

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ
АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

**Определение влияния коэффициента
быстроходности
на к.п.д. центробежного насоса**

Электронные методические указания

САМАРА

2010

УДК 621.2

Составитель: д.т.н. профессор **Загорский Владимир Алексеевич**

Рецензент: д.т.н. профессор Коптев Анатолий Никитович

Даны методика и пример исследования влияния коэффициента быстроходности на параметры и характеристики авиационных насосов. Рассмотрен порядок расчета характеристик центробежного насоса с учетом изменения величины коэффициента быстроходности. Определено влияние коэффициента быстроходности на характеристики центробежных насосов. Представлены варианты заданий для самостоятельных расчетов к.п.д. центробежных насосов.

Предназначены для проведения практических занятий по дисциплине «Испытания и алгоритмизация процессов испытаний систем авиационной техники» для студентов в рамках магистерской программы «Контроль, динамика и испытания систем авиационной техники» по направлению 162300.68 «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей».

Подготовлены на кафедре эксплуатации авиационной техники.

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЗАНЯТИЯ

Изучить методику и порядок расчета влияния коэффициента быстроходности на к.п.д. центробежного насоса. Произвести самостоятельный расчет к.п.д. центробежного насоса по вариантам заданий.

2 СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ

При проведении практических занятий рассматриваются следующие основные вопросы:

1. Коэффициент быстроходности насоса.
2. Влияние быстроходности на к.п.д. центробежного насоса.
3. Самостоятельный расчет к.п.д. центробежного насоса по вариантам заданий.

3 КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ НАСОСА

При расчетах и проектировании насосов широко используют важный параметр, называемый коэффициентом быстроходности насоса. Группировка величин, входящих в формулы, описывающие расходы и напоры подобных насосов, позволяет записать выражение:

$$(\mathbf{n} \cdot (\mathbf{Q})^{1/2} / \mathbf{H}^{3/4})_{\text{I}} = (\mathbf{n} \cdot (\mathbf{Q})^{1/2} / \mathbf{H}^{3/4})_{\text{II}} = \mathbf{const}, \quad (1)$$

где \mathbf{n} – число оборотов ротора насоса в минуту; \mathbf{Q} - теоретическая подача насоса, м³/сек; \mathbf{H} - напор насоса, м.

Данное выражение справедливо не только для двух подобных насосов, но и для очень широкого класса различных насосов, работающих на подобных режимах [1]. Также считается, что гидравлические и объемные к.п.д. сравниваемых насосов одинаковы.

Представим себе эталонный насос, развивающий напор $\mathbf{H}_s = 1$ м, имеющий мощность $\mathbf{N}_s = 1$ л.с. при плотности рабочей жидкости $\gamma = 1000$ кг/м³. Расход жидкости через насос (подача) составит: $\mathbf{Q}_s = (75 \cdot \mathbf{N}_s) / (\mathbf{H}_s \cdot \gamma) = (1 \cdot 75) / (1 \cdot 1000) = 0,075$ м³/с = 75 л/с. Свяжем параметры эталонного насоса ($\mathbf{Q}_s, \mathbf{H}_s, \mathbf{n}_s$) с параметрами любого другого насоса ($\mathbf{Q}, \mathbf{H}, \mathbf{n}$). Из выражения (1) следует:

$$\mathbf{n}_s = (1 / (0,075)^{1/2}) (\mathbf{n} \cdot (\mathbf{Q})^{1/2} / \mathbf{H}^{3/4}) = 3,65 \cdot \mathbf{n} \cdot (\mathbf{Q})^{1/2} / \mathbf{H}^{3/4} = \mathbf{n}_s, \quad (2)$$

где \mathbf{n}_s - коэффициент быстроходности насоса. При этом следует помнить, что напор измеряется в метрах, а расход - в м³/с.

Коэффициент быстроходности n_s характеризует способность насоса создавать напор и обеспечивать расход рабочей жидкости. Чем больше величина n_s , тем меньше величина напора, которую может создать насос и тем больше расход рабочей жидкости через него при заданных значениях H и n .

Диаметр рабочего колеса эталонного насоса определится, как:

$$D_3 = (n \cdot D) / (n_s \cdot (H)^{1/2}). \quad (3)$$

От величины коэффициента быстроходности зависит форма рабочего колеса насоса. Насосы с малым значением n_s имеют малую относительную ширину колеса (b_2 / D_2), но имеют большие значения (D_2 / D_1) – имеют более длинные лопатки для получения большего напора. В такое рабочее колесо жидкость входит почти параллельно оси вращения, а выходит практически перпендикулярно к ней.

