

А.В. Иванов

**РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ
ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА
ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД**

Учебное пособие



Воронеж 2010

ГОУВПО «Воронежский государственный технический
университет»

А.В. Иванов

РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ
ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА
ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД

Утверждено Редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2010

УДК 621.453

Иванов А.В. Расчет и профилирование шнекоцентробежного насоса турбонасосного агрегата ЖРД: учеб. пособие /А.В. Иванов. Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2010. 120 с.

В учебном пособии изложена краткая теория и представлен пример расчета геометрических и гидравлических параметров шнекоцентробежного насоса. Пособие предназначено для курсового (по дисциплинам «Теория, расчет и проектирование ракетных двигателей», «Основы конструирования ракетных двигателей») и дипломного проектирования. Кроме того, пособие может использоваться для самостоятельной работы студентов при подготовке к практическим и лабораторным занятиям по дисциплинам «Теория, расчет и проектирование ракетных двигателей», «Основы конструирования ракетных двигателей».

Издание соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 160300 «Двигатели летательных аппаратов», специальности 160302 «Ракетные двигатели», дисциплинам «Основы конструирования ракетных двигателей» и «Теория, расчет и проектирование ракетных двигателей».

Предназначено для студентов очной формы обучения.

Ил. 47. Библиогр.: 6 назв.

Научный редактор д-р техн. наук, проф. В.С. Рачук

Рецензенты: кафедра авиационных двигателей Военного авиационного инженерного университета (начальник кафедры канд. техн. наук, доц., подполковник А.Н. Черкасов);
д-р техн. наук, проф. Ю.В. Демьяненко

© Иванов А.В. 2010

© Оформление. ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2010

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных агрегатов, определяющих основные характеристики и надежность ЖРД, является турбонасосный агрегат. Составной частью изучения турбонасосных агрегатов является расчет и профилирование проточной части насоса ТНА. В учебном пособии изложена краткая теория и дан пример расчета геометрических и гидравлических параметров шнекоцентробежного насоса. Учебное пособие предназначено для курсового (по дисциплинам «Теория, расчет и проектирование ракетных двигателей», «Основы конструирования ракетных двигателей») и дипломного проектирования. Кроме того, пособие может использоваться для самостоятельной работы студентов при подготовке к практическим и лабораторным занятиям по дисциплинам «Теория, расчет и проектирование ракетных двигателей», «Основы конструирования ракетных двигателей».

Материалы учебного пособия разработаны на базе аналогичных учебных пособий Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана [1] и Московского авиационного института (технического университета) [2], соответствуют требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 160300 «Двигатели летательных аппаратов», специальности 160302 «Ракетные двигатели», дисциплинам «Основы конструирования ракетных двигателей» и «Теория, расчет и проектирование ракетных двигателей».

В процессе курсового проектирования студент должен выполнить расчет и профилирование рабочих органов шнекоцентробежного насоса ТНА ЖРД. Исходными данными для расчета являются: массовый расход компонента топлива, \dot{m} , кг/с; полное давление на входе в насос, $p_{вх}$, МПа; полное давление на выходе из насоса, $p_{вых}$, МПа; максимальная температура на входе в насос, $T_{вх}$, К. Кроме того, в задании указываются компоненты топлива и рекомендации руководителя по содержанию курсового проекта. Проект состоит из 30–50 листов пояснительной записки.

Одна из основных задач курсового проекта – выполнение гидравлического расчета шнекоцентробежного насоса. Цель расчета насоса – для заданных исходных данных (расхода и напора) определить угловую скорость вращения вала насоса, геометрические размеры и форму основных элементов (подвода, шнека, центробежного колеса, отвода), параметры потока, потери энергии, потребляемую мощность, КПД, энергетические и кавитационные характеристики насоса.

В процессе выполнения курсовой работы и написания пояснительной записки студент должен:

- используя справочные данные, определить давление насыщенных паров, плотность и кинематическую вязкость компонента топлива;
- выбрать тип насоса;
- обосновать частоту вращения ротора, исходя из условия бескавитационной работы насоса или по предельной окружной скорости;
- обосновать меры, обеспечивающие бескавитационную работу насоса;
- определить геометрические размеры шнека и центробежного колеса;
- определить геометрические размеры насоса, число ступеней, размеры с учетом сжимаемости рабочего тела (подвод, шнек, центробежное колесо, отвод), если ею нельзя пренебречь;
- спроектировать меридиональное сечение центробежного колеса с построением графика оптимального изменения площади проходного сечения межлопаточного канала центробежного колеса по радиусу;
- спроектировать лопасти центробежного колеса, построить профили лопаток в плане и вспомогательные графики (закон изменения скорости, конформную диаграмму, сечение межлопаточного канала и т.п.), профилирование лопаток должно выполняться как минимум двумя способами, при этом одним из них должен быть метод парабол или конформных отображений;

- обосновать выбор подводящего и отводящего устройств насоса, рассчитать и спроектировать их, выполнить схемы подводящего и отводящего устройств со всеми необходимыми размерами в масштабе 1:1, подводящее устройство должно быть полуспирального или спирального типа, отводящее устройство – лопаточный направляющий аппарат со спиральным сборником и коническим диффузором;
- рассчитать и построить планы скоростей на входе в шнек и в центробежное колесо с указанием на схеме угла атаки, на выходе из шнека и рабочего колеса – в предположении бесконечного числа лопаток и для конечного числа лопаток;
- определить гидравлический КПД для расчетного режима;
- определить потери энергии, потребляемую мощность, КПД, энергетические и кавитационные характеристики насоса;
- рассчитать и построить характеристики насоса (КПД, энергетическую, кавитационную).

Оформление курсового проекта должно соответствовать требованиям **СТП ВГТУ 62-2007**.

Все схемы, графики, диаграммы и характеристики должны быть выполнены в масштабе с указанием размеров и размерностей. При выполнении расчетных и графических работ с использованием прикладных пакетов Mathcad, Excel, AutoCad студент должен предоставить руководителю проекта расчетные и графические модули в электронном виде. Запрещается текст расчетно-пояснительной записки представлять в виде распечатки, выполненной в пакете Mathcad.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

l, d, D, b, S, r	– линейные размеры, м
F	– площадь, м ²
c, u, w	– абсолютная, окружная и относительные скорости, м/с
ω	– угловая скорость, рад/с
α, β, θ, i	– геометрические углы, °
\dot{m}	– массовый расход, кг/с
\dot{V}	– объемный расход, м ³ / с
ρ	– плотность, кг / м ³
p	– давление, Па
H	– напор, Дж / кг
M	– момент силы, Н·м
N	– мощность, Вт
z	– число лопаток
η	– КПД
n_s	– коэффициент быстроходности
$C_{срв}$	– кавитационный коэффициент быстроходности
k_z	– коэффициент влияния конечного числа лопаток
K_D	– коэффициент диаметра
q	– коэффициент расхода

ИНДЕКСЫ

в – вала, вн – внутренний, вх – входа, вых – выхода, вт – втулки, г – гидравлический, д – дисковый, доп – допускаемый, к – колеса, кр – крутящий, л – лопатки, отв – отвода, р – расчетный (расходный), ср – средний, срв – срывной, т – теоретический, ц – центробежного колеса, ш – шнека, m – меридиональные составляющие скорости, u – окружные составляющие скорости, z – осевые составляющие скорости;

1 – входное сечение шнека (колеса), 2 – выходное сечение шнека (колеса), 3 – вход в отводной направляющий аппарат, 4 – выход из отводного направляющего аппарата.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

1.1. Устройство и основные параметры

Основными насосами в системе питания жидкостных ракетных двигателей являются лопастные насосы. Наиболее широко в турбонасосных агрегатах ЖРД распространены центробежные и шнекоцентробежные насосы. Центробежные насосы могут обеспечить на срывном режиме величину кавитационного коэффициента быстроходности $C_{срв}$ в пределах 800...2200. Для повышения антикавитационных качеств насоса используются предвключенные осевые ступени, имеющие лучшие, чем центробежное колесо, антикавитационные качества. Наиболее широкое распространение в качестве преднасосов получили шнековые колеса, отличающиеся относительной простотой изготовления. Шнек должен повышать давление на входе в центробежное колесо для обеспечения его работы в бескавитационном режиме. Насосы с предвключенными шнеками называются шнекоцентробежными. Кавитационный коэффициент быстроходности шнекоцентробежных насосов достигает величины 4000...5000 и более.

На рис. 1 показана конструктивная схема, а на рис. 2 дан пример конструктивного исполнения шнекоцентробежного насоса ТНА ЖРД. Как правило, шнек и центробежное колесо устанавливаются на одном валу и имеют с одинаковую угловую скорость. Шнекоцентробежные насосы используются в качестве основных насосов турбонасосных агрегатов ЖРД.

В системах питания ЖРД и двигательных установок находят применение вспомогательные (бустерные) насосы, служащие для улучшения антикавитационных качеств системы питания. Бустерные насосы повышают давление перед основными насосами, обеспечивая их работу без кавитационного срыва. В качестве бустерных насосов применяются шнековые или диагональные насосы, могут использоваться шнекоцентробежные и струйные (эжекторные) насосы.

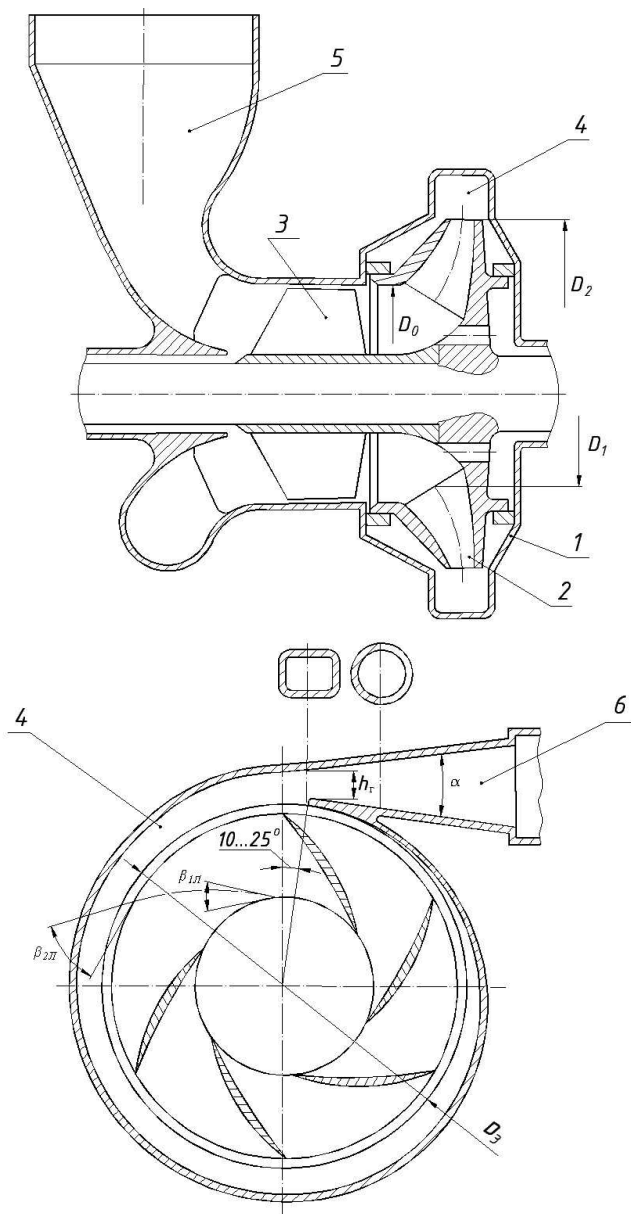


Рис. 1. Конструктивная схема шнекоцентробежного насоса:
 1 – корпус насоса; 2 – центробежное колесо; 3 – шнек; 4 – спиральный
 сборник; 5 – подвод насоса; 6 – конический диффузор

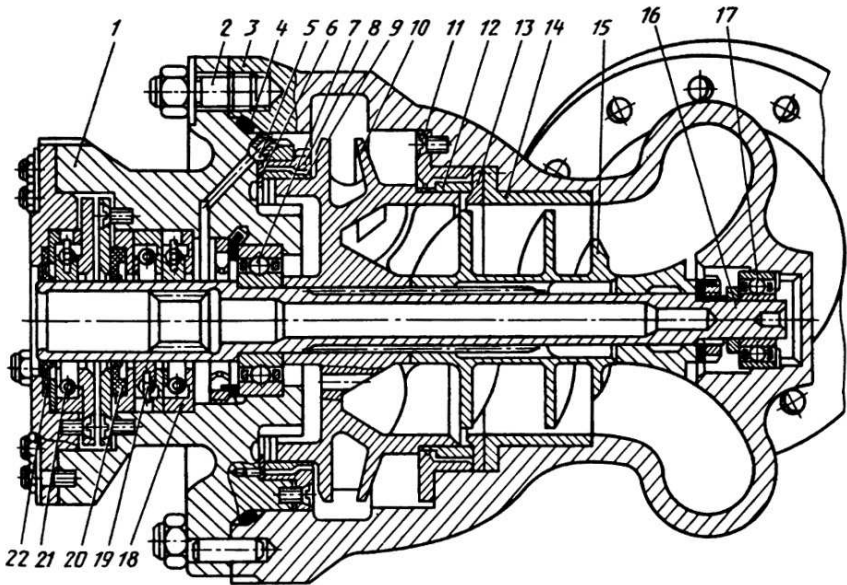


Рис. 2. Конструкция шнекоцентробежного насоса

1 – крышка; 2 – шпильки; 3 – корпус; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – жиклер; 6, 13 – опорные кольца; 7, 17 – подшипники; 8, 11 – обоймы плавающих колец; 9, 12 – плавающие кольца; 10 – центробежное колесо; 14 – втулка; 15 – шнек; 16 – вал; 18, 19, 21 – плавающие кольца; 20, 22 – манжеты

1.1.1. Основные геометрические параметры шнека и центробежного колеса.

На рис. 3, а показан шнек постоянного шага и его развертка на плоскость по среднему диаметру, а на рис. 3, б – шнек переменного шага. На рис. 4 приведен внешний вид шнека с профилированной втулкой.

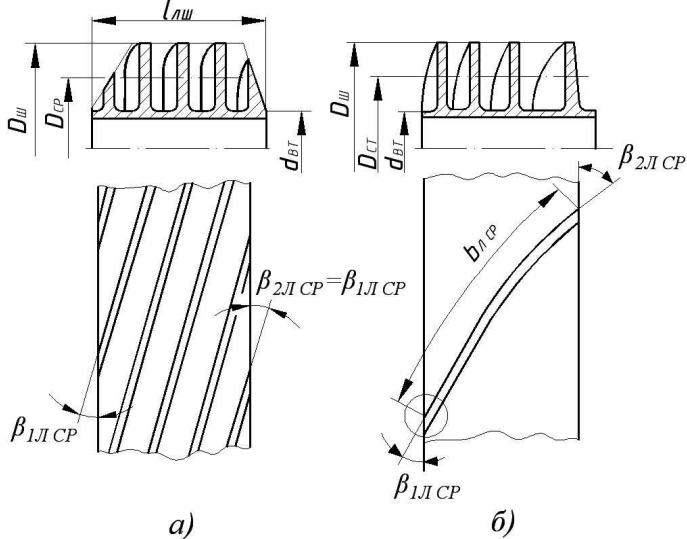


Рис. 3. Основные геометрические параметры шнеков: а – шнек постоянного шага; б – шнек переменного шага

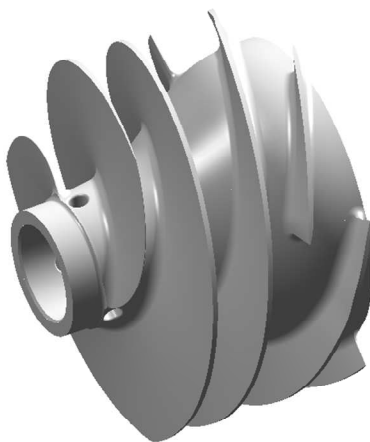


Рис. 4. Внешний вид шнека

Основными геометрическими параметрами шнека являются: $D_{\text{ш}}$ – наружный диаметр шнека; $d_{\text{вт}}$ – диаметр втулки; $D_{\text{ш.э}} = \sqrt{D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{вт}}^2}$ – эквивалентный диаметр шнека; $D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{ш}} + D_{\text{вт}}}{2}$ – средний диаметр шнека; S_1, S_2 – шаг шнека (шаг винтовой линии) на входе и выходе; $(S = \pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot \text{tg} \beta_{\text{л.ср}})$; $l_{\text{зш}}$ – осевая длина шнека; $z_{\text{ш}}$ – число лопаток шнека; $b_{\text{л.ср}}$ – длина лопаток шнека вдоль винтовой линии; $t_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}}}{z_{\text{ш}}}$ – окружной шаг лопаточной решетки шнека; $\tau_{\text{ср}} = \frac{b_{\text{л.ср}}}{t_{\text{ср}}}$ – густота шнека; $\bar{d}_{\text{вт}} = \frac{d_{\text{вт}}}{D_{\text{ш}}}$ – втулочное отношение шнека.

