

**ИДЗ 2. Определить основные рабочие технологические параметры
центробежных насосов**

Задача №1.

Определить теоретический напор рабочего колеса H_T , а также число ступеней i , необходимое для создания суммарного теоретического напора H_Σ многоступенчатого лопастного насоса. Рабочие колеса насоса установлены последовательно. Входной диаметр лопатки рабочего колеса D_1 , внешний диаметр – D_2 . Угол установки лопатки на входе β_1 и угол установки лопатки на выходе β_2 принять одинаковыми ($\beta_1 = \beta_2$). Поток жидкости на входе в рабочее колесо принять без закрутки ($\alpha_1 = 90^\circ$). Течение жидкости в межлопастном канале считать безотрывным. При определении окружной скорости учитывать материал рабочего колеса насоса.

Числовые значения величин согласно заданному варианту приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1.

№№ варианта	H_Σ , м	D_1 , мм	D_2 , мм	$\beta_1 = \beta_2$, град	Материал рабочего колеса
1	120	100	250	18	чугун
2	180	120	300	19	чугун
3	240	150	350	20	чугун
4	300	180	400	21	чугун
5	360	110	240	22	чугун
6	420	125	370	23	чугун
7	200	180	450	24	чугун
8	300	115	350	25	сталь
9	400	120	250	26	сталь
10	500	115	230	27	сталь
11	600	100	250	28	сталь
12	700	120	300	29	сталь
13	120	150	350	30	сталь
14	180	180	400	18	сталь
15	240	110	240	19	чугун
16	300	125	370	20	чугун

17	360	180	450	21	чугун
18	420	115	350	22	чугун
19	200	120	250	23	чугун
20	300	115	230	24	чугун

Методические указания к решению задачи №1.

1. Исходя из условий прочности материала рабочего колеса, принимают окружную скорость на выходе из рабочего колеса U_2 .

Значения предельной окружной скорости на выходе из рабочего колеса U_2 в зависимости от материала рабочего колеса представлены в табл. 1.2.

Таблица 1.2.

Материал рабочего колеса	Предельная окружная скорость на выходе в рабочее колесо U_2 .
Чугунное литое	30...40 м/с
Стальное	250...300 м/с
Высокопрочная легированная сталь	400...500 м/с

2. Определяют окружную скорость на входе в рабочее колесо U_1 .

2.1. Определяют в первом приближении окружную скорость на входе в рабочее колесо U_1 .

$$U_1 = U_2 \cdot \frac{D_1}{D_2}, \text{ м/с.}$$

2.2. Определяют значение частоты вращения рабочего колеса, соответствующее окружной скорости U_1 .

$$n = \frac{60 \cdot U_1}{\pi \cdot D_1}, \text{ об/мин.}$$

Округляют полученное значение частоты вращения до ближайшего стандартного значения, соответствующего ряду частот вращения приводного асинхронного электродвигателя переменного тока, приведенных в табл. 1.3.

Таблица 1.3.

n , об/мин	750	1000	1500	3000
--------------	-----	------	------	------

2.3. Согласно принятой стандартной частоте вращения рабочего колеса n во 2-м приближении уточняют значение окружной скорости на входе в рабочее колесо U_1 .

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \text{ м/с.}$$

3. Определяют относительную скорость на входе в рабочее колесо W_1 .

В случае входа потока жидкости в рабочее колесо без предварительной закрутки окружная проекция абсолютной скорости V_{U1} на входе в рабочее колесо равна 0, а треугольник скоростей на входе представляет собой прямоугольный треугольник, в котором угол $\alpha_1=90^\circ$. Тогда:

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1}, \text{ м/с.}$$

4. Определяют окружную скорость на выходе из рабочего колеса U_2 .

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \text{ м/с.}$$

5. Определяют относительную скорость на выходе из рабочего колеса W_2 .

Относительный поток а межлопастных каналах, как правило, диффузорный [1]. Для насосов нормальной быстроходности отношение относительной скорости на входе W_1 к относительной скорости на выходе W_2 в первом приближении коэффициент диффузорности можно принять равным $\frac{W_1}{W_2} = 1,5$. Тогда:

$$W_2 = \frac{W_1}{1,5}, \text{ м/с.}$$

Для схемы с бесконечным числом лопаток коэффициент диффузорности $\frac{W_1}{W_2} = 1,0$

6. Определяют окружную проекцию абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса V_{u2} .

$$V_{u2} = U_2 - W_2 \cdot \cos(180 - \beta_2), \text{ м/с.}$$

7. Определяют теоретический напор (по Эйлеру) H_T , создаваемый рабочим колесом насоса.

Из условия отсутствия предварительной закрутки потока на входе в рабочее колесо.

$$H_T = \frac{U_2 \cdot V_{u2}}{g}, \text{ м.}$$

8. Определяют общее число ступеней насоса i .

$$i = \frac{H_{\Sigma}}{H_T}$$

Полученное расчетное значение i округляют до ближайшего целого значения.