С увеличением n_s лопатки насоса укорачиваются, а относительная ширина рабочего колеса увеличивается. Жидкость по-прежнему входит в рабочее колесо параллельно оси его вращения, но выходит не перпендикулярно к ней, а уже под некоторым острым углом. Этот угол уменьшается по мере роста n_s . При некотором значении коэффициента быстроходности жидкость выходит из насоса практически параллельно оси его вращения. Такие насосы называются осевыми.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности n_s лопастные насосы делятся на тихоходные центробежные, нормальные центробежные, быстроходные центробежные, диагональные (винтовые) и осевые (пропеллерные). В таблице 1 приведены параметры насосов, соответствующие определенным диапазонам значений величины n_s . На рисунке 1 представлены схемы рабочих колес лопастных насосов.

Таблица 1. Параметры насосов в зависимости от их типа

Тип насоса	Параметр	
	Коэффициент быстроходности, n_s	Отношение диаметров, D_2/D_1
Тихоходный центробежный	≤ 80	2,2 ... 3,5
Нормальный центробежный	80 ... 150	1,8 ... 2,2
Быстроходный центробежный	150 ... 300	1,3 ... 1,8

Диагональный (винтовой)	300 ... 600	1,1 ... 1,3
Осевой (пропеллерный)	600 ... 1200	≈ 1,0

Как видно из рисунка 1 и Таблицы 1, по мере роста коэффициента быстроходности происходит переход от центробежного насоса к осевому насосу.

4 ВЛИЯНИЕ БЫСТРОХОДНОСТИ НА К.П.Д. ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Полный к.п.д. насоса η определяется как произведение гидравлического, объемного и механического к.п.д.:

$$\eta = \eta_g \cdot \eta_o \cdot \eta_m = Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma / N_o \quad (4)$$

При изменении коэффициента быстроходности насоса величины η_g , η_o и η_m изменяются по-разному.

Гидравлический к.п.д. при изменении n_s меняется незначительно и больше зависит от совершенства формы проточной части насоса, от его размеров и шероховатостей внутренних поверхностей. Объемный и механический к.п.д. зависят от величины n_s весьма существенно. С уменьшением величины n_s возрастает доля утечек через зазоры в насосе, что вызывает значительное уменьшение объемного к.п.д. [2]. С уменьшением величины коэффициента быстроходности также значительно увеличивается относительная величина потерь мощности на трение поверхностей диска рабочего колеса о жидкость. В результате резко снижается механический к.п.д. насоса. В результате снижения величины n_s , полный к.п.д. насоса уменьшается. Это уменьшение тем больше, чем меньше значение коэффициента быстроходности. Поэтому существуют нижние пределы значений n_s , определяемые соображениями эффективной работы насоса с точки зрения его к.п.д. Для того, чтобы правильно выбрать тип насоса и определить его к.п.д. при различных значениях n_s , необходимо выполнить расчеты. Рассмотрим методику и порядок проведения расчетов.