На рис. 5 приведены основные геометрические характеристики центробежного колеса насоса. К ним относятся: D_0 – диаметр входа в колесо; D_1 – средний диаметр входных кромок лопаток; D_2 – диаметр колеса на выходе; b_1 – ширина колеса на входе; b_2 – ширина колеса на выходе; $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ – углы лопаток на входе и выходе. На рис. 6 приведен внешний вид центробежного колеса насоса.

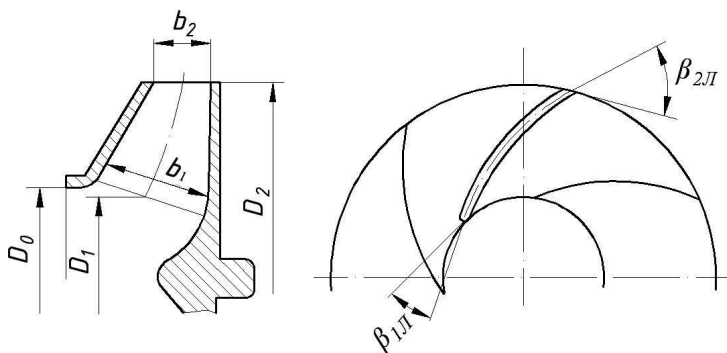


Рис. 5. Геометрические характеристики центробежного колеса

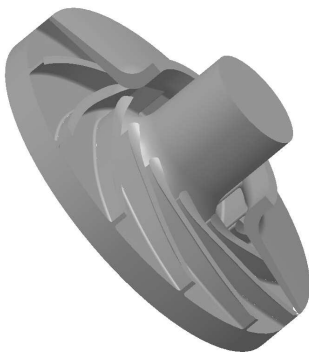


Рис. 6. Внешний вид центробежного колеса

1.2. Исходные данные для расчета

Для выполнения расчета шнекоцентробежного насоса необходимо на основании полученного задания подготовить исходные данные для расчета. Исходными данными для расчета являются:

физические характеристики перекачиваемой насосом жидкости: плотность ρ , вязкость ν , давление насыщенного пара p_s – определяются на основании заданных давления и температуре на входе в насос из соответствующей справочной литературы и приложений к настоящему учебному пособию;

минимальное полное давление на входе в насос $p_{вх}$;

максимальная температура компонента на входе в насос $T_{вх}$;

массовый или объемный расход компонента топлива \dot{m} , \dot{V} ; требуемое давление на выходе из насоса $p_{вых}$.

1.3. Определение угловой скорости и диаметров шнека

Выбор оптимальной угловой скорости вращения турбонасосного агрегата (ТНА) определяется рядом факторов.

Более высоким значениям окружной скорости соответствует меньшая масса турбонасосного агрегата.

Привод насосного агрегата от турбины требует больших окружных скоростей, при этом КПД турбины будет высоким.

Ограничение по величине окружной скорости приходится вводить из-за необходимости обеспечения прочности лопаток и диска турбины. Обычно $u_T < 350...450$ м/с.

Необходимо также иметь в виду ограничение по работоспособности подшипников. Быстроходность подшипников – произведение среднего диаметра на частоту вращения ротора ($D_{\text{ср.ш.п.}} \cdot \omega$) не должно превышать $(2...3) \cdot 10^5$ мм·рад/с. При этом обязательно должно обеспечиваться требование по запасу прочности вала на кручение.

Следующее ограничение при выборе угловой скорости связано с насосом и вызвано необходимостью обеспечения работы насоса без кавитационного срыва. Это ограничение, как правило, является решающим при отсутствии в системе питания бустерного насоса.

1.3.1. Определение угловой скорости при отсутствии в системе питания бустерного насоса

В этом случае при определении угловой скорости ротора ТНА, состоящего из турбины и двух насосов (рис. 7), исходят из того, что объемный расход насоса окислителя больше объемного расхода насоса горючего. Это справедливо для всех ЖРД, кроме ЖРД, использующих в качестве горючего водород, однако и для них определяющим с точки зрения антикавитационных качеств является насос окислителя. Поэтому при одинаковых антикавитационных качествах, определяемых величиной кавитационного коэффициента быстроходности $C_{\text{срв}}$ и одной и той же полной располагаемой энергии на входе в насосы $\Delta h_{\text{вх}}$ насос окислителя будет работать без кавитационного срыва при меньшей угловой скорости вращения, чем насос горючего. Это означает, что угловая скорость вращения ротора ТНА будет определяться условиями работы насоса окислителя.

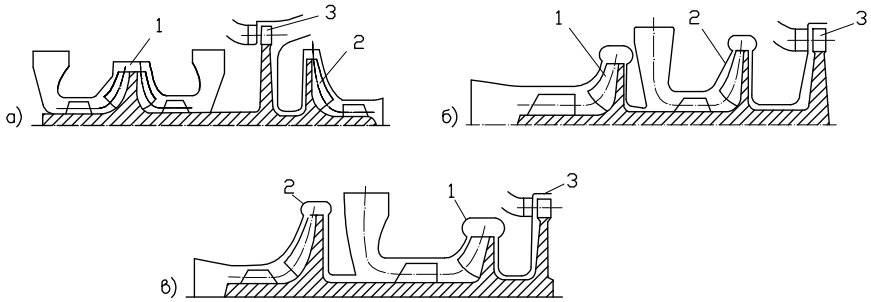


Рис. 7. Схемы ТНА:

а – консольное расположение насосов; б и в – консольное расположение турбины; 1 – насос окислителя; 2 – насос горючего; 3 – турбина

Угловая скорость вращения вала насоса находится из выражения

$$\omega = \frac{C_{\text{срв}} \cdot (\Delta h_{\text{срв}})_{\text{доп}}^{3/4}}{298 \cdot \dot{V}^{1/2}}, \quad (1.1)$$

где $(\Delta h_{\text{срв}})_{\text{доп}}$ – величина допускаемого кавитационного запаса, определяемая по формуле

$$(\Delta h_{\text{срв}})_{\text{доп}} = \Delta h_{\text{вх}} - \Delta h_{\text{рез}}, \quad (1.2)$$

где $\Delta h_{\text{вх}} = \frac{p_{0\text{вх}} - p_s}{\rho} = \frac{p_{\text{вх}} - p_s}{\rho} + \frac{c_{\text{вх}}^2}{2}$ – полная располагаемая энергия на входе в насос; $\Delta h_{\text{рез}}$ – резерв по давлению, учитывающий несовершенство расчетов и отличие кавитационных свойств отдельных экземпляров насосов. Обычно принимают $\Delta h_{\text{рез}} = 10 \dots 30$ Дж/кг. Для жидкого водорода – $\Delta h_{\text{рез}} = 70 \dots 200$ Дж/кг.

Полное располагаемое давление на входе в насос $p_{0\text{вх}}$ главным образом определяется давлением в баке $p_б$:

$$p_{0\text{вх}} = p_б - \rho \cdot L_{\text{сопр.вх}} - \rho \cdot \Delta h_{\text{рез}}, \quad (1.3)$$

где $L_{\text{сопр.вх}}$ – потери энергии жидкости во входном трубопроводе.

Величина $L_{\text{сопр.вх}}$ зависит от скорости жидкости во входном трубопроводе, его геометрических размеров и коэффициента сопротивления установленного в нем запорного клапана. Ориентировочно можно принять $L_{\text{сопр.вх}}=50\text{...}200$ Дж/кг.

При отсутствии в системе питания бустерного насоса кавитационный коэффициент быстроходности $C_{\text{срв}}$ следует назначать максимально возможным, что обеспечивается рядом конструктивных мер. Для этого можно воспользоваться графиками рис. 8, где приведены зависимости $C_{\text{срв.мах}}$, K_D ш орт, K_D ш.э орт, $K_{d_{\text{вт}}}$ втулочного отношения $\bar{d}_{\text{вт}}$. Величины $C_{\text{срв}}$ так соответствуют насосам, работающим на высококипящих жидкостях с малым количеством свободных газов. При наличии в жидкости значительного количества свободных газов максимально возможные величины кавитационного коэффициента быстроходности снижаются:

$$C_{\text{срв}} = C_{\text{срв.мах}} \cdot (1 - 1,5 \cdot \delta_{\text{вх}}), \quad (1.4)$$

где $\delta_{\text{вх}}$ – объемное содержание свободного газа на входе в насос.

На рис. 7 показано несколько вариантов взаимного расположения турбины и насосов ТНА.

Для случая консольного расположения насоса окислителя, когда вал шнека не передает значительного крутящего момента, принимают $\bar{d}_{\text{вт}}=0,25\text{...}0,35$ для насосов с осевым подводом (см. рис. 7, б) и $\bar{d}_{\text{вт}}=0,35\text{...}0,55$ для насосов с радиальным (кольцевым, полуспиральным, спиральным) подводом (см. рис. 7, а). По величине $\bar{d}_{\text{вт}}$ пользуясь графиками рис. 8, определяют $C_{\text{срв}}$ и коэффициенты диаметров шнека.

Если вал шнека насоса окислителя передает крутящий момент насосу горючего (см. рис. 7, в), то его диаметр и, следовательно, диаметр втулки шнека будут определяться величиной этого момента:

$$M_{\text{кр}} = \frac{N_{\text{нг}}}{\omega}, \quad (1.5)$$

где $N_{\text{нг}}$ мощность насоса горючего.

Мощность насоса рассчитывается по формуле

$$N_{\text{н}} = \frac{\rho \cdot \dot{V} \cdot H}{\eta_{\text{н}}}, \quad (1.6)$$

где напор H определяется потребным давлением на выходе из насоса:

$$H = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho} + \frac{c_{\text{вых}}^2 - c_{\text{вх}}^2}{2} \quad (1.7)$$

Скорости на входе и выходе из насоса выбираются в пределах $c_{\text{вх}}=5...15$ м/с, $c_{\text{вых}}=15...30$ м/с. КПД насоса в первом приближении можно принять равным $\eta_{\text{н}}=0,6...0,7$.

Зная крутящий момент на валу шнека, можно определить диаметр вала из формулы

$$\frac{M_{\text{кр}}}{W} \leq \tau_{\text{доп}} \quad (1.8)$$

где $W = \frac{\pi}{16} \cdot d_{\text{в}}^3$ – момент сопротивления кручению; $\tau_{\text{доп}}$ – допустимое напряжение на кручение: для высоколегированных сталей $\tau_{\text{доп}} = (2...6) \cdot 10^8$ Па .

Подставляя (1.5) в (1.8), получаем минимальное значение диаметра вала

$$d_{\text{в min}} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot N_{\text{нг}}}{\omega \cdot \tau_{\text{доп}}}}. \quad (1.9)$$

Предельное значение диаметра вала

$$d_{\text{в}} = K_{\text{зап}} \cdot d_{\text{в min}}, \quad (1.10)$$

где $K_{\text{зап}} = 1, 2...1, 5$ – коэффициент запаса прочности.

Диаметр втулки шнека принимается равным

$$d_{\text{вт}} = (1,05...1,2) \cdot d_{\text{в}}. \quad (1.11)$$

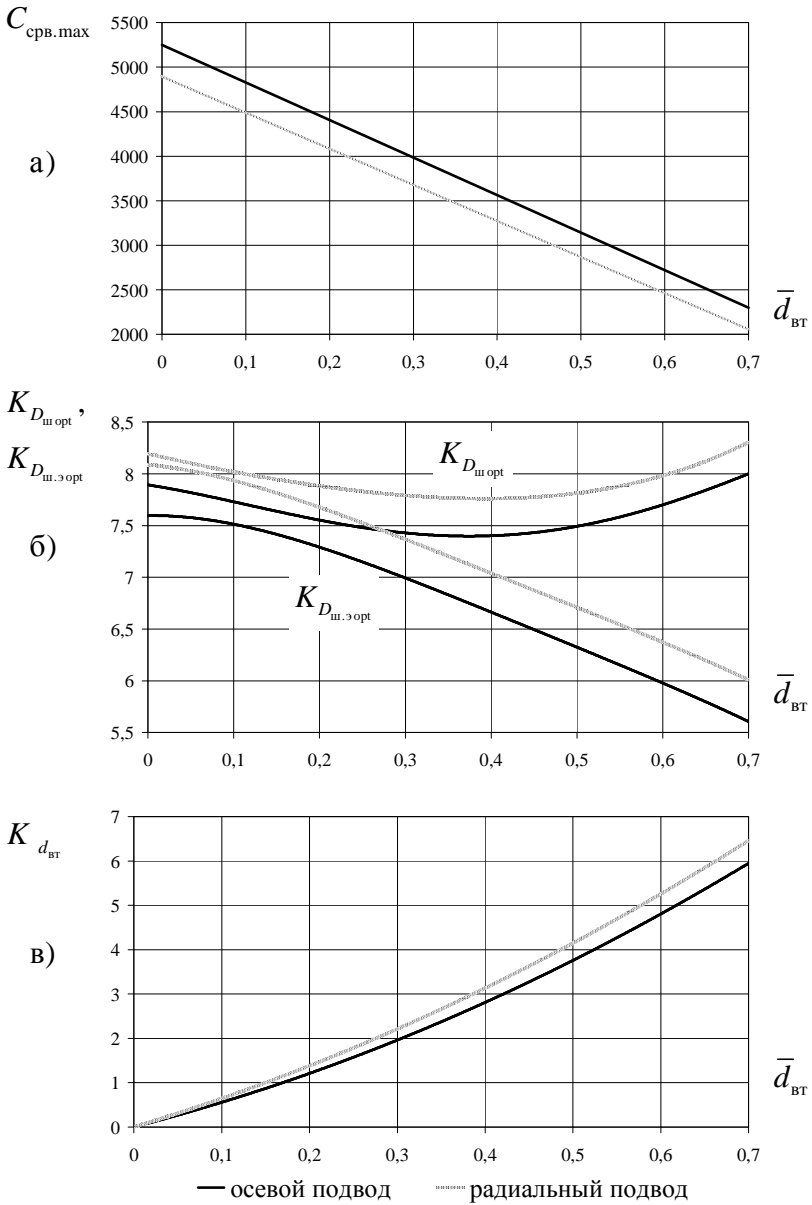


Рис. 8. Зависимости $C_{\text{срв.маx}}$ (а), $K_{D_{\text{ш.опт}}}$ и $K_{D_{\text{ш.э.опт}}}$ (б), $K_{d_{\text{вт}}}$ (в) от $\bar{d}_{\text{вт}}$

Подставляя (1.9), (1.10) и (1.11) в выражение для коэффициента диаметра втулки насоса $K_{d_{вт}} = 2,13 \frac{d_{вт}}{\sqrt[3]{\dot{V}/\omega}}$,

получаем

$$K_{d_{вт}} = (2,24 \dots 2,56) \cdot K_{зап} \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot N_{н}}{\dot{V} \cdot \tau_{доп}}}, \quad (1.12)$$

где \dot{V} – объемный расход жидкости через насос

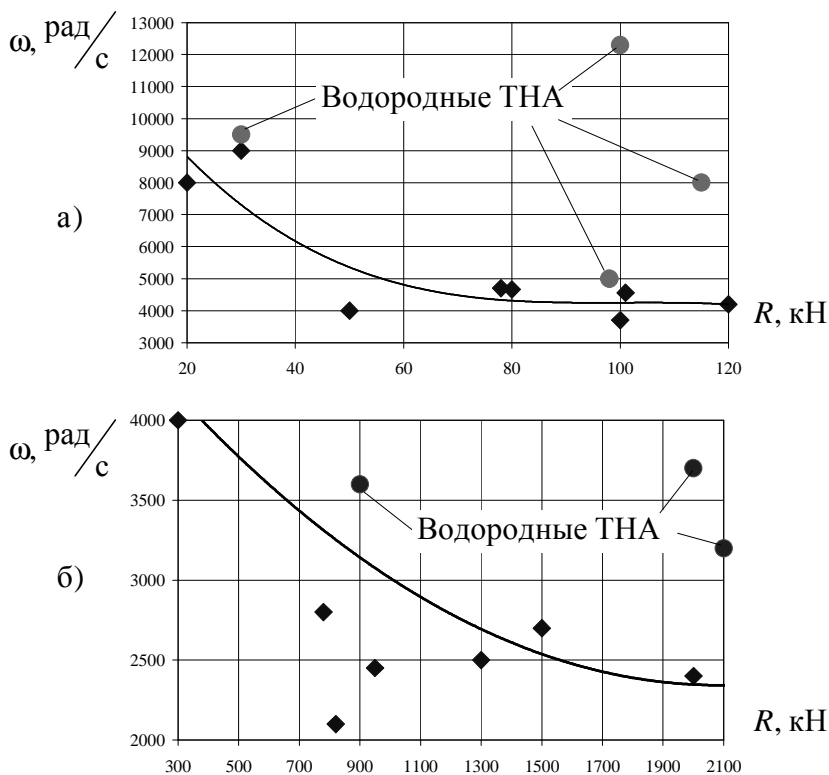


Рис. 9. Зависимость частоты вращения ТНА (ω) от тяги R двигателя: а – для двигателей малой тяги; б – для двигателей средней и большей тяги

По величине $K_{d_{вт}}$ с помощью графиков рис. 8 определяются $\bar{d}_{вт}$ и $C_{срв}$. По известным $\Delta h_{срв}$ и $C_{срв}$ подсчитывается угловая скорость вращения (1.1), которая является предельно допустимой по условиям кавитационного срыва.