9. Уточняют суммарный теоретический напор многоступенчатого насоса.

С учетом принятого целого числа ступеней.

$$H_{\Sigma} = H_T \cdot i, \text{ м.}$$

Задача №2

Определить основные рабочие технологические параметры центробежного насоса, откачивающего нефть из резервуара с абсолютным давлением над уровнем нефти P_0 . Давление на входе и выходе насоса равно соответственно P_1 и P_2 и измеряется манометрами в точках с геодезическими отметками Z_1 и Z_2 . Показания расходомера насоса и ваттметра двигателя насоса составляют соответственно Q и W .

Основные параметры насоса: диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков равны между собой и равны D , частота вращения вала насоса n , номинальные параметры насоса Q_0 и H_0 , допустимый кавитационный запас насоса при перекачке нефти $h_{\text{доп}}$.

Насос перекачивает нефть плотностью ρ и с давлением насыщенных паров P_s . Потери напора во всасывающем трубопроводе принять равными $3m$.

Примечание.

К основным рабочим технологическим параметрам насоса относятся: напор, развиваемый насосом; допустимая высота всасывания; коэффициент быстроходности, полезная мощность насоса; к.п.д. насосного агрегата.

Численные значения параметров насоса и характеристика перекачиваемой насосом нефти даны в таблице.

Таблица

Рабочие параметры насоса

Параметр	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Марка насоса	ЦНС 105-245	ЦНС 105-490	ЦНС 180-170	ЦНС 180-340	ЦНС 180-500	ЦНС 300-240	ЦНС 300-360	ЦНС 300-540	ЦНС 500-160	ЦНС 500-320
P_0 , кГс/см ²	1,04	1,01	1,02	1,03	1,00	1,05	1,02	1,03	1,04	1,05
P_1 , кГс/см ²	3,50	4,62	3,25	2,25	3,24	4,52	5,32	3,33	3,40	3,15
P_2 , кГс/см ²	24,6	49,8	16,7	32,2	49,8	26,3	35,0	52,2	17,3	30,8
Z_1 , м	1,1	1,0	1,0	1,1	0,9	1,2	0,9	1,1	0,9	1,0
Z_2 , м	1,4	1,6	1,5	1,6	1,4	1,0	1,6	1,8	1,7	1,9
Q , м ³ /ч	98	110	195	200	182	293	305	315	485	520
W , кВт	70	187	98	222	302	251	320	515	243	486
D , мм	150	150	200	200	200	250	250	250	300	300
n , об/мин	3000	3000	1500	1500	3000	1500	1500	1500	1500	1500
$h_{\text{доп}}$, м	5,5	5,5	4	4	4	4,5	4,5	4,5	5	5
ρ , т/м ³	0,850	0,855	0,860	0,865	0,870	0,850	0,855	0,860	0,865	0,870
P_s , мм.рт.ст	800	920	850	1100	895	780	1200	1415	1480	1200

К основным параметрам центробежных насосов относятся величины, которые характеризуют работу насосов как гидравлических машин, а именно:

1. Производительность или подача;
2. Давление на входе и выходе насоса (напор на входе и выходе);
3. Полное давление, развиваемое насосом;
4. Полный напор, развиваемый насосом;
5. Коэффициент полезного действия;
6. Мощность;
7. Кавитационный запас насоса;
8. Критический и допустимый кавитационные запасы насоса;
9. Допустимая высота всасывания насоса;
10. Коэффициент быстроходности насоса.

Подача или производительность насоса – количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени. Различают производительность массовую M и объемную Q . Между собой они связаны соотношением

$$Q = \frac{M}{\rho}$$

где ρ – плотность жидкости

Полное давление, развиваемое насосом рассчитывается по формуле:

$$P = (P_2 - P_1) + \rho \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \rho g(Z_2 - Z_1) \quad (1)$$

где P_1 и P_2 - давление на входе и выходе насоса, Па; U_1 и U_2 - скорость жидкости на входе и выходе, м/с; g – ускорение свободного падения; Z_1 и Z_2 - геодезические отметки манометров, которыми измеряют давления P_1 и P_2 .

Полный напор, развиваемый насосом, определяется при помощи формулы 1 и на основе известного соотношения между давлением и напором

$$P = \rho g H \quad (2)$$

где H – полный напор, развиваемый насосом.

Поскольку центробежные насосы одновременно являются механизмом и гидравлической машиной, то их работа оценивается с помощью нескольких **коэффициентов полезного действия**: η_{Γ} - гидравлический КПД; η_{O} - объемный КПД; η_{M} - механический КПД;

С помощью η_{Γ} оцениваются потери гидравлической энергии (потери напора) в проточной части насоса. С помощью η_{O} оцениваются объемные потери энергии в насосе, возникающие в результате утечек и протечек жидкости в уплотнениях. С помощью η_{M} оцениваются потери энергии в узлах трения насосов (подшипниках концевых уплотнителях).