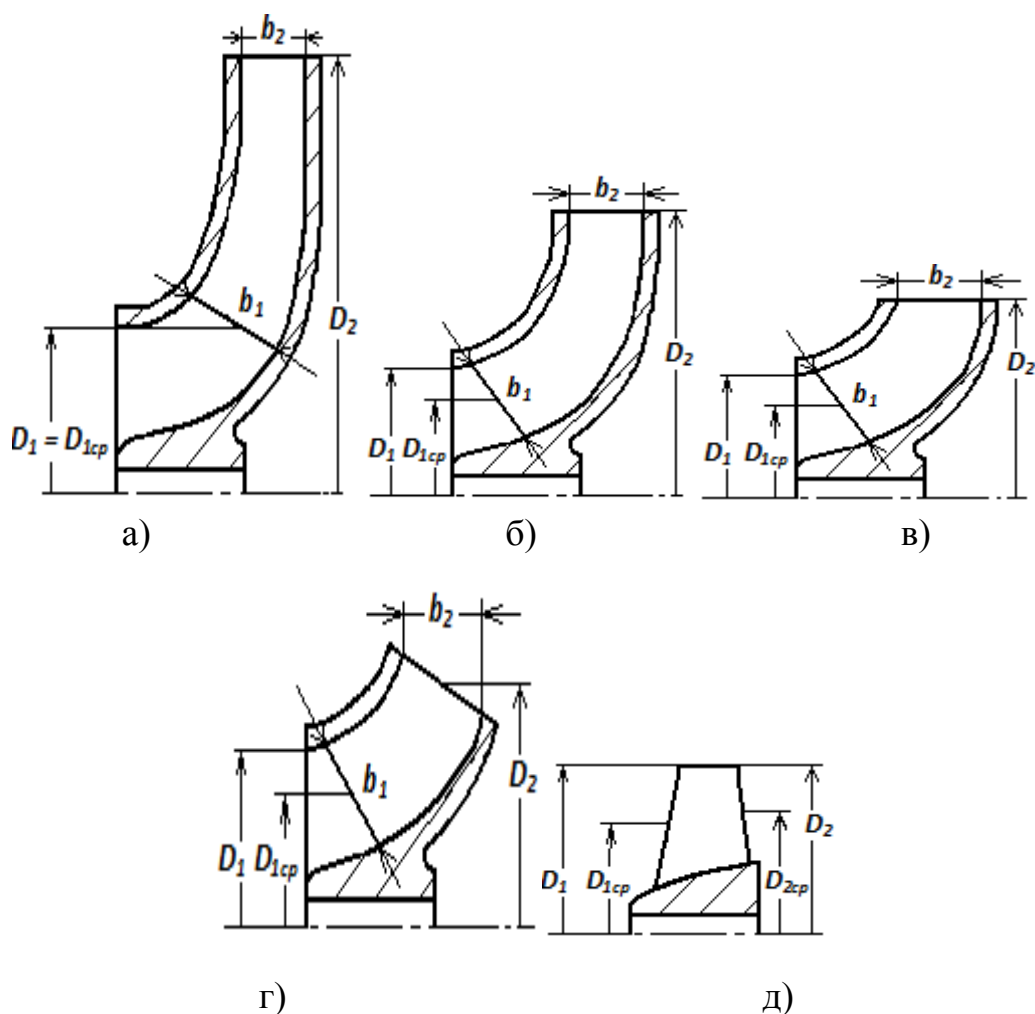


Рисунок 1 - Схемы рабочих колес лопастных насосов: а) тихоходный центробежный насос; б) нормальный центробежный насос; в) быстроходный центробежный насос; г) диагональный (винтовой) насос; д) осевой (пропеллерный) насос. Обозначения: D_1 – диаметр проточной части на входе в насос; D_{1cp} – диаметр проточной части на средней высоте лопатки по передней кромке; D_2 – диаметр внешней окружности рабочего колеса; D_{2cp} – диаметр проточной части на средней высоте лопатки по задней кромке.

4.1 Методика и порядок проведения расчетов объемного к.п.д. насоса η_o

Для определения величины объемного к.п.д. насоса необходимо найти величины утечек через зазоры между неподвижными и вращающимися деталями. Схематично утечки в центробежном насосе изображены на рисунке 2. Как следует из рисунка, утечки происходят через зазоры между покрывающим диском рабочего колеса и корпусом, а также между задним диском рабочего колеса и корпусом. Основные утечки происходят через зазор между

покрывающим диском и корпусом [3]. Через этот зазор жидкость перетекает с выхода насоса на его вход. Из полости между задним диском РК и корпусом жидкость практически не перетекает. Поэтому ее расходом через зазор между задним диском и корпусом можно пренебречь.



Рисунок 2 - Схема утечек в центробежном насосе

Для уменьшения утечек через зазоры в них устанавливаются уплотнения. Расход жидкости через уплотнительный зазор определяется, как:

$$q = \mu_{\text{ж}} \cdot S \cdot (2g \cdot H_{\text{уп}})^{1/2}, \quad (5)$$

где:

- $\mu_{\text{ж}}$ – коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор. Для обычных уплотнений $\mu_{\text{ж}} = 0,4 \dots 0,5$; для специальных лабиринтных уплотнений $\mu_{\text{ж}} = 0,3$.

- S площадь зазора. Для одностороннего уплотнения $S = \pi \cdot D_{\text{уп}} \cdot \delta$, где $D_{\text{уп}}$ – диаметр уплотнения выбирается примерно равным величине диаметра входа в рабочее колесо D_1 :

$$D_{\text{уп}} \approx D_1$$

Величина D_1 в свою очередь, определяется, как:

$$D_1 = k_0 \cdot (Q / n)^{1/3}, \quad (6)$$

где k_0 – коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,2 \dots 4,5$.