Величина ω во многом определяется размерностью двигателя. На рис. 9 приведены зависимости достигнутых угловых скоростей вращения роторов ТНА от тяги ряда двигателей. Эти зависимости могут служить ориентиром при выборе ω . Одновременно с угловой скоростью по величине $\bar{d}_{вт}$ с помощью графиков рис.8 находят коэффициенты $K_{D_{ш}}$ и $K_{D_{ш.э}}$, а затем вычисляют диаметры шнека по формулам

$$D_{ш} = 0,47 \cdot K_{D_{ш}} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{\omega}}; \quad D_{ш.э} = 0,47 \cdot K_{D_{ш.э}} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{\omega}}; \\ d_{вт} = D_{ш} \cdot \bar{d}_{вт}. \quad (1.13)$$

1.3.2. Определение угловой скорости при наличии в системе питания бустерного насоса

При использовании в системе питания бустерного насоса давление на входе в основной насос будет определяться напором бустерного насоса. Поэтому высокую угловую скорость вращения основного насоса можно получить, имея $C_{срв}$ значительно меньше максимального. В этом случае больше внимания уделяется повышению экономичности основного насоса при некотором ухудшении антикавитационных качеств. Высокого значения КПД насоса можно достичь при уменьшении коэффициента эквивалентного входного диаметра центробежного колеса $K_{D_{0,3}}$. Например, общепромышленные насосы, показывающие высокий гидравлический КПД, имеют $K_{D_{0,3}} = 3,7...4,5$

Для определения ω можно воспользоваться графиком рис. 10, где приведена опытная зависимость КПД насосов от

n_s :

$$\eta_H = \frac{0,82 - 0,005 \cdot \sqrt{n_s}}{1 + \frac{500}{n_s^2}}. \quad (1.14)$$

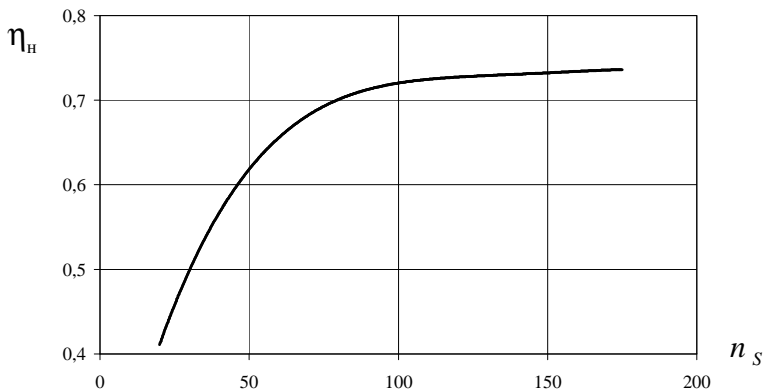


Рис. 10. Обобщенная зависимость η_H от n_s

Коэффициент быстроходности

$$n_s = 193,3 \frac{\omega \cdot \sqrt{\dot{V}}}{H^{3/4}}. \quad (1.15)$$

Коэффициентам $n_s = 30 \dots 250$ соответствуют центробежные колеса, $n_s = 250 \dots 600$ – колеса диагонального типа, а $n_s > 600$ – осевые колеса.

Задавшись величиной коэффициента быстроходности для насоса окислителя $n_s = 60 \dots 110$ (горючего $n_s = 30 \dots 110$) из формулы (1.15) можно определить угловую скорость вращения

$$\omega = \frac{n_s \cdot H^{3/4}}{193,3 \cdot \dot{V}^{1/2}} \quad (1.16).$$

При обычных значениях $d_{\text{вт}} = 0,25 \dots 0,55$ максимальные величины коэффициента эквивалентного диаметра шнека

$K_{D_{ш.э}}$ определяются по графику рис. 8 и соответствуют насосам с высокими антикавитационными качествами. Минимальные величины $K_{D_{ш.э}}$ равны 4...4,5 и соответствуют насосам с высоким гидравлическим КПД, но с ухудшенными антикавитационными качествами. Для выбора $K_{D_{ш.э}}$ можно также воспользоваться следующими опытными зависимостями; для насосов окислителя:

$$K_{D_{ш.э}} = 9,8 - 0,04 \cdot n_s, \quad 60 < n_s < 110; \quad (1.17)$$

для насосов горючего:

$$K_{D_{ш.э}} = 8,6 - 0,04 \cdot n_s, \quad 30 < n_s < 70. \quad (1.18)$$

По известным значениям $K_{D_{ш.э}}$ и $\bar{d}_{вт}$ рассчитывают коэффициент диаметра шнека $K_{D_{ш}} = \frac{K_{D_{ш.э}}}{\sqrt{1 - \bar{d}_{вт}^2}}$, а затем по формулам (1.13) вычисляют диаметры шнека.

1.4. Определение размеров входа в центробежное колесо

Коэффициент эквивалентного входного диаметра колеса $K_{D_{0,э}}$ выбирается равным или меньшим коэффициента эквивалентного входного диаметра шнека $K_{D_{ш.э}}$:

$$K_{D_{0,э}} = (0,7 \dots 1,0) \cdot K_{D_{ш.э}}. \quad (1.19)$$

Меньшие значения $K_{D_{0,э}}$ следует выбирать для насосов большей быстроходности.

Входной диаметр колеса определяется по формулам

$$K_{D_0} = \frac{K_{D_{0,э}}}{\sqrt{1 - \bar{d}_{вт}^2}}, \quad D_0 = 0,47 \cdot K_{D_0} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{\omega}}. \quad (1.20)$$

Если выбранное значение $K_{D_{0,э}}$ меньше $K_{D_{ш.э}}$, то при постоянной величине $\bar{d}_{вт}$ диаметр шнека $D_{ш}$ будет больше диаметра входа в колесо D_0 . В этом случае шнек выполняется выставным. Такое соотношение размеров $D_{ш}$ и D_0 в

шнекоцентробежных насосах встречается достаточно часто.

Средний диаметр входных кромок лопаток центробежного колеса определим как

$$D_1 = (0,85 \dots 0,95) \cdot D_0. \quad (1.21)$$

Для определения ширины колеса на входе b_1 воспользуемся рекомендацией по соотношению площади входа в центробежное колесо и площади входа на лопатки:

$$\chi = \frac{D_{0.3}^2}{4 \cdot D_1 \cdot b_1}. \quad (1.22)$$

Для улучшения антикавитационных качеств центробежного колеса целесообразно, чтобы χ составляло величину 0,65...0,8. Большее уширение, то есть меньшее значение χ , рекомендуется для насосов окислителя. Тогда

$$b_1 = \frac{D_{0.3}^2}{4 \cdot (0,65 \dots 0,8) \cdot D_1}. \quad (1.23)$$

1.5. Определение наружного диаметра центробежного колеса

Наружный диаметр центробежного колеса определяется величиной потребного напора H . Связь между H и D_2 установим через теоретический напор при бесконечном числе лопаток H_{∞} :

$$H_{\infty} = c_{2u\infty} \cdot u_2 = u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}} \right) = u_2^2 \cdot (1 - q_p), \quad (1.24)$$

где q_p – расходный параметр.

Поскольку потребный напор $H = k_z \cdot \eta_r \cdot H_{\infty}$, то можно найти окружную скорость колеса на выходе:

$$u_2 = \sqrt{\frac{H}{k_z \cdot \eta_r \cdot (1 - q_p)}}, \quad (1.25)$$

где k_z – коэффициент влияния конечного числа лопаток; η_r –

гидравлический КПД насоса.

Задаваясь по опытным данным значениями $k_z=0,8...0,85$, $\eta_r=0,8...0,85$ и $q_p=0,05...0,1$, определяем величину u_2 . По u_2 и угловой скорости вращения ω найдем D_2 в первом приближении:

$$D_2 = \frac{2 \cdot u_2}{\omega}. \quad (1.26)$$

Затем необходимо определить отношение диаметров $\bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_2}$. Если отношение $\bar{D}_1 > 0,6...0,65$ то с целью получения высокого гидравлического КПД насоса рекомендуется уменьшить его до $0,55...0,6$ путем уменьшения D_1 , а следовательно, и D_0 . Однако надо иметь ввиду, что уменьшение D_0 (уменьшение K_{D_0}) приводит к ухудшению антикавитационных качеств центробежного колеса и вызывает необходимость увеличения напора шнека, например, путем некоторого увеличения угла атаки.

Если уменьшение D_1 нежелательно, то можно уменьшить угловую скорость для увеличения диаметра D_2 .

1.6. Совместная работа центробежного колеса и шнека.

Определение шага шнека

Антикавитационные качества шнекоцентробежного насоса определяются в основном шнеком. Шнекоцентробежный насос необходимо проектировать таким образом, чтобы при снижении входного давления кавитационный срыв шнека происходил одновременно со срывом центробежного колеса.

Условие одновременного срыва определяется как равенство полного давления на выходе из шнека на срывном режиме полному давлению срыва центробежного колеса:

$$p_{п1} + \rho \cdot (\Delta h_{срв})_{доп} + \rho \cdot H_{ш} - \rho \cdot \Delta H_{ш} = p_{п1ц} + \rho \cdot \Delta h_{срв.ц}, \quad (1.27)$$

где $p_{ш}$ и $p_{ц}$ – соответственно давление насыщенных паров жидкости на входе в шнек и на входе в центробежное колесо; $(\Delta h_{срв})_{доп}$ и $\Delta h_{срв.ц}$ – срывной кавитационный запас шнека и центробежного колеса; $H_{ш}$ – напор шнека при отсутствии влияния кавитации; $\Delta H_{ш}$ – величина падения напора шнека из-за кавитации.

В общем случае давления $p_{ш}$ и $p_{ц}$ не равны, так как температура на входе в центробежное колесо выше, чем на входе в шнек, из-за подогрева жидкости утечками, поступающими на вход в колесо. При работе насоса на расчетном режиме различием давлений паров можно пренебречь. Тогда уравнение (1.27) запишется в виде

$$(\Delta h_{срв})_{доп} + H_{ш} - \Delta H_{ш} = \Delta h_{срв.ц}. \quad (1.28)$$

Срывной кавитационный запас центробежного колеса $\Delta h_{срв.ц}$ определяется по формуле

$$\Delta h_{срв.ц} = \lambda_{срв.ц} \cdot \frac{w_{1ц}^2}{2} + m \cdot \frac{c_{1ц}^2}{2}, \quad (1.29)$$

где $w_{1ц}$ и $c_{1ц}$ – относительная и абсолютная скорости жидкости на диаметре D_1 ; $\lambda_{срв.ц}$ – коэффициент кавитации центробежного колеса на срывном режиме; m – коэффициент, учитывающий неравномерность скоростей ($m > 1$). При расчетах принимают $m = 1$, а влияние неравномерности скоростей учитывают увеличением $\Delta H_{ш}$;

Разделив уравнение (1.28) на квадрат окружной скорости на среднем диаметре шнека $u_{ср}^2$, с учетом выражения (1.29) получим

$$\frac{(\Delta h_{срв})_{доп}}{u_{ср}^2} + \frac{H_{ш}}{u_{ср}^2} - \frac{\Delta H_{ш}}{u_{ср}^2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\lambda_{срв.ц} \cdot \frac{w_{1ц}^2}{u_{ср}^2} + \frac{c_{1ц}^2}{u_{ср}^2} \right). \quad (1.30)$$

Относительную величину падения напора из-за

кавитации рекомендуется принимать $\frac{\Delta H_{ш}}{u_{cp}^2} = 0,1 \dots 0,2$.

Напор шнека $H_{ш}$ можно выразить следующим образом:

$$H_{ш} = \eta_{г.ш} \cdot c_{2u_{cp}} \cdot u_{cp}, \quad (1.31)$$

где $\eta_{г.ш}$ – гидравлический КПД шнека ($\eta_{г.ш} = 0,4 \dots 0,7$); $c_{2u_{cp}}$ – закрутка потока на выходе из шнека на среднем диаметре D_{cp} .

Коэффициент кавитации центробежного колеса по результатам опытных данных равен

$$\lambda_{срв.ц} = 0,65 \cdot \left(1 + 5 \cdot \frac{\delta_{1ц} \cdot z}{D_1} \right) \cdot \frac{c_{1mц} / u_{1ц}}{1 - \varphi}, \quad (1.32)$$

где $c_{1mц}$ и $u_{1ц}$ – меридиональная и окружная скорости потока

на диаметре колеса D_1 ; $\varphi = \frac{c_{1uц}}{u_{1ц}}$ – относительная закрутка

потока на входе в центробежное колесо; $\delta_{1ц}$ – толщина входной кромки; z – число лопаток центробежного колеса.

Обычно принимают $\frac{\delta_{1ц} \cdot z}{D_1} = 0,1 \dots 0,2$.

Положим, что течение между шнеком и колесом происходит без потерь по закону постоянства циркуляции ($c_u \cdot r = \text{const}$) и что струйка, покидающая шнек на диаметре D_{cp} , поступает в колесо на диаметре D_1 .

Выразим параметры потока перед центробежным колесом через параметры потока на выходе из шнека с использованием кинематических соотношений, записанных с учетом изложенных ранее допущений:

$$\begin{aligned} w_{1ц}^2 &= (u_{1ц} - c_{1uц})^2 + c_{1mц}^2; & c_{1ц}^2 &= c_{1mц}^2 + c_{1uц}^2; \\ u_{1ц} &= u_{cp} \cdot (D_1 / D_{cp}); & c_{1uц} &= c_{1u_{cp}} \cdot (D_{cp} / D_1); \\ c_{1mц} &= \chi \cdot c_{2z} \quad (\text{при } D_{ш.э} = D_{0.э}), \end{aligned}$$

где c_{2z} – осевая скорость на выходе из шнека, равная осевой скорости на входе в шнек c_{1z} (при $d_{\text{вт}} = \text{const}$). Осевая скорость на входе в шнек определяется по формуле

$$c_{1z} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_{\text{ш.э}}^2} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_{\text{ш}}^2 \cdot (1 - \bar{d}_{\text{вт}}^2)}. \quad (1.33)$$

Обозначив $\bar{c}_u = c_{2u\text{ср}}/u_{\text{ср}}$; $\bar{c}_z = c_{1z}/u_{\text{ср}}$;

$$\Delta \bar{h}_{\text{срв}} = (\Delta h_{\text{срв}})_{\text{доп}}/u_{\text{ср}}^2; \quad \Delta \bar{H}_{\text{ш}} = \Delta H_{\text{ш}}/u_{\text{ср}}^2,$$

преобразуем с помощью этих соотношений уравнение (1.28):

$$\Delta \bar{h}_{\text{срв}} + \eta_{\text{г.ш}} \cdot \bar{c}_u - \Delta \bar{H}_{\text{ш}} = \frac{1}{2} \cdot K_{\lambda} \cdot \chi \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{D_1} \cdot \frac{\bar{c}_z}{1 - \bar{c}_u \cdot \left(\frac{D_{\text{ср}}}{D_1}\right)^2} \times \quad (1.34)$$

$$\times \left[\left(\frac{D_1}{D_{\text{ср}}} - \bar{c}_u \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{D_1} \right)^2 + \chi^2 \cdot \bar{c}_z^2 \right] + \frac{1}{2} \cdot \chi^2 \cdot \bar{c}_z^2 + \frac{1}{2} \cdot \bar{c}_u^2 \cdot \left(\frac{D_{\text{ср}}}{D_1} \right)^2,$$

где

$$K_{\lambda} = 0,65 \cdot \left(1 + 5 \cdot \frac{\delta_{\text{лц}} \cdot z}{D_1} \right) = 1,0 \dots 1,3.$$

Если отношение $\frac{D_{\text{ср}}}{D_1}$ имеет величину, близкую к единице, то уравнение (1.34) существенно упрощается:

$$\Delta \bar{h}_{\text{срв}} + \eta_{\text{г.ш}} \bar{c}_u - \Delta \bar{H}_{\text{ш}} = \frac{1}{2} \cdot \left[K_{\lambda} \cdot \chi \cdot \bar{c}_z \cdot \left(1 - \bar{c}_u + \frac{\chi^2 \cdot \bar{c}_z^2}{1 - \bar{c}_u} \right) + \chi^2 \cdot \bar{c}_z^2 + \bar{c}_u^2 \right]. \quad (1.35)$$

Из уравнений (1.34) или (1.35) получим значение необходимой относительной закрутки потока на выходе из шнека \bar{c}_u .