Общий КПД насоса равен:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \times \eta_{\text{O}} \times \eta_{\text{M}} \quad (3)$$

Применительно к насосам различают несколько видов **мощности**:

- полезная мощность:

$$N_{\text{пол}} = P \times Q = \rho g H Q; \quad (4)$$

- мощность, потребляемая насосом:

$$N = \frac{N_{пол}}{\eta}; \quad (5)$$

- мощность насосно-силового агрегата:

$$N_{НСА} = \frac{N_{пол}}{\eta_{дв} \eta_{пер} \eta}, \quad (6)$$

где $\eta_{дв}$ – КПД двигателя; $\eta_{пер}$ – КПД механической передачи между двигателем и насосом.

Кавитационный запас насоса – это избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над удельной энергией насыщенных паров жидкости:

$$h = \frac{\left(P_1 + \rho \frac{U_1^2}{2} \right) - P_s}{\rho g}, \quad (7)$$

где P_s – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости

В процессе эксплуатации насосов давление, в какой либо точке их всасывающего тракта может оказаться равным или меньшим давлению насыщенных паров жидкости. В этой точке жидкость практически мгновенно переходит в газообразное состояние, образуя пузырьки с паром. Данные пузыри потоком жидкости переносятся в область повышенного давления в проточной части насоса, где за счет повышения давления пар в пузырьках конденсируется и пузыри схлапываются. Рассмотренный процесс называется кавитацией. При схлапывании пузырьков в объем, ранее занимаемый ими, со всех сторон устремляется жидкость, и в точках схлапывания происходит сильный гидроудар со скачком давления в несколько сот атмосфер. Если в момент схлапывания пузырек находился на поверхности детали, отмеченный удар приходится по этой детали. Несмотря на значительный скачек давления мощность удара сравнительно невелика, ввиду небольших размеров пузырьков и деталь не разрушается. Однако в результате множественности ударов происходит интенсивное старение металла детали. Он теряет пластичность и становится хрупким. При очередной кавитации металл на поверхности детали выкрашивается - прочность детали снижается, ее поверхность становится шероховатой, что приводит к повышению потерь энергии внутри насоса и к снижению гидравлического и общего КПД насоса.

Отмеченные достаточно тяжелые последствия от кавитации являются весьма отдаленными по времени. Но существуют негативные последствия, возникающие сразу же при кавитации:

1. Резкое повышение вибрации насоса.
2. Резкое падение напора и КПД, а так же подачи.
3. При сильно развитой кавитации полный срыв подачи.

Все перечисленное не допускает эксплуатацию насосов в кавитационном режиме. Наиболее кардинальное предотвращение кавитации - поддержание во всех точках всасывающего тракта давление выше давления насыщения паров жидкости.

Критический кавитационный запас насоса – это минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над удельной энергией насыщенных паров жидкости, при котором в насосе не возникает кавитации.

Допустимый кавитационный запас насоса:

$$\Delta h_{\text{дон}} = \kappa \cdot \Delta h_{\text{кр}} \quad (8)$$

где κ – коэффициент запаса, принимаемый в размере 1,1-1,35; $\Delta h_{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас.

Допустимая высота всасывания насоса - это максимальная высота, на которую насос может поднять жидкость во всасывающем трубопроводе над уровнем жидкости в резервуаре откачки, при которой в насосе не будет кавитации:

$$H_s = \frac{P_0 - P_s}{\rho g} - \frac{U_1^2}{2g} - \Delta h_{\text{дон}} - h_{\text{вс}}, \quad (9)$$

где P_0 - давление над уровнем жидкости в резервуаре откачки; $h_{\text{вс}}$ - потери напора во всасывающем трубопроводе.

Рассчитанное по формуле 9 значение H_s может быть как положительным, так и отрицательным. Положительное значение свидетельствует о том, что насос в данной ситуации обладает самовсасывающей способностью и может поднять жидкость во всасывающем трубопроводе над уровнем её в резервуаре откачки, но на высоту не более рассчитанного. Отрицательное значение H_s свидетельствуют об отсутствии у насоса самовсасывающей способности. Для придания насосу работоспособности в данном случае на его входе необходимо поддерживать напор не менее рассчитанного отрицательного значения H_s взятого по абсолютной величине (подпор).

Коэффициент быстроходности насоса определяется формулой:

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}, \quad (10)$$

где n – номинальные обороты ротора, мин⁻¹; Q – номинальная подача м³/с; H – номинальный напор, м.

Коэффициент быстроходности насосов – это своеобразный критерий в зависимости от численного значения, которого насосы подразделяются на:

1. Тихоходные $n_s = 40-80$
2. нормальной быстроходности $n_s = 80-150$
3. быстроходные $n_s = 150-300$