- величина уплотнительного зазора δ , определяется, как:

$$\delta = D_{\text{уп}} / m, \quad (7)$$

где:

- m – коэффициент уплотнительного зазора. Данная величина выбирается в пределах $m = 280 \dots 320$ [4].

- величина напора, под которым происходит истечение жидкости через уплотнительный зазор $H_{\text{уп}}$ определяется, как:

$$H_{\text{уп}} = k_{\text{уп}} \cdot H, \quad (8)$$

где коэффициент уплотнения зазора $k_{\text{уп}} = 0,60 \dots 0,85$.

Объемный к.п.д. насоса η_o может быть определен, как:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + q} \quad (9)$$

Преобразуя данное выражение и вводя в него коэффициент быстроходности насоса n_s и из формул (5), (6), (7), (8), (9) получим соотношение для определения величины относительных утечек рабочей жидкости через уплотнительный зазор $q_{от}$:

$$q_{от} = q / Q = A / n_s^{2/3}, \quad (10)$$

где A – константа утечек для данного насоса. Эта величина, в соответствии с выражениями (6), (7), (8), (9), определяется, как:

$$A = \pi \cdot \mu_{ж} \cdot k_0^2 \cdot (2g \cdot k_{уп})^{1/2} \cdot 3,65^{2/3} / m \quad (11)$$

Тогда, объемный к.п.д. насоса определится, как

$$\eta_o = 1 / (1 + q_{от}) = 1 / (1 + A / n_s^{2/3}). \quad (12)$$

Анализ выражений (10), (11) и (12) показывает, что с ростом коэффициента быстроходности n_s уменьшается величина относительных утечек жидкости через зазор $q_{от}$ и объемный к.п.д. насоса η_o возрастает. На рисунке 3 представлены зависимости величин $q_{от}$ и η_o от величины n_s .

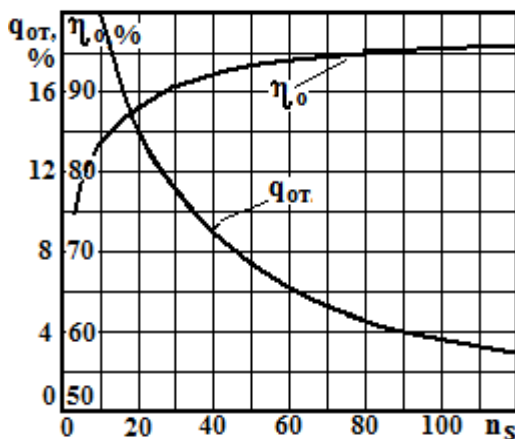


Рисунок 3 - Зависимости $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$.

4.2 Пример расчета объемного к.п.д. насоса

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 159 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 10 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 100$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2 / D_1 = 2,2$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} =$

0,4; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$.

Определить величину объемного к.п.д. насоса η_o .

Решение:

1. Определяем обороты ротора насоса n :

$$n = (n_s \cdot H^{3/4}) / (3,65 \cdot (Q)^{1/2}) = (100 \cdot 10^{3/4}) / (3,65 \cdot (0,00265)^{1/2}) \approx 2991$$

об/мин.,

где $Q = 159$ л/мин = 2,65 л/с = 0,00265 м³/с.

2. Определяем диаметр рабочего колеса на входе D_1 :

$$D_1 = k_0 \cdot (Q / n)^{1/3} = 4,29 \cdot (0,00265 / 2990)^{1/3} = 0,0412 \text{ м} = 41,2 \text{ мм}.$$

Диаметр рабочего колеса на выходе $D_2 = 2,2 \cdot D_1 = 0,0906 \text{ м} = 90,6 \text{ мм}.$

3. Принимаем диаметр уплотнения равным диаметру на входе:

$$D_{уп} = D_1 = 0,0412 \text{ м}.$$

4. Определяем величину уплотнительного зазора δ :

$$\delta = D_{уп} / m = 0,0412 / 300 = 0,00014 \text{ м} = 0,14 \text{ мм}.$$

5. Определяем площадь уплотнительного зазора S :

$$S = \pi \cdot D_{уп} \cdot \delta = 3,14 \cdot 0,0412 \cdot 0,00014 = 0,000018 \text{ м}^2.$$