Уравнение (1.34) или (1.35) может быть решено графически либо численным методом. На рис. 11 приведен пример графического решения уравнения. Точки *A* и *B*

определяют значение необходимой закрутки. Следует выбрать меньшее значение \bar{c}_u . При этом шнек будет менее напорным и доля шнека в создании напора насоса будет меньше, а поскольку его КПД ниже, чем КПД центробежного колеса, КПД всего насоса будет больше. Кроме того, при меньших значениях \bar{c}_u антикавитационные качества шнека будут выше.

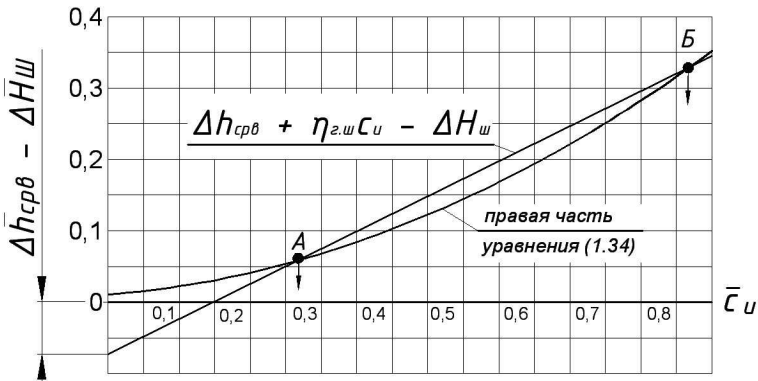


Рис. 11. К определению необходимой закрутки потока за шнеком

По относительной закрутке \bar{c}_u можно определить угол потока на выходе из шнека

$$\beta_{2\text{ср}} = \arctg\left(\frac{\bar{c}_z}{1 - \bar{c}_u}\right), \quad (1.36)$$

и эквивалентный шаг шнека

$$S_3 = \pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot \text{tg}\beta_{2\text{ср}} \quad (1.37)$$

Для шнека постоянного шага ($S_1 = S_2 = S_3 = \text{const}$) угол лопаток на входе будет равен углу лопаток на выходе: $\beta_{1\text{л.ср}} = \beta_{2\text{л.ср}} = \beta_{2\text{ср}}$ (отставание потока от направления, задаваемого лопатками в шнеке постоянного шага большой густоты, практически отсутствует). Угол атаки на среднем диаметре $i_{\text{ср}}$ определяется как разность углов:

$$i_{\text{ср}} = \beta_{1\text{л.ср}} - \beta_{1\text{ср}}, \quad (1.38)$$

где $\beta_{1\text{cp}}$ – угол входа потока в шнек:

$$\beta_{1\text{cp}} = \arctg(\bar{c}_z). \quad (1.39)$$

Угол атаки i_{cp} не должен превышать 10° , так как в противном случае антикавитационные и энергетические качества шнекоцентриробежного насоса будут ухудшаться. Если угол атаки i_{cp} получится меньше 10° , то можно применить шнек постоянного шага. Если же i_{cp} будет больше 10° , то следует принять $i_{\text{cp}} = 1 \dots 3^\circ$ и применить шнек переменного шага (см. рис. 3,6). Шаг шнека на входе находится из соотношения

$$S_1 = \pi \cdot D_{\text{cp}} \cdot \text{tg}\beta_{1\text{л.ср}}, \quad (1.40)$$

где угол лопатки на входе $\beta_{1\text{л.ср}}$ определяется по формулам (1.38) и (1.39).

Угол лопатки шнека на выходе определится шагом S_2

$$\beta_{2\text{л.ср}} = \arctg \frac{S_2}{\pi \cdot D_{\text{cp}}} \quad (1.41)$$

где $S_2 = 2 \cdot S_3 - S_1$.

Шнек переменного шага с изогнутой лопаткой сложнее в изготовлении, чем шнек постоянного шага.

1.7. Профилирование шнека

Осевая длина шнека постоянного шага на среднем диаметре определяется по формуле

$$l_{z\text{ш.ср}} = b_{\text{л.ср}} \cdot \sin \beta_{\text{л.ср}}.$$

Если $b_{\text{л.ср}}$ выразить через густоту решетки τ_{cp} , а угол $\beta_{\text{л.ср}}$ через шаг шнека, то для $S = \text{const}$ получим

$$l_{z\text{ш.ср}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{cp}} \cdot \tau_{\text{cp}}}{z_{\text{ш}}} \cdot \sin \left(\arctg \frac{S}{\pi \cdot D_{\text{cp}}} \right). \quad (1.42)$$

Для шнека переменного шага в формулу (1.42) вместо S

подставляется эквивалентный шаг S_3 .

Высокие антикавитационные качества шнека можно обеспечить путем определенного выбора его конструктивных параметров. Так, длина лопатки шнека $b_{л.ср}$ должна быть достаточной, чтобы след за кавитационной каверной размывался до выхода из шнека. Это условие выполняется при $b_{л.ср} > 2,3 \cdot D_{ср}$. Оптимальное значение длины лопатки шнека $b_{л.ср} = (2,5 \dots 3) \cdot D_{ср}$. Тогда выражение для густоты шнека можно представить в виде

$$\tau_{ср} = \frac{b_{л.ср}}{t_{ср}} = \frac{b_{л.ср} \cdot z_{ш}}{\pi \cdot D_{ср}} > (2,5 \dots 3) \cdot \frac{z_{ш}}{\pi} \quad (1.43)$$

Обычно число лопаток шнека $z_{ш} = 2$ или 3. Увеличение числа лопаток шнека с 2 до 3 приводит к некоторому снижению антикавитационных качеств из-за загромождения проходного сечения лопатками, но при этом уменьшается осевая длина шнека.

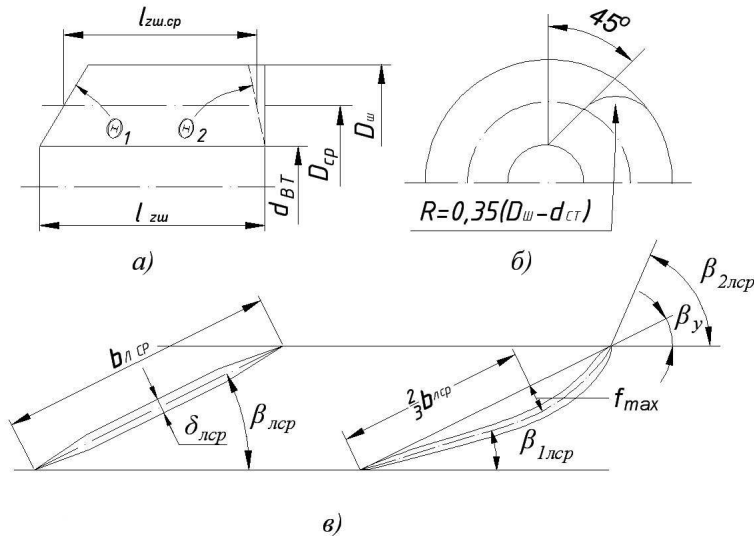


Рис. 12. К профилированию шнека:
а – шнек с осевыми подрезками; б – подрезка входной кромки лопатки; в – формы профилей лопаток

Одним из способов повышения антикавитационных качеств шнека является его осевая подрезка на входе под углом $\theta_1 = 90^\circ \dots 120^\circ$ (рис. 10,а) или подрезка входной кромки лопатки радиусом (рис. 10,б). Повышение антикавитационных качеств $R = 0,35 \cdot (D_{ш} - d_{вт})$ здесь можно объяснить некоторым увеличением давления на периферии шнека и уменьшением угла атаки за счет подкрутки потока корневыми сечениями лопаток. Иногда для увеличения стойкости лопаток к колебаниям вводится небольшая подрезка шнека на выходе под углом $\theta_2 = 140^\circ \dots 160^\circ$.

При выбранных углах θ_1 и θ_2 осевая длина шнека у втулки

$$l_{zш} = l_{zш.сп} + \frac{D_{сп} - d_{вт}}{2} \left(\operatorname{ctg} \frac{\theta_1}{2} + \operatorname{ctg} \frac{\theta_2}{2} \right), \quad (1.44)$$

где $l_{zш.сп}$ определяется по формуле (1.42).

Профиль лопатки шнека выполняется в виде прямой (при $S = \text{const}$) или изогнутой (при $S = \text{var}$) пластины с заостренными входными и выходными кромками (рис. 12, в). Длина заострения входной и выходной кромок должна составлять 35...50% от диаметра. Толщина лопатки шнека выбирается как можно меньшей для увеличения проходного сечения. Из соображений прочности корневые сечения должны иметь большую толщину, чем периферийные. Обычно $\delta_{вт} = (0,015 \dots 0,02) \cdot b_{л.вт}$, $\delta_{пер} = (0,005 \dots 0,01) \cdot b_{л.пер}$.

Для шнека переменного шага рекомендуется максимальный прогиб средней линии профиля располагать примерно на расстоянии $2/3$ длины лопатки $b_{л.сп}$ от входной кромки.

Повышению антикавитационных качеств шнекоцентробежного насоса способствует также установка тонкостенного перфорированного конуса, как перед шнеком, так и перед центробежным колесом. Конус отсекает обратные токи, выходящие на периферии из шнека и из центробежного

колеса при малых значениях расходного параметра

$$q_{\text{ш}} = \frac{c_{1z}}{u_{\text{ср}} \cdot \text{tg}\beta_{1\text{л.ср}}} < 0,5, \text{ и ослабляет их вредное влияние на}$$

основной поток. Конус также направляет по потоку утечки, проходящие через переднее уплотнение центробежного колеса. В этом случае утечки не нарушают поток, выходящий из шнека, что благоприятно сказывается на антикавитационных качествах насоса. Расстояние между шнеком и центробежным колесом следует делать минимальным $l_{\text{ос}} = (0...0,1) \cdot D_0$. Радиальный зазор между шнеком и корпусом следует выбирать в пределах $\Delta_{\text{ш}} = (0,025...0,05) \cdot (D_{\text{ш}} - d_{\text{вт}})$.

1.8. Выбор и определение размеров подвода

При консольном расположении насоса (см. рис. 7) подвод может выполняться в виде конических прямого или коленообразного патрубков. Для неконсольно расположенного насоса можно использовать кольцевой, спиральный или полуспиральный радиальные подводы.

Все подводы должны выполняться конфузорными (сужающимися) для того, чтобы происходило увеличение скорости на 15...20%. Это необходимо для выравнивания полей скоростей перед шнеком.

Подвод влияет в основном на кавитационные качества насоса, так как с увеличением потерь в подводе уменьшается давление на входе в шнек. Как правило, на входе в подводящий патрубок скорость рабочего тела составляет обычно 3...10 м/с.

На рис. 13 приведен один из возможных вариантов кольцевого подвода. На рис. 14 приведен внешний вид кольцевого подвода. Диаметр подвода D определяется наружным диаметром шнека $D_{\text{ш}}$, а диаметр d – диаметром втулки шнека $d_{\text{вт}}$:

$$D = (1,02...1,05) \cdot D_{\text{ш}}; \quad d = (1,05...1,1) \cdot d_{\text{вТ}}. \quad (1.45)$$

Скорость на входе в подвод определяется скоростью на входе в шнек, известной из расчета шнека:

$$c_{\text{вх}} = \frac{c_{1z}}{1,15...1,20}. \quad (1.46)$$

Диаметр входа находится из формулы

$$D_{\text{вх}} = (1,07...1,1) \cdot \sqrt{D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{вТ}}^2}. \quad (1.47)$$

На начальном участке до сечения I–I скорость обычно увеличивается на 2–4 %. Для равномерного подвода жидкости к шнеку и исключения закрутки потока в подводе выполнены ребра: разделительное и направляющее.

Основные размеры кольцевого подвода приведены на рис. 13 в долях от диаметра $D_{\text{вх}}$.

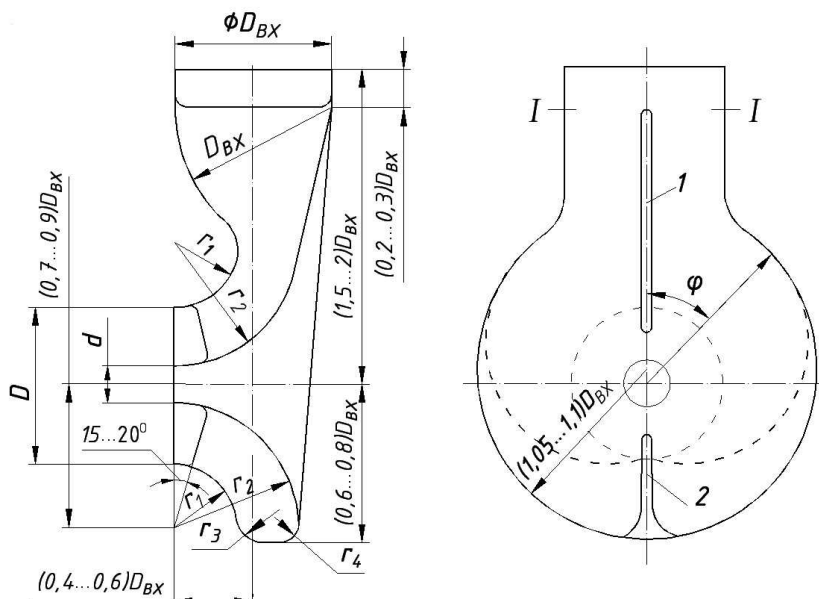


Рис. 13. Кольцевой подвод и его геометрические соотношения: 1 – разделительное ребро; 2 – направляющее ребро

Подвод может быть выполнен спиральным (см. пунктир

на рис. 13), тогда площади сечений подвода изменяются пропорционально углу φ :

$$F_{\varphi} = \frac{F_{1-1}}{2} \cdot \left(1 - \frac{\varphi}{\pi}\right)$$

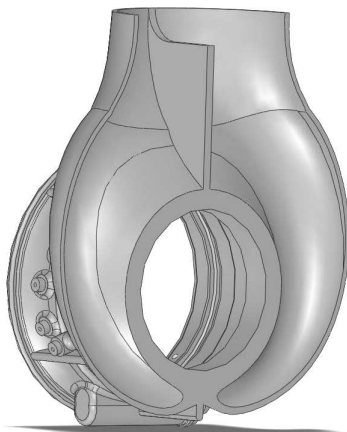


Рис. 14. Внешний вид кольцевого подвода

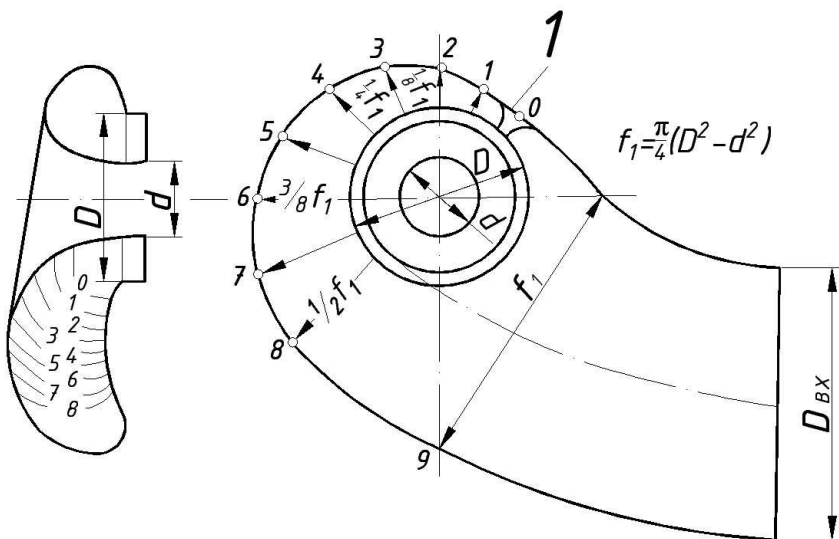


Рис. 15. Полуспиральный входной патрубок
(1 – разделительное ребро)

На рис. 15 показан пример исполнения и соотношение размеров полуспирального подвода. Сечения 1–9 спиральной части канала изменяются пропорционально углу их установки относительно нулевого сечения, совпадающего с ребром, которое служит для разделения потока на две части, а также для предупреждения развития осевого вихря.

