Лит	Лист	Листов										
							1	2										
						Кафедра "Машиностроение"												

Список использованной литературы.

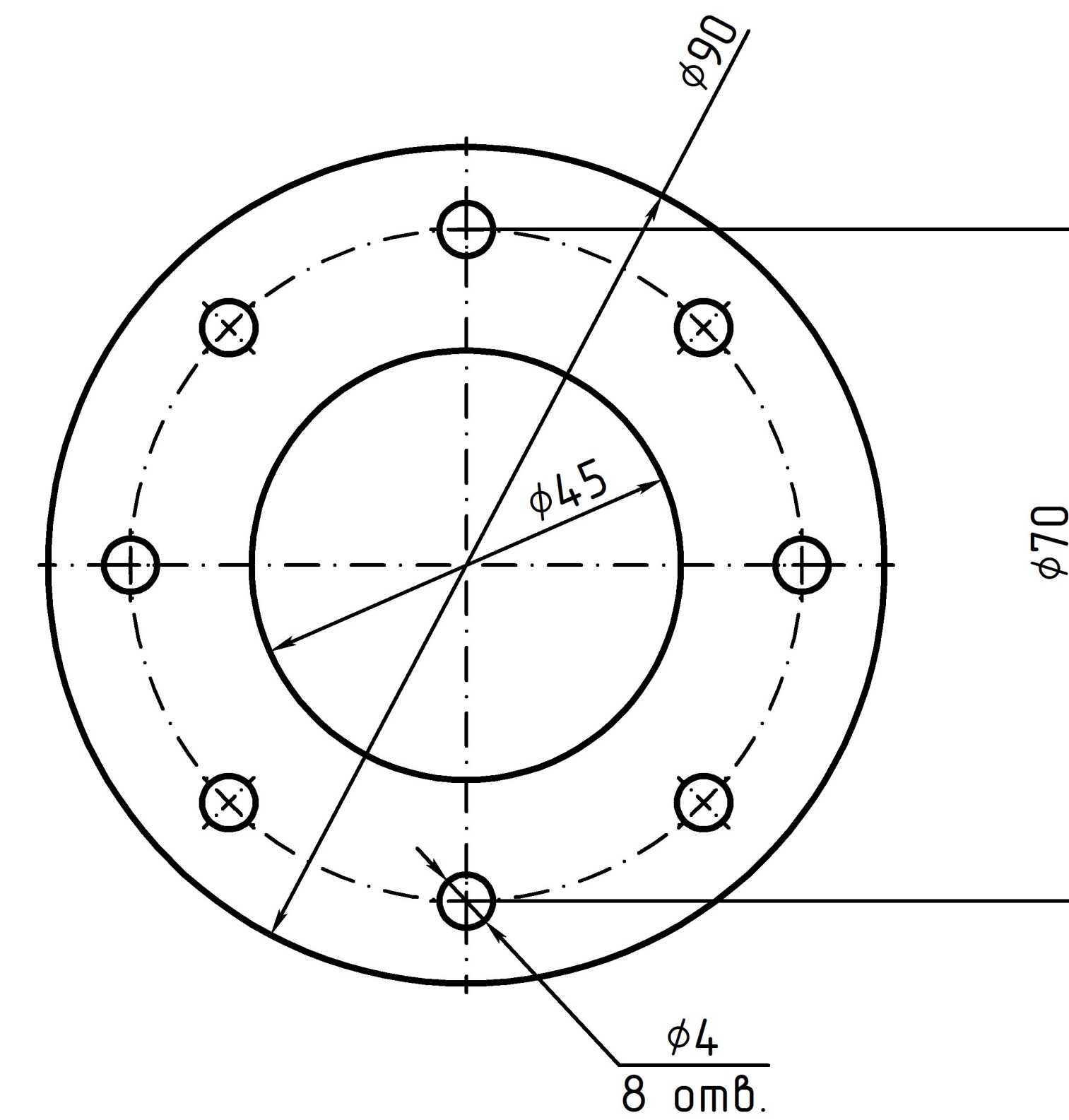
1. Фурсов, В. К. Центробежные насосы. Конструкция и расчет : учеб. пособие / В. К. Фурсов, Г. Я. Фурсова. – Комсомолск-на-Амуре : ГОУВПО «КНАГТУ», 2005. – 78 с.
2. Фурсов, В. К. Прочность деталей центробежных насосов : учеб. пособие / В. К. Фурсов, Г. Я. Фурсова. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КНАГТУ», 2007. – 54 с.
3. Чиняев, И. А. Лопастные насосы : справ. пособие / И. А. Чиняев. – Л. : Машиностроение, 1973. – 184 с.
4. Айзенштейн, М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / М. Д. Айзинштейн, - М. : Гостоптехиздат, 1957. – 272 с.



A
Фланец входного патрубка



Б
Фланец напорного патрубка



Техническая Характеристика

1. Подача $Q=0,006 \text{ м}^3/\text{с}$
2. Напор $H=50 \text{ м}$
3. Крутящий момент на валу насоса $M=14,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$
4. Мощность электродвигателя $N=4 \text{ кВт}$
5. Частота вращения вала насоса $n=2900 \text{ об./мин}$

Технические требования

1. Необрабатываемые поверхности красить внутри насоса маслястой краской, снаружи серой нитроэмалью
2. Залить масле индустриальное И-40А ГОСТ 20799-75
3. Смещение отверстий фундаментных болтов от номинального размера не более 6 мм
4. Отклонение размеров по диагонали отверстий не более 1 мм

[illegible]