6. Определяем величину напора, под которым происходит истечение жидкости через уплотнительный зазор $H_{уп}$:

$$H_{уп} = k_{уп} \cdot H = 0,8 \cdot 10 = 8 \text{ м}.$$

7. Определяем утечки через уплотнительный зазор:

$$q = \mu_{ж} \cdot S \cdot (2g \cdot H_{уп})^{1/2} = 0,4 \cdot 0,000018 \cdot (2 \cdot 9,81 \cdot 8)^{1/2} = 0,0000902 \text{ м}^3/\text{с} = 0,0902 \text{ л/с}.$$

8. Определяем величину относительных утечек жидкости через зазор $q_{от}$:

$$q_{от} = q / Q = 0,0000902 / 0,00265 = 0,034 = 3,4\%.$$

9. Определяем объемный к.п.д. насоса η_o :

$$\eta_o = 1 / (1 + q_{от}) = 1 / (1 + 0,034) = 0,9671 = 96,71\%.$$

10. Проверяем правильность расчетов при помощи константы утечек насоса A :

$$A = \pi \cdot \mu_{ж} \cdot k_0^2 \cdot (2g \cdot k_{уп})^{1/2} \cdot 3,65^{2/3} / m = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 4,29^2 \cdot (2 \cdot 9,81 \cdot 0,8)^{1/2} \cdot 3,65^{2/3} / 300 = 0,7842$$

$$\eta_o = 1 / (1 + A / n_s^{2/3}) = 1 / (1 + 0,7842 / 100^{2/3}) = 1 / (1 + 0,0364) = 0,9649 = 96,49\%.$$

Разница в определении величины η_o по первому и второму способу составила:

$$96,71 \% - 96,49 \% = 0,22 \%$$

Полученный результат свидетельствует о том, что величина объемного к.п.д. была определена правильно и с высокой точностью. Принимаем величину η_o равной среднему значению величин, определенных по первому и второму способу:

$$\eta_o = (96,71 \% + 96,49 \%) / 2 = 96,6 \%$$

Данное значение хорошо соответствует значению η_o , которое получается по графику рис. 3 для $n_s = 100$.

4.3 Методика и порядок проведения расчетов механического к.п.д. насоса η_m

Механические потери оцениваются при помощи механического к.п.д. η_m :

$$\eta_m = \frac{N_o - N_m}{N_o}, \quad (13)$$

где N_o – мощность, потребляемая насосом, N_m – мощность, теряемая на механические потери. Разность величин $N_o - N_m = N_g$ называется гидравлической мощностью насоса. Это та мощность, которую развивал бы насос, если бы в нем не было гидравлических и объемных потерь. Из формулы (13) следует, что: $\eta_m = N_g / N_o$.

Механические потери, это потери энергии на механическое трение в сальниках и подшипниках насоса, а также на трение дисков рабочего колеса о жидкость. Соответственно, механический к.п.д. может быть представлен, как произведение к.п.д., учитывающего трение в сальниках и подшипниках $\eta_{мподш}$, и к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$:

$$\eta_m = \eta_{мподш} \cdot \eta_{мж}. \quad (14)$$

Величина $\eta_{мподш}$ зависит от типа применяемых подшипников и определяется по таблицам.

Величина $\eta_{мж}$ зависит от режима работы насоса и его быстроходности. Рассмотрим эту зависимость более подробно.

При вращении рабочего колеса происходит трение его дисков о жидкость. Из рисунка 2 видно, что о жидкость трутся покрывающий

и задний диски РК. Режим трения турбулентный, поэтому касательное напряжение трения τ пропорционально удельному весу жидкости и окружной скорости вращения дисков:

$$\tau = (c_f \cdot \gamma \cdot u^2) / 2g, \quad (15)$$

где c_f – безразмерный коэффициент трения. Для простоты расчетов считают, что величина коэффициента c_f при турбулентном режиме трения постоянна по высоте диска; u – окружная скорость вращения рабочего колеса. $u = \omega \cdot r$; r – текущий радиус РК.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения дисков РК о жидкость $N_{\text{трж}}$, определяется путем интегрирования по высоте проточной части элементарных потерь мощности, на каждой элементарной окружности РК. Эту величину удобно определять путем интегрирования произведений элементарных моментов трения на элементарные угловые скорости вращения ω :

$$N_{\text{трж}} = k \cdot \omega \int_0^{\frac{D}{2}} \tau \cdot r \cdot ds, \quad (14)$$

где k – коэффициент, учитывающий долю полной трущейся поверхности дисков РК. $k=1 \dots 2$.

Интегрируя выражение (14), получим:

$$N_{\text{трж}} = C \cdot \gamma \cdot u_2^3 \cdot D^2, \quad (15)$$

где C – константа, учитывающая величины c_f , k и численные коэффициенты пересчета. Для обычных авиационных насосов принимают $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$. Константа измеряется в технических величинах, а мощность – в л.с.; u_2 – окружная скорость на выходе из РК.