1.9. Поверочный кавитационный расчет

После определения геометрических размеров шнека и выбора типа подвода необходимо провести поверочный кавитационный расчет шнека. Поверочный расчет выполняется также в том случае, если частота вращения ротора ТНА задана в качестве исходного параметра. Ранее был определен допускаемый кавитационный запас $(\Delta h_{\text{срв}})_{\text{доп}}$ при заданных величинах $\Delta h_{\text{вх}}$ и p_6 (1–2), (13).

Определим для полученных параметров шнека срывной кавитационный запас $\Delta h_{\text{срв}}$:

$$\Delta h_{\text{срв}} = (1 + \zeta_{\text{подв}}) \cdot \frac{c_{1z}^2}{2} + \lambda_{\text{срв}} \cdot \frac{u_{\text{ср}}^2 + c_{1z}^2}{2}, \quad (1.48)$$

где $\lambda_{\text{срв}}$ – коэффициент кавитации шнека, который может быть определен по формуле

$$\lambda_{\text{срв}} = a_0 + b_0 \cdot \bar{c}_{1z} \quad (1.49)$$

На основании обобщения опытных данных $b_0 = 0,115$, а коэффициент a_0 является функцией геометрических параметров шнека. Обычно $a_0 = 0,02 \dots 0,04$.

Для нормальной бессрывной работы насоса необходимо, чтобы выполнялось условие $\Delta h_{\text{срв}} < (\Delta h_{\text{срв}})_{\text{доп}}$. Если это условие не выполняется, то следует либо уменьшить угловую скорость вращения, либо увеличить полное давление на входе в насос.

1.10. Расчет центробежного колеса

Входные параметры колеса D_0, D_1 и b_1 определяются при расчете шнека. Наружный диаметр колеса D_2 определяется в разд. 1.5. В данном разделе рассчитываются углы лопаток на входе $\beta_{1л}$ и на выходе $\beta_{2л}$, ширина колеса b_2 и число лопаток z .

Из треугольника скоростей на входе в центробежное колесо (рис. 16) определяется угол потока $\beta_{1л}$:

$$\beta_{1л} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}}. \quad (1.50)$$

Задаваясь углом атаки $i = 5^\circ \dots 15^\circ$, находим входной угол лопаток центробежного колеса:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i. \quad (1.51)$$

Угол лопаток на входе целесообразно иметь достаточно большим ($\beta_{1л} = 15^\circ \dots 30^\circ$), так как при этом уменьшается загромождение входного сечения кромками лопаток и уменьшается диффузорность межлопаточного канала центробежного колеса.

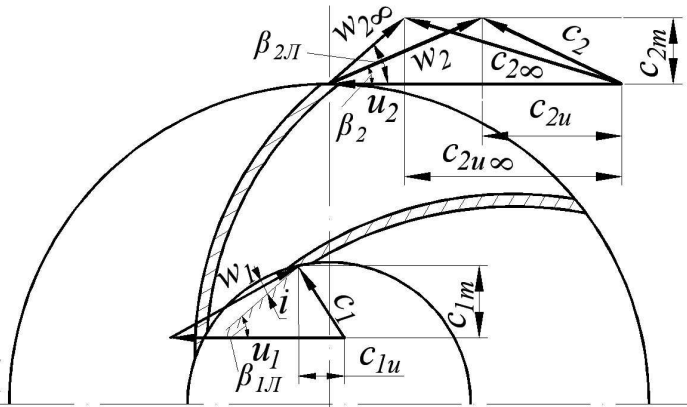


Рис. 16. Треугольники скоростей на входе и выходе центробежного колеса

Угол лопаток на выходе $\beta_{2л}$ и ширину колеса b_2 найдем

из соотношения относительных скоростей на выходе w_2 и входе w_1 в колесо:

$$\bar{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{D_1 \cdot b_1 \cdot \sin \beta_{1л}}{D_2 \cdot b_2 \cdot \sin \beta_{2л}} = 0,7...1 \quad (1.52)$$

Из (1.52) найдем связь между $\beta_{2л}$ и b_1 :

$$b_2 = \frac{D_1 \cdot b_1 \cdot \sin \beta_{1л}}{\bar{w} \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{2л}}. \quad (1.53)$$

Пользуясь выражением для расходного параметра колеса

$$q_p = \frac{c_{2m}}{u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}} = \frac{\dot{V}_p}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}, \quad (1.54)$$

найдем другую связь между $\beta_{2л}$ и b_2 :

$$b_2 = \frac{\dot{V}_p}{\pi \cdot D_2 \cdot q_p \cdot u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}. \quad (1.55)$$

Исключая из выражений (1.53) и (1.55) b_2 , получаем формулу для определения угла лопатки на выходе:

$$\beta_{2л} = \arccos \frac{\pi \cdot u_2 \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot q_p \cdot \sin \beta_{1л}}{\bar{w} \cdot \dot{V}_p}. \quad (1.56)$$

Ширина колеса на выходе b_2 находится по формуле (1.53). Для предотвращения смыкания пограничных слоев у выхода из колеса ширина колеса не должна быть меньше 3...4 мм.

Полученные значения $\beta_{2л}$ и b_2 рекомендуется проверить.

Для этого определяется величина $c_{2m} = \frac{\dot{V}_p}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$ и вычисляется

соотношение $\frac{c_{2m}}{u_2}$.

Как показывает опыт, при малых значениях $\frac{c_{2m}}{u_2} < 0,10...0,15$ величина выходного угла лопаток мало влияет

на напорные свойства насоса. В этом случае целесообразно углы выбирать малыми $\beta_{2л} = 20...40^\circ$, чтобы обеспечить меньшую диффузорность межлопаточных каналов.

При больших значениях $\frac{c_{2m}}{u_2} > 0,10... 0,15$ увеличение выходного угла приводит к заметному повышению коэффициента напора $\bar{H}_{T\infty}$. В этом случае необходимо выбирать углы $\beta_{2л} = 50...70^\circ$ для увеличения коэффициента напора и снижения D_2 .

На практике иногда выходным углом лопатки $\beta_{2л}$ просто задаются исходя из приведенных выше соображений, а ширину колеса на выходе b_2 определяют по формуле (1.53).

Для определения количества лопаток центробежного колеса можно воспользоваться выражением ($\beta_{2л} < 90^\circ$, $0,4 < \bar{D}_1 < 0,8$)

$$z = 3 \cdot \left(1,5 + \frac{\beta_{2л}}{60} \right) + 130 \cdot (\bar{D}_1 - 0,6)^2. \quad (1.57)$$

При большом числе лопаток ($z > 8...10$) целесообразно часть лопаток (через одну) выполнять укороченными, т.е. начинающимися на большем диаметре, чем диаметр D_1 . Это позволяет избежать загромождения сечения на входе в колесо. Окончательно количество лопаток (как основных, так и дополнительных) выбирается после прорисовки сечения в плане центробежного колеса.

После определения числа лопаток следует проверить правильность выбранного значения D_2 . Для этого целесообразно определить комплекс $k_z \cdot \eta_r$, который по опытным данным хорошо обобщается величиной \bar{D}_1 . При малых отношениях $\bar{D}_1 < 0,6$ комплекс

$$k_z \cdot \eta_r = 0,64...0,72. \quad (1.58)$$

Для насосов с $\bar{D}_1 > 0,6$ на основании обобщения опытных данных можно принять

$$k_z \cdot \eta_r = 1,65 \cdot (1 - \bar{D}_1). \quad (1.59)$$

По значениям $k_z \cdot \eta_r$ и H по формуле (1.25) находят окружную скорость колеса u_2 второго приближения, а затем по формуле (1.26) наружный диаметр D_2 .

В случае расхождения с D_2 первого приближения более чем на 3–5% следует заново найти комплекс $k_z \cdot \eta_r$ и \bar{D}_1 второго приближения, а затем D_2 . Такое уточнение может потребоваться лишь для центробежных колес с $\bar{D}_1 > 0,6$, так как для колес с $\bar{D}_1 < 0,6$ величина комплекса $k_z \cdot \eta_r$ определяется равенством (1.58).

Для построения треугольника скоростей на выходе из колеса надо знать величины $c_{2u\infty}$ и c_{2u} . Закрутка потока на выходе из колеса определяется по формуле

$$c_{2u\infty} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg}\beta_{2л}}. \quad (1.60)$$

Закрутка потока с учетом конечного числа лопаток колеса равна

$$c_{2u} = k_z \cdot c_{2u\infty}, \quad (1.61)$$

где коэффициент k_z необходимо уточнить по формуле

$$k_z = \frac{k_z \cdot \eta_r}{\eta_r}. \quad (1.62)$$

Ориентировочно можно принять, что для насосов с $z = 8 \dots 12$, $\beta_{2л} < 90^\circ$ и отношением $\bar{D}_1 < 0,7$ гидравлический КПД $\eta_r = 0,82 \dots 0,85$. При $0,7 < \bar{D}_1 < 0,8$

$$\eta_r = 0,83 - 50 \cdot (\bar{D}_1 - 0,7)^3. \quad (1.63)$$

Увеличение \bar{D}_1 ведет к уменьшению гидравлического

КПД. Для увеличения k_z и η_r колес с большим отношением \bar{D}_1 целесообразно увеличивать густоту решетки (увеличивать количество лопаток и уменьшать углы $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$).

1.11. Профилирование лопаток центробежного колеса

К профилированию лопаток центробежного колеса приступают после того, как рассчитаны его основные размеры – диаметры входа D_1 и выхода D_2 , углы установки лопаток на входе $\beta_{1л}$ и выходе $\beta_{2л}$, ширина колеса на входе b_1 и выходе b_2 и др.

При профилировании лопаток можно использовать один из двух методов – точный или приближенный. При построении профиля лопатки точным методом он формируется исходя из принятого на основе эмпирического опыта закона изменения скоростей c_m и w в зависимости от длины средней линии S канала. Этот закон должен быть плавным без минимумов и максимумов. При построении приближенным методом выдерживаются полученные из расчетов значения углов установки на входе $\beta_{1л}$ и выходе $\beta_{2л}$, при произвольном профиле лопатки в плане, т.е. при произвольной форме межлопаточного канала. Такой канал нужно в случае необходимости исправить и привести в соответствие с проверенными формами, которые используются на практике и имеют высокие гидравлические показатели, т.е. минимальные гидравлические потери.

В центробежных колесах с отношением диаметров $\bar{D}_1 < 0,55 \dots 0,6$ основную роль в передаче энергии играют кориолисовы силы инерции. Это обстоятельство позволяет применить для таких колес более простые способы профилирования лопаток. Наибольшее распространение получили способы профилирования дугами окружностей и параболой. Такие лопатки называются цилиндрическими.

На рис. 17 показан пример построения цилиндрических лопаток двумя дугами окружностей. Окружность диаметра D_1

разбивается на z равных частей (по числу лопаток). Затем строится вспомогательная окружность диаметром $d = D_1 \cdot \sin \beta_{1л}$. Из начала двух рядом расположенных лопаток (точки A, A_X) проводятся касательные к окружности d . Точка пересечения касательных E является центром дуги AB , определяющей входной участок лопатки. Продолжение лопатки до выходного диаметра D_2 осуществляется путем подбора дуги окружности с центром на продолжении отрезка BE (точка M_2), обеспечивающей пересечение лопатки с окружностью D_2 под углом $\beta_{2л}$.

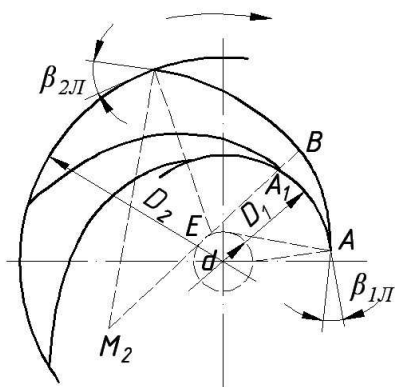


Рис. 17. Профилирование лопаток центробежного колеса

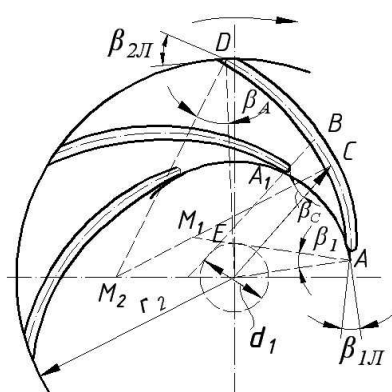


Рис. 18. К профилированию лопаток колеса двумя дугами окружностей

Входной участок построенной таким образом лопатки по своему очертанию близок к спирали Архимеда, т.е. угол $\beta_{1л}$ сохраняет свое значение постоянным, поэтому в гидродинамическом смысле он слабо нагружен. Для более благоприятного распределения давления по напорной стороне лопатки ее начальный участок следует проводить дугой окружности с центром в точке M_1 (рис. 18), лежащим на продолжении касательной AE . Точка C выбирается произвольно, однако ниже, чем точка B , лежащая на

продолжении касательной EA_1 . Радиус второй дуги, являющейся продолжением лопатки, может быть определен из выражения $r_{M_2C} = r_{M_2D} = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_2^2 - r_c^2}{r_2 \cdot \cos \beta_{2л} - r_c \cdot \cos \beta_c}$, где r_c – расстояние от центра колеса до точки C ; β_c – угол между касательной к средней линии профиля лопатки и направлением окружной скорости в точке C .

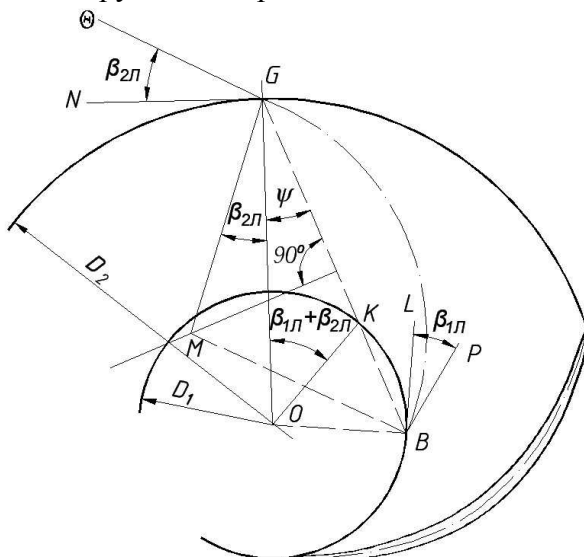


Рис. 19. Профилирование лопаток колеса одной дугой окружности

В отдельных случаях цилиндрическая лопатка колеса может быть построена одной дугой окружности. Для построения такой лопатки следует из центра O (рис. 19) провести радиус OK под углом $\beta_{1л} + \beta_{2л}$ к произвольному радиусу OG . Из точки G проводится прямая GK до ее пересечения окружности диаметра D_1 в точке B . Отрезок GB делится пополам, и восстанавливается перпендикуляр до пересечения с линией GM , проведенной под углом $\beta_{2л}$ к

радиусу OG . Точка M является центром дуги GB , определяющей профиль лопатки.

При больших углах лопаток на выходе ($\beta_{2л} > 60^\circ$) построение профиля лопатки дугами окружностей затруднено. В этом случае профилирование лопатки можно осуществить параболической кривой, пересекающей окружность D_1 под углом $\beta_{1л}$, а окружность D_2 – под углом $\beta_{2л}$ (рис. 20).

Углы охвата лопатки θ целесообразно выдерживать в определенных пределах. Рекомендуется выбирать углы охвата в зависимости от коэффициента быстроходности n_s :

$$n_s = 80, 90, 100, 110 \dots$$

$$\theta = 115, 110, 100, 95^\circ \dots$$

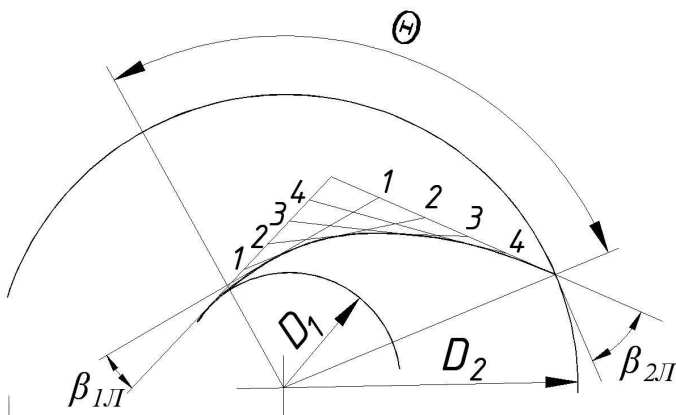


Рис. 20. Профилирование лопаток колеса параболой

Причем большим значениям n_s соответствуют меньшие величины θ . Законом изменения толщины профиля от входа к выходу, как правило задаются. При выборе толщины лопатки исходят из того, что максимальная толщина задается примерно на середине длины (обычно $\delta_{\max} = (0,05 \dots 0,08) \cdot b_{л}$, при этом максимальная толщина лопатки, как правило, не превышает 3...6 мм). Входную и выходную кромки лопаток заостряют на

длине, равной $(0,2...0,3) \cdot b_{\text{л}}$ (см. рис. 19), обычно толщина входной кромки в центробежных крыльчатках насосов ЖРД составляет $0,8...2$ мм, а выходной кромки – $1...2,5$ мм. При профилировании необходимо обеспечить плавное увеличение и уменьшение толщины профиля лопатки.

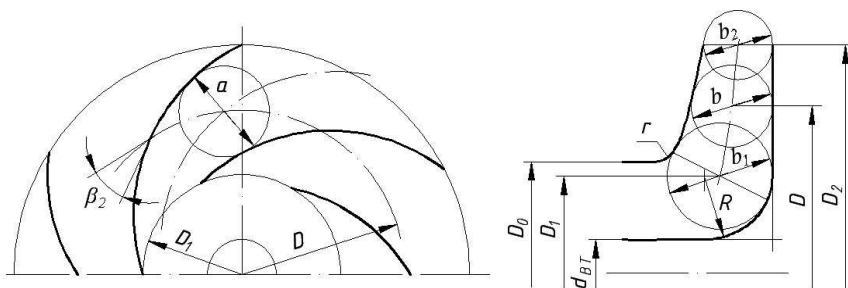


Рис. 21. Профилирование меридионального сечения колеса

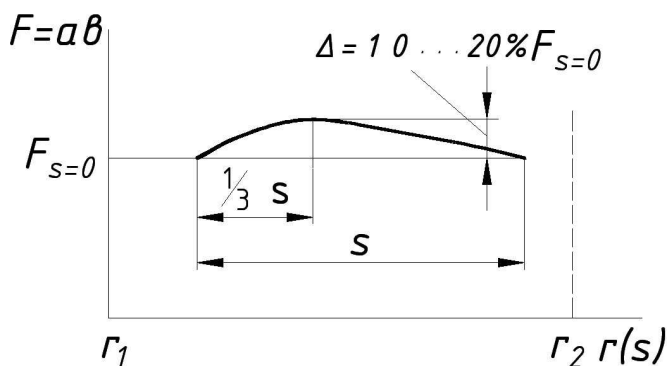


Рис. 22. Оптимальное изменение площади проходного сечения межлопаточного канала центробежного колеса по радиусу

После профилирования лопаток проводится *профилирование меридионального сечения колеса* (рис. 21). Площадь проходного сечения межлопаточного канала колеса определяется произведением диаметра вписанной в межлопаточный канал окружности a на ширину меридионального сечения b , взятого на одинаковом радиусе

(диаметре). Закон изменения проходных сечений по длине канала должен быть плавным. Высокий гидравлический КПД имеют колеса, у которых изменение проходного сечения по радиусу соответствует графику рис. 22.

При приближенных способах профилирования можно принять линейный закон изменения площади проходного сечения межлопаточного канала по диаметру от площади на

входе $F_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z} \cdot \sin \beta_{1л} \cdot b_1$ до площади на выходе

$F_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z} \cdot \sin \beta_{2л} \cdot b_2$. В этом случае закон изменения площади

проходного сечения имеет вид

$$F(D) = F_2 \cdot \left[\bar{w} + (1 - \bar{w}) \cdot \frac{D - D_1}{D_2 - D_1} \right], \quad (1.64)$$

где \bar{w} – соотношение относительных скоростей на выходе и входе в межлопаточный канал, задаваемое формулой (1.52).

Площадь проходного сечения межлопаточного канала также можно определить по формуле

$$F(D) = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot \sin \beta_{л} \cdot b = a \cdot b, \quad (1.65)$$

где $a = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot \sin \beta_{л}$ – текущий диаметр вписанной в межлопаточный канал окружности: $\beta_{л}$ – текущий угол наклона лопатки.

Построив вид колеса в плане и определив диаметр a , с помощью формул (1.64) и (1.65) рассчитывают текущее значение ширины меридионального сечения

$$b = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{2л} \cdot b_2}{z \cdot a} \left[\bar{w} + (1 - \bar{w}) \cdot \frac{D - D_1}{D_2 - D_1} \right]. \quad (1.66)$$

Определив ряд значений $b(D)$, приступают к профилированию меридионального сечения колеса (см. рис. 21). Обозначив характерные диаметры колеса

$d_{\text{вт}}, D_1, D_0, D, D_2$, перпендикулярно оси из произвольной точки на диаметре D_2 проводят линию построения заднего покрывного диска до пересечения с $d_{\text{вт}}$ Радиусом $R = \frac{D_1 - d_{\text{вт}}}{2}$ с диаметра D_1 проводят сопряжение линии построения заднего покрывного диска с втулкой и получают контур заднего покрывного диска колеса. Иногда при построении меридионального сечения колес с очень высокими антикавитационными свойствами ($b_1 > R$) линия построения заднего покрывного диска проводится под углом к оси колеса, меньшим 90° . Затем на диаметрах D, D_1, D_2 вписывают соответственно окружности диаметрами b_1, b, b_2 касающиеся контура заднего покрывного диска. Центры этих окружностей образуют среднюю линию меридионального сечения. Далее проводят линию построения переднего покрывного диска, огибающую эти окружности, сопрягают ее произвольным радиусом r с диаметром D_0 и получают контур переднего покрывного диска колеса.

Кроме указанных выше способов профилирования возможно использование так называемого способа *профилирования лопаток по точкам*. При использовании этого способа канал профилируется таким образом, чтобы обеспечивался закон изменения относительной скорости w , меридиональной составляющей скорости c_m и толщины лопатки вдоль канала δ (рис. 23). Таким способом обеспечиваются благоприятные условия для обтекания профиля лопатки потоком, что соответствует максимуму гидравлического КПД насоса. Наиболее экономичные центробежные колеса с устойчивым течением имеют отношение относительных скоростей на входе и выходе $\frac{w_1}{w_2} = 1,0 \dots 1,4$. Текущий угол лопатки определяется из

зависимости: $\sin \beta_{\text{пл}} = \frac{c_m}{w} + \frac{\delta}{t}$. Профилирование лопатки наиболее целесообразно выполнять с помощью построения её профиля в полярных координатах, которые связывают приращение центрального угла $d\theta$ с приращением радиуса dR (рис. 24). Такое профилирование, как правило, проводится в колесах с почти радиальным (в пределах от R_1 до R_2) направлением средней линии меридионального сечения. Связь между текущими значениями координат профиля можно задать дифференциальным уравнением с разделяемыми переменными:

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} d\theta = \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R \cdot \text{tg} \beta_{\text{пл}}}.$$

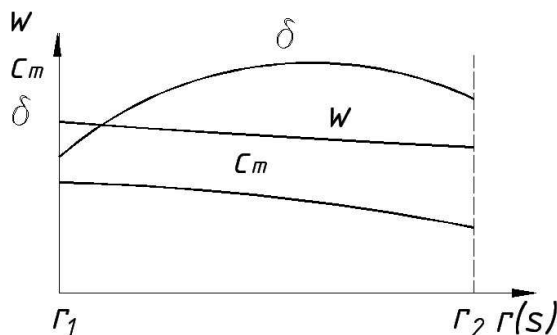


Рис. 23. Изменение скоростей и толщины лопатки

Так как зависимости $\beta_{\text{пл}}$ и δ от радиуса задаются в виде графиков или таблиц, интегрирование производится численным методом, в соответствии с которым приращения функции и аргумента связаны соотношением: $\Delta\theta = \frac{\Delta R}{\text{tg} \beta_{\text{пл}}}$.

Расчет обычно ведется по равным долям длины окружности ΔS . В большинстве случаев при профилировании можно принять $\Delta S = 10$ мм. Подынтегральная функция

$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \operatorname{tg} \beta_{\text{ли}}} \cdot S_i$. В этом случае расчетная схема численного решения может быть представлена в виде $\Delta\theta = \Delta R \cdot \frac{(B_i + B_{i+1})}{2}$, где $\Delta\theta$ – приращение центрального угла, ΔR – приращение радиуса, B_i и B_{i+1} – значения подинтегральной функции в начале и конце участка. Суммируя $\Delta\theta$, получим $\theta_k = \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R_i$. После вычисления θ как функции R в плане наносят соответствующие точки и строят среднюю линию лопатки по точкам. Результаты расчета сводят в таблицу.

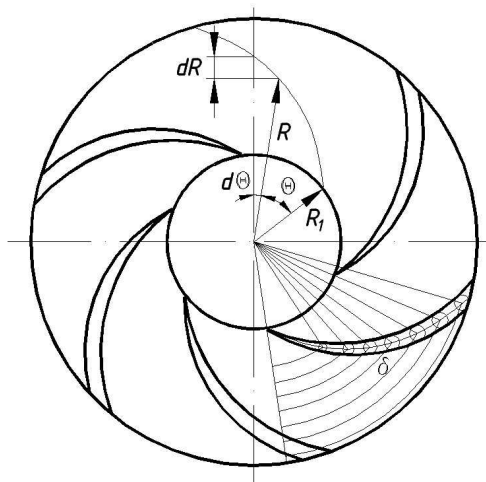


Рис. 24. Построение профиля лопатки в полярных координатах

Таблица результатов расчета

№ участка	S	R_i	c_m	w	δ	t	$\beta_{\text{л}}$	B_i	$B_{\text{сп}} = \frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta\theta$	θ
1	0	R_1	c_{1m}	w_1	δ_1	t_1	$\beta_{1\text{л}}$	B_1	$B_{\text{сп}1}$	$\Delta\theta_1$	0
2	10	R	c_m	w	δ	t	$\beta_{\text{л}}$	B_2	$B_{\text{сп}2}$	$\Delta\theta_2$	$\Delta\theta_1$
3	20	R	c_m	w	δ	t	$\beta_{\text{л}}$	B_3	$B_{\text{сп}3}$	$\Delta\theta_3$	$\Delta\theta_1 + \Delta\theta_2$

Для центробежных колес высокой быстроходности с большим отношением диаметров $\bar{D}_1 > (0,55 \dots 0,6)$ возрастает роль циркуляционных сил в передаче энергии от колеса к жидкости. Это требует применения аэродинамически более совершенных форм профиля лопаток. Входная кромка лопатки выносится во входную часть колеса, так как благодаря этому достигается достаточная, близкая к оптимальной, длина лопаток и образуются большие каналы. Но при этом по входной кромке будет сильно меняться угол цилиндрических лопаток, а, следовательно, значительно изменяться угол атаки, что приведет к росту потерь, возникновению пульсаций и вибраций. Для выравнивания углов атаки по входной кромке входные участки лопаток искривляют в плоскости вращения, изменяя входной угол лопатки. Такие пространственные лопатки называются лопатками двойкой кривизны.

Целесообразно также увеличить поверхность лопастей, располагая их не только в радиальной части потока, но и в месте перехода потока из осевого в радиальный, что приближает лопатки к оси насоса. В результате уменьшаются окружные и относительные скорости при входе потока на лопатки колеса. Следствием этого является уменьшение гидравлических потерь и улучшение всасывающей способности центробежного колеса насоса.

Вынос части поверхности лопатки ко входу в область перехода потока их осевого в радиальный приводит к наклонному расположению входной кромки по отношению к оси колеса. Входные кромки лопаток, расположенные на разном расстоянии от оси, обладают различными окружными скоростями u_1 . В этом случае углы $\beta_{1л}$ безударного поступления потока на лопатку, определяемые по уравнению $tg\beta_{1л} = \frac{c_{1m}}{u_1}$ становятся переменными по линии входной кромки. Лопатка приобретает форму поверхности двойкой кривизны. Применение лопаток двойкой кривизны позволяет

довести n_s центробежных колес со входной кромкой, параллельной оси, до 250...300. При наклонном расположении входной кромки, т.е. при диагональном направлении потока в колесе, коэффициент быстроходности может быть доведен до значения 400 и выше, что важно при проектировании бустерных насосов.

Использование лопаток двоякой кривизны в колесах с малым n_s позволяет повысить их кавитационные качества. Расчет таких лопаток значительно сложнее, чем цилиндрических, поскольку лопастная система располагается в области поворота потока, и возникающее на входе лопатки неоднородное поле скоростей создает значительное различие в условиях работы входных кромок лопаток вблизи втулки и вблизи обода колеса. Вследствие этого необходимо применять иные способы профилирования, которые отражают закономерности реального процесса и позволяют обобщить накапливаемый опыт. Таким образом, возможно дальнейшее совершенствование методики профилирования лопаток центробежных насосов.

1.12. Профилирование лопаток двоякой кривизны методом конформных отображений

Приближенное профилирование лопаток при помощи конформных отображений основано на том, что если на некоторой поверхности вращения (например, на цилиндре) имеется кривая, наклоненная к окружностям под определенными углами, то эту кривую можно перенести на другую поверхность вращения таким образом, что углы наклона кривой к окружностям останутся теми же.

Для такого переноса необходимо выдержать соотношения, вытекающие из подобия треугольников 1–2–3 и 1'–2'–3' (рис. 25), составленных из отрезков кривых соответственно $\Delta S(1-2)$ и $\Delta S'(1'-2')$, отрезков образующих поверхности вращения $\Delta l(2-3)$ и $\Delta L(2'-3')$ и дуг окружностей 1–3 и 1'–3' с одинаковым центральным углом $\Delta\phi$.

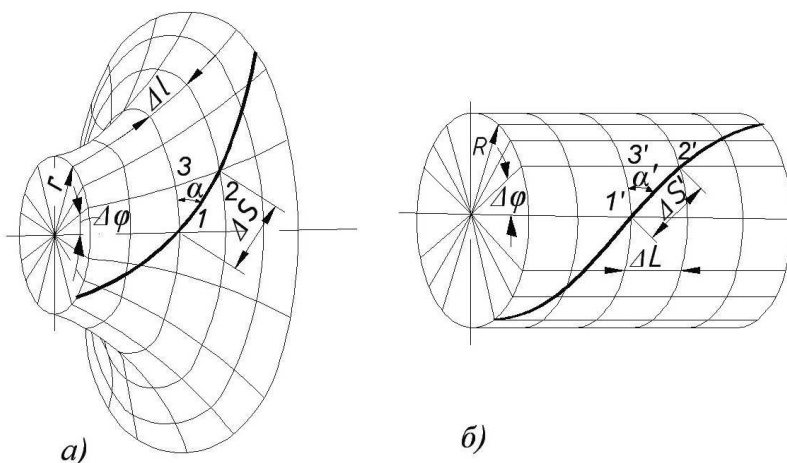


Рис. 25. К описанию метода конформных построений: а – поверхность вращения; б – отображающий цилиндр

Из подобия треугольников 1–2–3 и 1'–2'–3' находим $\frac{\Delta L}{\Delta l} = \frac{R \cdot \Delta \phi}{r \cdot \Delta \phi}$ и $\alpha = \alpha'$, откуда

$$\frac{\Delta l}{r} = \frac{\Delta L}{R} = \Pi = const. \quad (1.67)$$

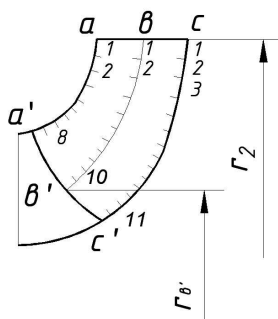


Рис. 26. Меридиональное сечение колеса с лопатками двоякой кривизны

Профилирование лопатки начинают после того, как определено меридиональное сечение колеса и известны треугольники скоростей на входе и выходе. Диаметр

отображающего цилиндра для простоты берется обычно равным наружному диаметру колеса D_2 . Профилирование лопатки ведут при помощи ортогональной сетки для каждой линии тока. Обычно выбирают три линии тока, две из которых совпадают с очертаниями переднего и заднего покрывных дисков (рис. 26), а третья является средней линией меридионального сечения. Следы этих поверхностей на меридиональном сечении, как правило, называют «струйками». Профилирование лопатки ведут для всех трех струек. Поверхности тока проводят таким образом, чтобы расход компонента топлива через рабочее колесо делится на равные части, т.е. нормальное сечение потока должно быть разделено на равные площади.

Линии тока в меридиональном сечении разбивают на участки в соответствии с соотношением (1.67). Обычно $\Pi = 1/5; 1/10; 1/15; 1/20$; и т.п. Если известны радиусы r , то известны и величины отрезков Δl . Эти отрезки нумеруются обычно арабскими цифрами, начиная от выходной кромки лопатки (от точек a, b, c на рис. 26). Они имеют переменную величину, так как радиус r уменьшается от выхода ко входу.