Найдем отношение величины $N_{\text{трж}}$ к гидравлической мощности насоса $N_{\text{г}}$. Для этого величину $N_{\text{г}}$ представим в виде:

$$N_{\text{г}} = \eta_m \cdot N_o = (N_o \cdot \eta) / (\eta_r \cdot \eta_o) = (Q \cdot H \cdot \gamma) / (\eta_r \cdot \eta_o). \quad (16)$$

Тогда:

$$N_{\text{трж}} / N_{\text{г}} = (75C \cdot \gamma \cdot u_2^3 \cdot D^2 \cdot \eta_r \cdot \eta_o) / Q \cdot H \cdot \gamma. \quad (17)$$

Выразим диаметр РК D через окружную скорость u_2 :

$$u_2 = \pi \cdot D \cdot n / 60 \quad (18)$$

Выразим окружную скорость u_2 через напор насоса H :

$$H = (k_1 \cdot u_2^2) / 2g, \quad (19)$$

где k_1 – коэффициент учитывающий реактивность насоса. Обычно выбирают $k_1 = 1,2$.

Формула для определения диаметра РК D будет иметь вид:

$$D = \frac{60}{\pi \cdot n} \cdot (2g \cdot H / k_1)^{1/2}. \quad (20)$$

Тогда выражение для $N_{\text{трж}}/N_{\text{г}}$ будет иметь вид:

$$N_{\text{трж}}/N_{\text{г}} = 75 \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{о}} \cdot C \cdot (60/\pi)^2 \cdot (2g/k_1)^{5/2} \cdot (H^{3/2} / (Q \cdot n^2)). \quad (21)$$

Введем в данное выражение константу B :

$$B = 3,65^2 \cdot \pi 75 C \cdot (60/\pi)^2 \cdot (2g/k_1)^{5/2}. \quad (22)$$

Выразим объемный к.п.д. $\eta_{\text{о}}$ через коэффициент быстроходности n_s и получим:

$$N_{\text{трж}}/N_{\text{г}} = (B/n_s^2) \cdot \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{г}} = B/n_s^2 \cdot 1/(1 + A/n_s^{2/3}) \cdot \eta_{\text{г}}. \quad (23)$$

Величина $\eta_{\text{мж}}$ может быть определена, как:

$$\eta_{\text{мж}} = N_{\text{г}} / (N_{\text{г}} + N_{\text{трж}}) = 1 / (1 + N_{\text{трж}}/N_{\text{г}}) = 1 / (1 + (B/n_s^2) \cdot \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{г}}). \quad (24)$$

Анализ выражений (23) и (24) показывает, что с ростом коэффициента быстроходности n_s уменьшается величина отношения $N_{\text{трж}}/N_{\text{г}}$ и к.п.д., учитывающий трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$ возрастает. На рисунке 4 представлены зависимости величин $N_{\text{трж}}/N_{\text{г}}$ и $\eta_{\text{мж}}$ от величины n_s .

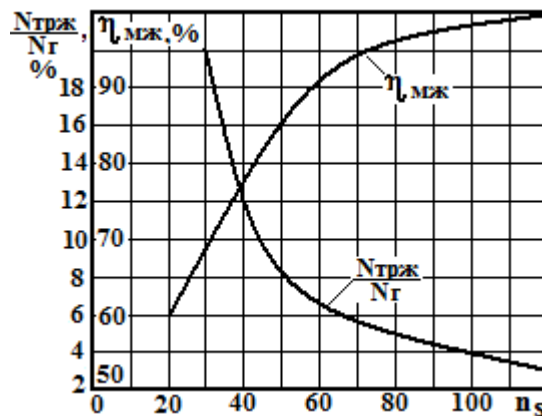


Рисунок 4 - Зависимости $N_{\text{трж}}/N_{\text{г}} = f(n_s)$; $\eta_{\text{мж}} = f(n_s)$.

4.4 Пример расчета объемного к.п.д. насоса

Дано: Топливный центробежный насос с параметрами, приведенными в п. 2.2 перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Дополнительно: $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$, $k_1 = 1,2$; $\eta_{\text{г}} = 0,84$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,985$.

Определить: величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса $\eta_{\text{м}}$ и

полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o .