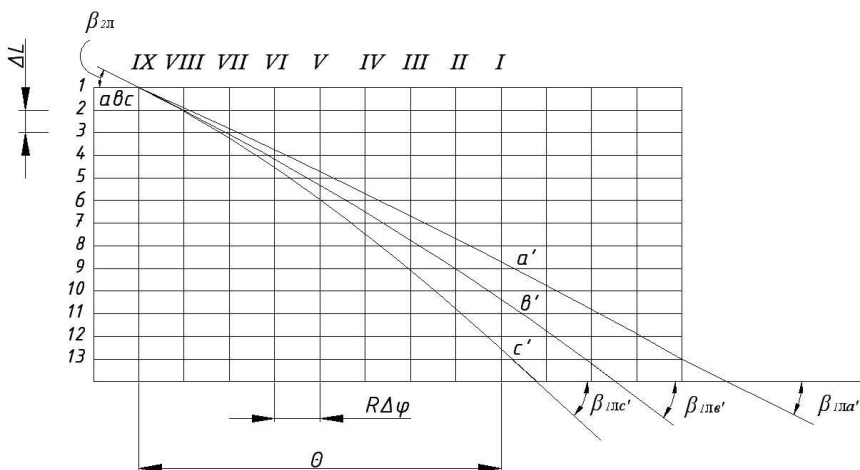


Рис. 27. Развертка отображающего цилиндра (конформная диаграмма)

На рис. 27 показана развертка отображающего цилиндра с ортогональной сеткой, где вертикалями являются образующие цилиндра, размещенные через равные отрезки $R \cdot \Delta\phi$ (обычно $R=r_2$). Центральный угол $\Delta\phi$ выбирают таким, чтобы полная окружность цилиндра (рис. 28) делилась на целые доли, например 9° , 18° , 36° и т.п. или 5° , 10° , 15° и т.п., т.е. кратным 360° . Общее число вертикалей равно $360^\circ/\Delta\phi$. Нумеруют их справа налево римскими цифрами. Дуги окружностей на развертке являются горизонталями, отстоящими друг от друга на равном расстоянии ΔL , полученном из соотношения

$$\Delta L = R \cdot \Pi = const. \quad (1.68)$$

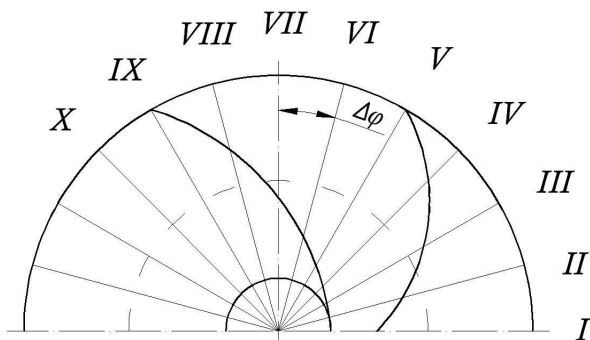


Рис. 28. Вид колеса в плане

Число отрезков ΔL выбирают по максимальному числу отрезков Δl на линиях тока в меридиональном сечении и нумеруют их арабскими цифрами сверху вниз.

В первом приближении принимают, что входная кромка лопатки лежит в радиальной плоскости. Это означает, что направление входной кромки совпадает с направлением вертикали на конформной диаграмме. На развертке отображающего цилиндра отмечают точки a', b', c' . Они лежат на произвольно выбранной вертикали (см. рис. 27) и на

отрезках ΔL , соответствующих номеру Δl меридионального сечения. Через точки a', b', c' проводят линии под входными углами лопатки $\beta_{1a'}, \beta_{1b'}, \beta_{1c'}$. При этом точки a', b', c' наносят на произвольной вертикали, обозначенной римской цифрой I. Их положение определяется по меридиональному сечению для начала каждой струйки на входной кромке лопатки (рис. 26). Для каждой из этих точек строятся треугольники скоростей на входе в колесо (без учета стеснения потока), чтобы определить угол наклона лопатки для каждой точки. Угол β_1 входа потока определяется по формуле: $\beta_1 = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}}$, где $u_1 = \omega \cdot R_1$ –

окружная скорость колеса в данной точке, ω – частота вращения, R_1 – радиус входа, который определяется по чертежу.

Меридиональная составляющая скорости c_{1m} известна из расчета насоса. Так же из расчета насоса известна окружная составляющая абсолютной скорости потока, при отсутствии предварительной закрутки потока она равна 0. Для определения угла установки необходимо учесть угол атаки i . Его можно сохранить постоянным в любой точке входной кромки. По другим рекомендациям для перерасширенного канала на входе в лопатки рабочего колеса, а это широко применяется для колес с высокими антикавитационными характеристиками, можно задать следующие значения углов атаки: для струйки aa' $i_a = 1...3^\circ$, для струйки bb' $i_b = 5...10^\circ$, для струйки cc' $i_c = 7...15^\circ$. Таким образом, углы наклона лопатки на входе для точек a', b', c' соответственно выразятся следующим образом:

$$\beta_{1a'} = \beta_{1a'} + i_{a'}, \beta_{1b'} = \beta_{1b'} + i_{b'}, \beta_{1c'} = \beta_{1c'} + i_{c'}$$

Далее задаются углом охвата лопатки θ . Углы охвата лопатки целесообразно выдерживать в определенных пределах в целях сокращения и выравнивания длины линий тока (см. разд. 1.11). При радиальной входной кромке и осевом направлении выходной кромки угол охвата θ постоянен для всей лопатки (см. рис. 28) и точки a, b, c на диаграмме

совпадают. При отклонении выходной кромки от осевого направления или входной кромки от радиального направления угол охвата будет переменным.

Через точки a, b, c проводят линию под выходным углом лопатки $\beta_{2л}$ и соединяют точки a, b, c и точки a', b', c' плавными линиями, касательные к которым в указанных точках совпадают с направлениями, задаваемыми входными и выходными углами лопатки. Эти линии представляют собой конформное отображение линий пересечения поверхности лопатки с отображаемыми поверхностями вращения. При этом необходимо обеспечить на входе и выходе лопатки отрезков, наклоненных под углами β_1 и β_2 , соответственно. Прямой участок со стороны входа на струйке bb' имеет протяженность примерно равную $1/4$ длины струйки. Это условие приобретает важное значение для насосов с высокими антикавитационными качествами. Участок лопатки вблизи выхода должен иметь постоянный угол $\beta_{2л}$ на длине соответствующей углу $\phi \geq \frac{2}{3} \cdot t$, где $t = 360^\circ/z$ – шаг лопатки в градусах, z – число лопаток.

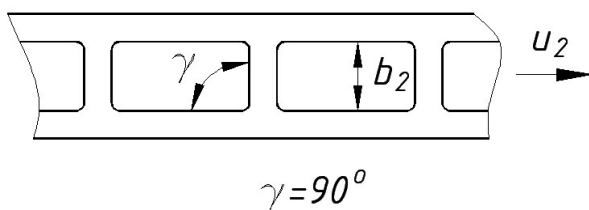


Рис. 29. Форма выходной кромки для колес с $n_s = 80 \dots 120$

Далее нужно выбрать положение выходной кромки, которое определит плавность поверхности лопатки. Для колес с $n_s = 80 \dots 120$ характерно расположение выходной кромки на одном диаметре и в меридиональном сечении, т.е. она имеет осевое положение (рис. 29). На рис. 29 показана развертка цилиндра диаметром D_2 и выходная кромка, расположенная

под углом $\gamma=90^\circ$ к основному и покрывному дискам колеса. В этом случае угол охвата одинаков для всех точек выходной кромки. Угол β_2 также одинаков для всех линий тока.

На рис. 27 показана конформная диаграмма с отображением лопатки для колес с осевым расположением выходной кромки. Так же на ней нанесены струйки aa' , bb' , cc' с соответствующими углами установки $\beta_{1л}$. Струйки должны сливаться с лучом, проведенным из входной точки под углом $\beta_{2л}$. Если линии тока плохо сопрягаются с лучом на выходе, можно изменить положение выходной кромки за счет увеличения или уменьшения угла охвата лопатки, изменить форму входной кромки в меридиональном сечении; при этом необходимо пересчитать углы установки лопатки на входе; изменить угол $\beta_{2л}$ и, в крайнем случае, можно наклонить выходную кромку у основного диска до $10...15^\circ$ в сторону, обратную направлению вращения колеса. Иногда выходная кромка наклонена относительно оси – угол $\gamma \geq 60...90^\circ$. Т.е. выходная кромка расположена на одном диаметре D_2 , но линии тока на выходе кончаются в различных точках меридионального сечения (рис. 30). Такая форма выходной кромки характерна для колес с $n_s=150...250$. В этом случае при входной кромке, расположенной в одной плоскости, получается более плавная поверхность лопатки. В этом случае угол охвата лопатки будет переменным, его ориентировочные значения приведены ниже.

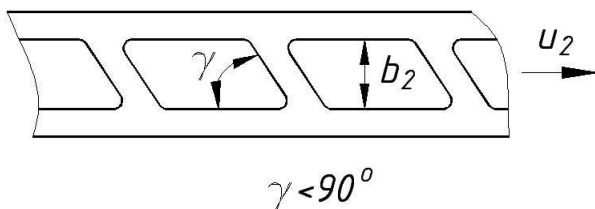


Рис. 30. Форма выходной кромки для колес с $n_s=150...250$

Ориентировочные значения угла охвата лопатки

n_s	80	90	100	110
$\theta_n, ^\circ$	115	110	100	90
$\theta_o, ^\circ$	120	115	110	100

Меньший угол охвата θ_n – у покрывного диска, больший θ_o – у основного диска. На рис. 31 приведен пример конформной диаграммы лопатки центробежного колеса с наклонным положением выходной кромки, угол $\beta_{2л}$ и диаметр D_2 одинаковы для всех линий тока.

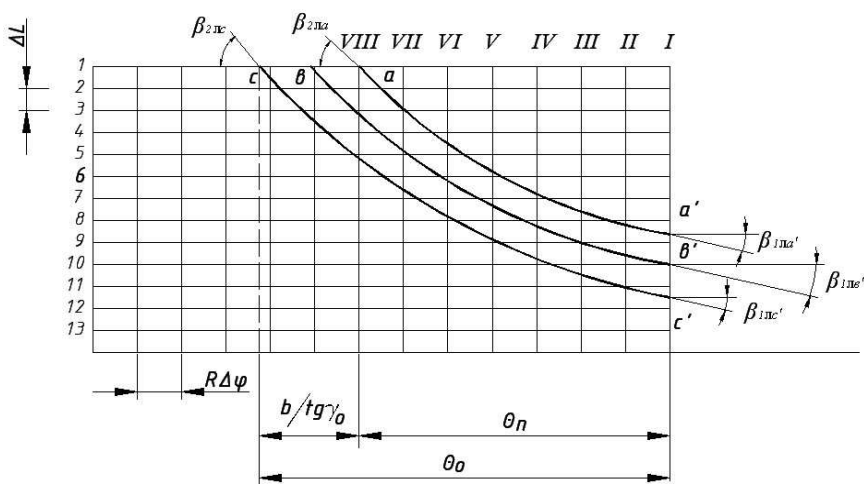


Рис. 31. Конформная диаграмма для центробежных колес с $n_s=150\dots250$

Для колес с высокой быстроходностью ($n_s > 250$), имеющих короткие линии тока по покрывному диску, рекомендуется сделать выходную кромку наклонной, удлив линию тока aa' и укоротив линию тока cc' на меридиональном сечении, т.е. меняя значения D_2 для этих линий тока. В этом случае и выходную кромку приходится располагать не на одном меридиане (рис. 32).

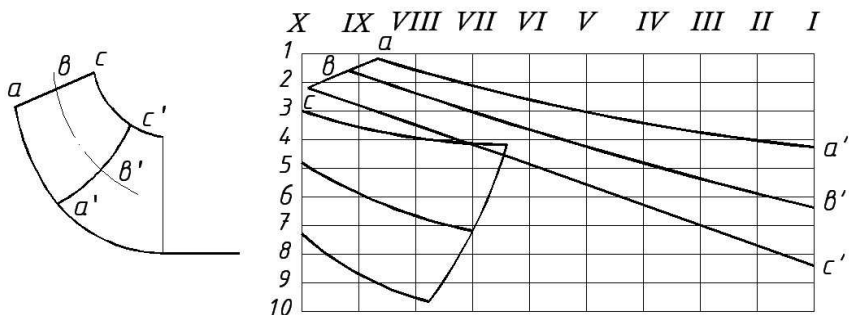


Рис. 32. Конформная диаграмма для центробежных колес с $n_s > 250$

Затем переходят к построению лопатки в плане. Для любой выбранной на диаграмме точки ищут радиус-луч в плане, соответствующий вертикали на конформной диаграмме. Расстояние от любой точки до оси (радиус точки) находят по меридиональному сечению. Найденным радиусом на луче делают засечку и определяют искомую точку (рис. 33). Подобные построения проводят для всех линий тока в меридиональной плоскости.

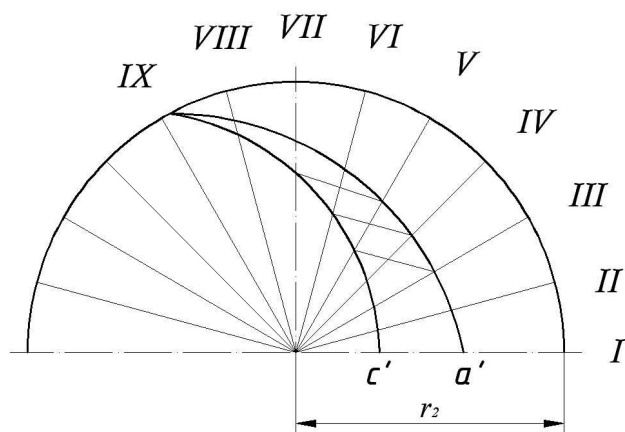


Рис. 33. Изображение колеса с лопатками двоякой кривизны в плане

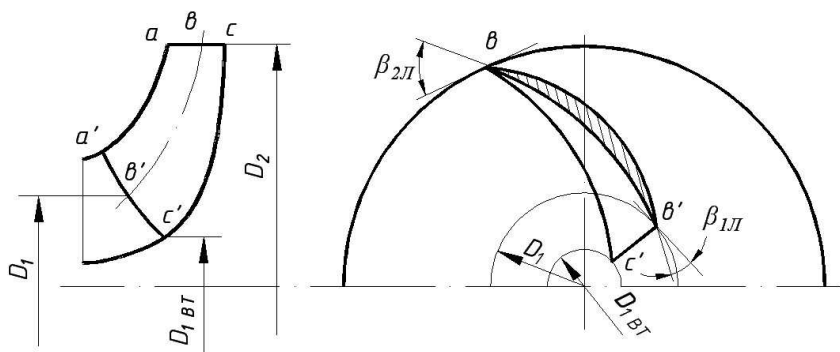


Рис. 34. Упрощенное изображение лопаток двоякой кривизны

Для упрощенного изображения лопатки двоякой кривизны в плане можно воспользоваться следующей рекомендацией. На виде в плане на диаметрах D_1 и D_2 строят среднюю линию лопатки или все сечение способами, рекомендуемыми для цилиндрических лопаток (дугами окружностей или параболой). Затем проводят дополнительную окружность диаметром $D_{1вт}$ и радиус через точку b' начала лопатки на окружности D_1 (рис. 34). Пересечение радиуса с окружностью $D_{1вт}$ дает точку c' начала профиля лопатки на основном диске. Соединяя плавной линией точки b' и c' , получаем достаточно ясное представление о том, что в колесе используются лопатки двоякой кривизны. В случае расположения не только входной, но и выходной кромок не на одном меридиане такое же построение проводится и для выходной кромки.

После построения лопаток в плане следует проверить закон изменения площади проходных сечений межлопаточного канала по его длине. Рекомендуется сравнить полученный закон с законом изменения площади для колес с высоким гидравлическим КПД (рис. 35). При этом при построении графика по оси абсцисс откладывается длина S средней линии меридионального сечения колеса, по оси

ординат – площадь сечения канала в радиальной плоскости F (проходное сечение канала, перпендикулярное окружной составляющей скорости w_u). Их определяют, начиная от радиальной плоскости, проходящей через кромку второй лопатки, по конформной диаграмме и меридиональному сечению, где они отражаются без искажения. Для определения площади F находят точки пересечения контура лопатки с лучами на плане и полученным радиусом переносят их на меридиональное сечение. По оси ординат откладывают координату центра тяжести сечения F на средней линии меридионального сечения, по оси абсцисс – расстояние его от входной кромки лопатки. Если график не будет соответствовать рис. 35, необходимо внести изменения в конформную диаграмму или в меридиональное сечение, повторить профилирование и проверить закон изменения площади проходных сечений межлопаточного канала по его длине.