Решение:

1. По формуле (22) определяем значение константы B :

$$B = 3,65^2 \cdot 75C \cdot (60/\pi)^2 \cdot (2g / k_1)^{5/2} = 13,32 \cdot 75 \cdot 1,2 \cdot 10^{-6} \\ 365,13 \cdot 1080,92 = 473,14$$

2. По формуле (23) определяем величину :

$$N_{грж} / N_r = (B / n_s^2) \eta_o \cdot \eta_r = (473,14 / 100^2) \cdot 0,966 \cdot 0,84 = 0,0384$$

3. По формуле (24) определяем величину $\eta_{мж}$:

$$\eta_{мж} = 1 / (1 + N_{грж} / N_r) = 1 / (1 + 0,0384) = 0,963 = 96,3\%$$

4. По формуле (14) определяем механический к.п.д. насоса:

$$\eta_m = \eta_{мподш} \cdot \eta_{мж} = 0,963 \cdot 0,985 = 0,949.$$

5. Определяем полный к.п.д. насоса η :

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m = 0,84 \cdot 0,966 \cdot 0,949 = 0,77.$$

6. Определяем полезную мощность насоса :

$$N = Q \cdot H_{нас} \cdot \gamma / 75 = 0,00265 \cdot 10 \cdot 830 / 75 = 0,293 \text{ [л. с.]}$$

5 САМОСТОЯТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ К.П.Д. ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПО ВАРИАНТАМ ЗАДАНИЙ

ВАРИАНТ 1

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$.

Производительность насоса $Q = 100 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 100 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 40, 60, 80, 100, 120$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2 / D_1 = 2,2$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o .

Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 2

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 120 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 100 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 40, 60, 80, 100, 120$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 2,4$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 3

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 140 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 100 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 40, 60, 80, 100, 120$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 2,6$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$;

механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 4

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 160 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 100 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 40, 60, 80, 100, 120$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 2,8$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 5

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 180 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 100 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 40, 60, 80, 100, 120$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 3,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д.,

учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса $\eta_{\text{м}}$ и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_0 . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_0 = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 6

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 200 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 100 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 40, 60, 80, 100, 120$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 3,2$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_{\text{г}} = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_0 , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса $\eta_{\text{м}}$ и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_0 . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_0 = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 7

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 220 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 100 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 40, 60, 80, 100, 120$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 3,4$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_{\text{г}} = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 8

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 160 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 80 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 80, 100, 120, 140, 160$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,6$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 9

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 180 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 80 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 80, 100, 120, 140, 160$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,8$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент

уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 10

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 200 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 80 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 80, 100, 120, 140, 160$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 2,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 11

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 220 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 80 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 80, 100, 120, 140, 160$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 2,2$; коэффициент входного диаметра насоса,

$k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 12

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 240 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 80 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 80, 100, 120, 140, 160$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 2,4$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 13

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 200 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 60 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 140$,

180, 220, 260, 300; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,2$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 14

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 220 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 60 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 140, 180, 220, 260, 300$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,4$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 15

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$.

Производительность насоса $Q = 240$ л/мин; напор, создаваемый насосом $H = 60$ м; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 140, 180, 220, 260, 300$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,6$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 16

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830$ кг/м³. Производительность насоса $Q = 260$ л/мин; напор, создаваемый насосом $H = 60$ м; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 140, 180, 220, 260, 300$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,8$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 17

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 280 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 60 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 140, 180, 220, 260, 300$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 2,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 18

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 240 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 40 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 250, 350, 450, 550, 650$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 19

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 260 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 40 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 250, 350, 450, 550, 650$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,1$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_{\text{г}} = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса $\eta_{\text{о}}$, величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса $\eta_{\text{м}}$ и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом $N_{\text{о}}$. Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_{\text{о}} = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 20

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 280 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 40 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 250, 350, 450, 550, 650$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,2$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_{\text{г}} = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса $\eta_{\text{о}}$, величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса $\eta_{\text{м}}$ и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом $N_{\text{о}}$.

Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 21

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 300 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 40 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 250, 350, 450, 550, 650$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,3$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 22

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 280 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 20 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 600, 700, 800, 900, 1000$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$;

механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 23

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 300 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 20 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 600, 700, 800, 900, 1000$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 24

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 320 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 20 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 600, 700, 800, 900, 1000$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{ж} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д.,

учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса $\eta_{\text{м}}$ и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_0 . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_0 = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 25

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 340 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 20 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 600, 700, 800, 900, 1000$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_{\text{г}} = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_0 , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{\text{мж}}$; механический к.п.д. насоса $\eta_{\text{м}}$ и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_0 . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{\text{от}} = f(n_s)$; $\eta_0 = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 26

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 360 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 20 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 600, 700, 800, 900, 1000$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_{\text{ж}} = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{\text{уп}} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_{\text{г}} = 0,86$; $\eta_{\text{мподш}} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

ВАРИАНТ 27

Дано: Топливный центробежный насос перекачивает авиационный керосин с плотностью $\gamma = 830 \text{ кг/м}^3$. Производительность насоса $Q = 380 \text{ л/мин}$; напор, создаваемый насосом $H = 20 \text{ м}$; коэффициент быстроходности насоса $n_s = 600, 700, 800, 900, 1000$; отношение диаметров рабочего колеса насоса на его выходе и входе $D_2/D_1 = 1,0$; коэффициент входного диаметра насоса, $k_0 = 4,29$; коэффициент расхода жидкости через уплотнительный зазор $\mu_ж = 0,4$; коэффициент уплотнения $k_{уп} = 0,8$; коэффициент уплотнительного зазора $m = 300$; $C = 1,2 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = 1,2$; $\eta_r = 0,86$; $\eta_{мподш} = 0,98$.

Для каждого значения коэффициента быстроходности определить: величину объемного к.п.д. насоса η_o , величину к.п.д., учитывающего трение дисков рабочего колеса о жидкость $\eta_{мж}$; механический к.п.д. насоса η_m и полный к.п.д. насоса η , полезную мощность насоса N и мощность, потребляемую насосом N_o . Построить характеристики насоса в виде зависимостей $q_{от} = f(n_s)$; $\eta_o = f(n_s)$; $\eta = f(n_s)$; $N = f(n_s)$.

Приложение 1.

Формулы пересчета полезной мощности и к.п.д. насоса

Полезной мощностью насоса N (мощностью, развиваемой насосом) называется энергия, ежесекундно сообщаемая насосом потоку жидкости. Эта мощность равна:

$$N = Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma \text{ [Вт]} = 10^{-3} \cdot Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma \quad ,$$

где расход насоса Q – в м³/с; напор насоса $H_{\text{нас}}$ – в м; γ – в н/м³.

$$N = Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma \cdot 9,81 / 736 = Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma / 75 \quad ,$$

где Q – в м³/с; $H_{\text{нас}}$ – в м; γ – в кг/м³.

$$N = Q \cdot p_{\text{нас}} \text{ [Вт]} = 10^{-3} \cdot Q \cdot p_{\text{нас}} \text{ [кВт]},$$

где $p_{\text{нас}} = H_{\text{нас}} \cdot \gamma$ – давление развиваемое насосом в н/м², Q – в м³/с.

Полным к.п.д. насоса η называется отношение полезной мощности насоса N к мощности, потребляемой насосом N_o .

Полный к.п.д. насоса определяется, как:

$$\eta = N / N_o = (Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma) / N_o$$

Разбивая все потери мощности насоса на гидравлические, объемные и механические получим:

$$\eta = (H_{\text{нас}} / H_{\text{Tz}}) \cdot (Q / (Q + q)) \cdot (N_r / N_o) = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m ,$$

где H_{Tz} – напор, который создавал бы насос при отсутствии потерь внутри него; $\eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m$ – соответственно гидравлический, объемный и механический к.п.д. насоса.

Полный к.п.д. насоса:

$$\eta = (Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma) / N_o \text{ [Вт]} = 10^{-3} \cdot (Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma) / N_o \text{ [кВт]},$$

где Q – в м³/с; $H_{\text{нас}}$ – в м; γ – в н/м³.

Полный к.п.д. насоса:

$$\eta = (Q \cdot H_{\text{нас}} \cdot \gamma) / 75 N_o \quad ,$$

где Q – в м³/с; $H_{\text{нас}}$ – в м; γ – в кг/м³.

Литература

1. Гидравлика: Учеб. пособие / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2007. – 199 с.: ил.
2. Гидравлические и пневматические системы: Учеб. / А.Г. Схиртладзе, В.И. Иванов, В.Н. Кареев; Под ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Высш. шк., 2006 – 534 с.: ил.
3. Стесин С.П., Артемьев Т.В. Гидравлика, гидромашины, гидропневмопривод. – М.: «ACADEMIA», 2007. – 336 с.: ил.
4. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах: Учеб./ Б.Б. Некрасов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1967. – 236 с.: ил.