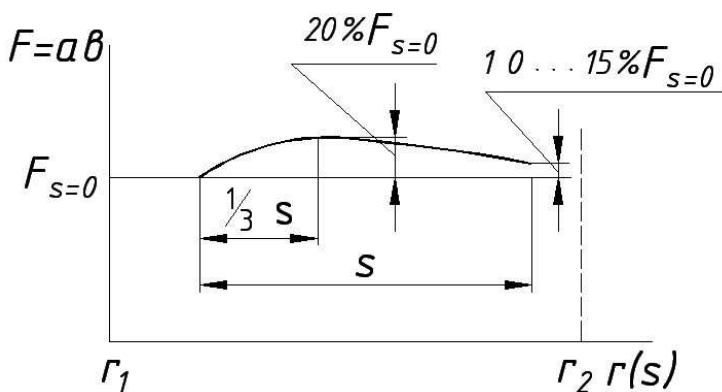


Рис. 35. Проверка закона изменения площади проходных сечений межлопаточного канала

1.13. Расчет отводящих устройств

В состав отводящих устройств в общем случае входят кольцевой безлопаточный диффузор 2, кольцевой лопаточный направляющий аппарат 3, спиральный сборник 4, конический диффузор 5 (рис. 36).

Если окружная скорость на выходе из колеса u_2 не превышает 150...200 м/с, то отвод центробежного насоса обычно выполняют в виде кольцевого безлопаточного диффузора, спирального сборника и конического диффузора (см. рис. 1).

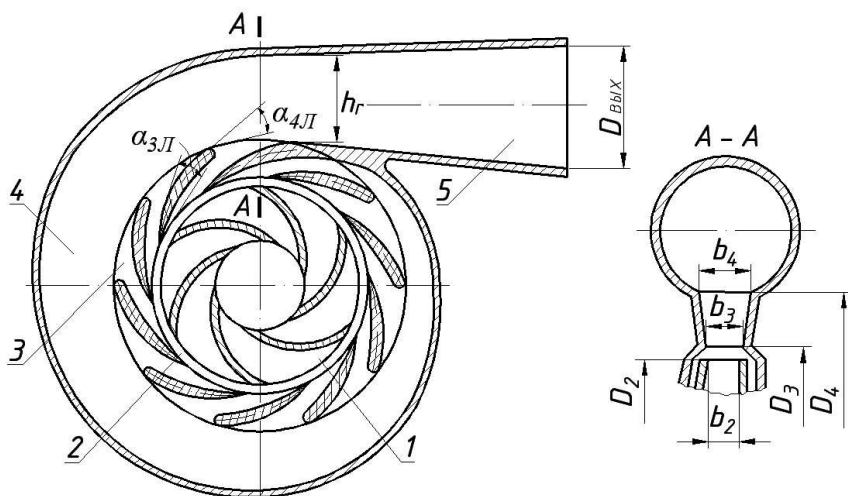


Рис. 36. Отвод центробежного насоса: 1 – центробежное колесо; 2 – кольцевой безлопаточный диффузор; 3 – кольцевой лопаточный направляющий аппарат; 4 – спиральный сборник; 5 – прямой конический диффузор

При окружных скоростях, больших 200 м/с, для более эффективного торможения потока между спиральным сборником и колесом обычно устанавливают кольцевой лопаточный направляющий аппарат (ЛНА), в котором уменьшается скорость потока и увеличивается давление. Если не применять ЛНА при больших u_2 , а, следовательно, и c_2 , то

в спиральном сборнике и коническом диффузоре невозможно без больших потерь затормозить скорость до требуемых выходных величин: $c_{\text{вых}} = 15 \dots 30$ м/с.

Кроме того, так как большие окружные скорости u_2 соответствуют большим выходным давлениям $p_{\text{вых}}$, то установка ЛНА позволяет увеличить жесткость корпуса насоса.

1.13.1 Кольцевой безлопаточный диффузор

Кольцевой безлопаточный диффузор отделяет рабочее колесо насоса от языка спирального сборника или от лопаток кольцевого ЛНА. В нем преобразуется в потенциальную энергию давления незначительная доля кинетической энергии потока в связи с его малой радиальной протяженностью. Увеличение радиальной протяженности безлопаточного диффузора уменьшает пульсации потока и вибрацию насоса за счет выравнивания скоростей при обтекании языка спирального сборника или при входе в кольцевой лопаточный направляющий аппарат, но при этом возрастают радиальные габариты насоса. Обычно выходной радиус безлопаточного диффузора

$$R_3 = (1,04 \dots 1,08) \cdot r_2. \quad (1.69)$$

1.13.2. Кольцевой лопаточный направляющий аппарат

ЛНА выполняется в виде круговой решетки с диаметром входа D_3 и диаметром выхода D_4 , установленной между боковыми стенками корпуса. Жидкость отклоняется лопатками от направления линий тока свободного движения и переводится ими на большие радиусы.

Входной угол средней линии лопаток ЛНА должен соответствовать углу α_2 выхода потока из колеса в абсолютном движении. Угол α_2 находится по отношению скоростей:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2m}}{c_{2u}}. \quad (1.70)$$

Между колесом и ЛНА необходимо предусмотреть радиальный зазор (1.69). Ширину ЛНА b_3 выбирают большей, чем ширина колеса:

$$b_3 = (1,1 \dots 1,2) \cdot b_2. \quad (1.71)$$

Угол входа потока в ЛНА находят на основе опытных данных по формуле

$$tg \alpha_3 = \frac{b_2}{b_3} \cdot \left(1,5 - 0,5 \frac{b_2}{b_3} \right) \cdot tg \alpha_2. \quad (1.72)$$

Входной угол лопаток ЛНА

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + (0 \dots -2)^\circ. \quad (1.73)$$

Выходной угол лопатки (по средней линии) $\alpha_{4л}$ выбирают несколько большим, чтобы обеспечить диффузорный межлопаточный канал небольшого уширения:

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + (5 \dots 15)^\circ. \quad (1.74)$$

Для обеспечения прочности лопатку выбирают достаточно длинной. Густота решетки на среднем диаметре ЛНА при этом составляет $\tau_{\text{ср.ЛНА}} = 1,3 \dots 1,8$, а выходной диаметр

$$D_4 = (1,15 \dots 1,35) \cdot D_3. \quad (1.75)$$

Длину хорды лопатки найдем из приближенного соотношения

$$b_{л} = \frac{D_4 - D_3}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_{3л} + \alpha_{4л}}{2}}. \quad (1.76)$$

По величине густоты и длине хорды лопатки найдем шаг на среднем диаметре:

$$t_{\text{ср}} = \frac{b_{л}}{\tau_{\text{ср.ЛНА}}}. \quad (1.77)$$

Определив шаг, найдем число лопаток:

$$z_{\text{ЛНА}} = \frac{\pi \cdot (D_3 + D_4)}{2 \cdot t_{\text{сп}}}. \quad (1.78)$$

Округление числа лопаток ведется до большей величины.

Скорость на выходе из ЛНА находим по величине меридиональной составляющей и по углу выхода потока α_4 , за который можно принять $\alpha_{4л}$, так как углы отставания обычно малы:

$$c_{4m} = \frac{\dot{V}_p}{\pi \cdot D_4 \cdot b_4}. \quad (1.79)$$

Ширину b_4 (см. рис. 36) целесообразно выбирать равной или несколько большей b_3 , чтобы межлопаточный канал получился пространственно диффузорным. Обычно

$$b_4 = (1,0 \dots 1,2) \cdot b_3. \quad (1.80)$$

Окружную составляющую скорости найдем как

$$c_{4u} = \frac{c_{4m}}{\text{tg } \alpha_{4л}}. \quad (1.81)$$

1.13.3. Спиральный сборник

При умеренных давлениях и скоростях потока на выходе из колеса насосы выполняются только со спиральными отводами, так как кольцевой лопаточный направляющий аппарат усложняет конструкцию насоса.

Спиральный сборник (рис. 37) является важным рабочим элементом насоса, так как его геометрические параметры определяют расчетный режим насоса по расходу \dot{V}_p (режим максимального гидравлического КПД). Внешний вид спирального сборника представлен на рис. 38. Он представляет собой гидравлический канал с переменным расходом. По всей входной окружности сборника жидкость поступает из каналов ЛНА, а если его нет, то непосредственно из колеса.

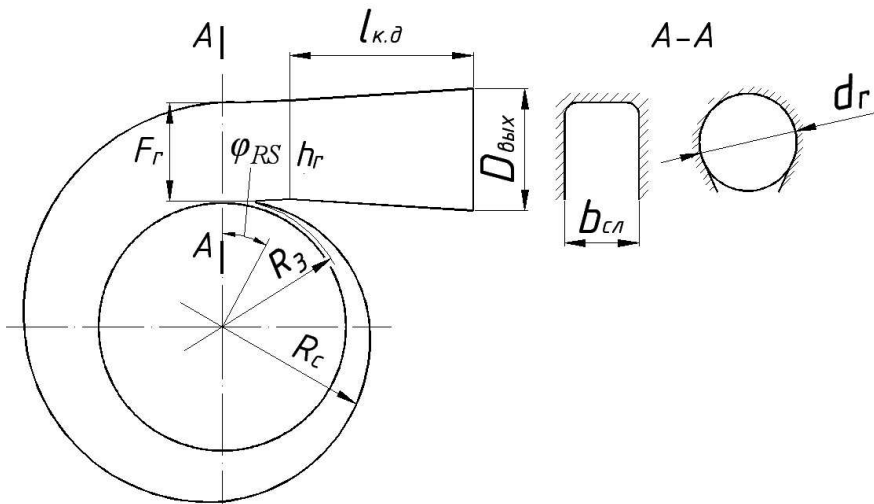


Рис. 37. Спиральный сборник

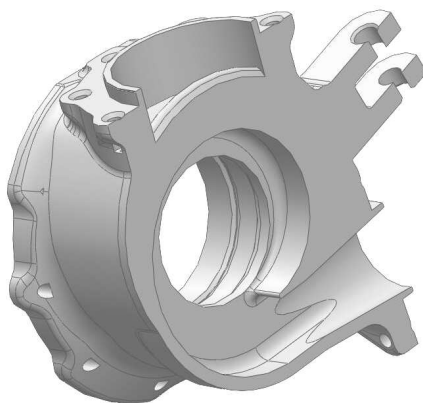


Рис. 38. Внешний вид отвода насоса со спиральным сборником

В спиральном сборнике может происходить некоторое увеличение давления по радиусу за счет уменьшения окружной и меридиональной составляющих абсолютной скорости потока. Однако дополнительного увеличения сечения для преобразования кинетической энергии в потенциальную

обычно не предусматривают, так как это увеличивает потери в сборнике.

В практике получил широкое распространение метод расчета спирального сборника, основанный на допущении постоянства скорости c_r во всех радиальных сечениях спирали. Это допущение предполагает пропорциональность проходного радиального сечения расходу, который, в свою очередь, меняется пропорционально углу охвата.

Основным размером сборника является площадь выхода из сборника (площадь входа в конический диффузор) – площадь горла спирали. Эта площадь выбирается из условия совмещения заданного расхода с расчетным. Рассчитаем величину выходного сечения (горла) спирали F_r , задаваясь величиной скорости в нем в зависимости от окружной составляющей скорости на выходе из колеса: при отсутствии ЛНА

$$c_r = (0,6...0,7) \cdot c_{2u}; \quad (1.82)$$

при наличии ЛНА

$$c_r = (0,65...0,75) \cdot c_{4u}. \quad (1.83)$$

Тогда

$$F_r = \frac{\dot{V}_p}{c_r}. \quad (1.84)$$

Площадь сечения спирали в любом произвольном сечении находят по формуле

$$F = F_r \cdot \frac{\phi}{360^\circ}, \quad (1.85)$$

где ϕ — угол, под которым расположено искомое сечение.

Зная площадь радиального сечения, легко определить все линейные размеры спирального сборника, задаваясь формой поперечного сечения.

Форма поперечного сечения спирали большого значения не имеет и зависит от способа изготовления корпуса насоса. При изготовлении его путем фрезерования применяют

прямоугольное сечение. Ширина спирали определяется соотношением

$$b_{\text{сп}} = b_{\text{д}} + (0,04 \dots 0,06) \cdot D_2 \quad , \quad (1.86)$$

где $b_{\text{д}}$ – ширина колеса с дисками на выходе.

При изготовлении литьем, что чаще всего бывает при наличии ЛНА, сечение может быть круглым или округло-трапециевидным.

Для прямоугольного сечения радиус внешней стенки спирали может быть рассчитан по формуле

$$R_c = R_3 + h_r \cdot \frac{\phi}{360^\circ} \quad , \quad (1.87)$$

где радиус R_3 определяется по формуле (1.69) или принимается равным радиусу выходного сечения ЛНА $\left(R_3 = \frac{D_4}{2} \right)$; высота горла спирали h_r определяется по формуле:

$$h_r = \frac{F_r}{b_{\text{сп}}} \quad . \quad (1.88)$$

Для круглого сечения радиус внешней стенки спирали рассчитывается по формуле

$$R_c = R_3 + d_r \cdot \sqrt{\frac{\phi}{360^\circ}} \quad , \quad (1.89)$$

где диаметр горла спирали d_r определяется по формуле

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot F_r}{\pi}} \quad . \quad (1.90)$$

Для приближенного построения контура стенки спирали прямоугольного сечения можно воспользоваться методом «конструкторского квадрата». Построение ведется с помощью четырех дуг окружностей с радиусами $R_I, R_{II}, R_{III}, R_{IV}$. Центрами окружностей являются угловые точки

квадрата со стороной $\frac{k \cdot h_{\Gamma}}{4}$, $k = 0,75 \dots 0,85$ – коэффициент, учитывающий отличие действительной площади горла от теоретической (при нулевой толщине языка).

После построения теоретического контура стенки спирали, соответствующего нулевой толщине языка, начало спирали (сечение F_{Γ} на рис. 37) смещают на угол $\phi_{\text{яз}} = 15 \dots 30^{\circ}$, не изменяя формы сечения.

1.13.4. Конический диффузор

После спирального сборника поток жидкости попадает в конический диффузор, где происходит торможение скорости до заданной скорости выхода ($c_{\text{вых}} = 15 \dots 30$ м/с, а для водорода – до 40 м/с). При отсутствии ЛНА в коническом диффузоре 80...90% динамического напора колеса преобразуется в статический напор. Конический диффузор выполняется в виде уширяющегося патрубка (рис. 39, а). Форма входного сечения соответствует форме выходного сечения спирального сборника, а выходное сечение обычно выполняется круглым, так как конический диффузор непосредственно стыкуется с выходным трубопроводом. Площадь горла спирали F_{Γ} является площадью входа в конический диффузор, а площадь выходного сечения определяется выбором скорости $c_{\text{вых}}$:

$$F_{\text{вых}} = \frac{\dot{V}_{\text{п}}}{c_{\text{вых}}} . \quad (1.91)$$

Длина диффузора $l_{\text{к.д}}$ определяется эквивалентным углом раскрытия $\alpha_{\text{э}}$:

$$\alpha_{\text{э}} = 2 \cdot \arctg \frac{D_{\text{вых}} - d_{\text{э.Г}}}{2 \cdot l_{\text{к.д}}} , \quad (1.92)$$

где $d_{\text{э.Г}} = \sqrt{4 \cdot F_{\Gamma} / \pi}$ – эквивалентный диаметр горла.

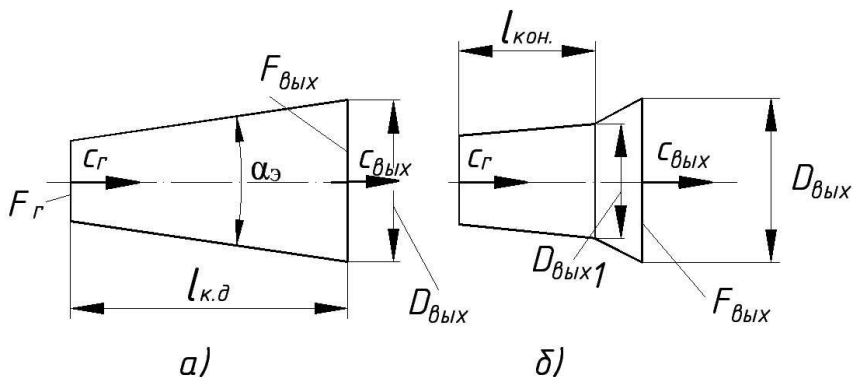


Рис. 39. Конический диффузор а – бесступенчатый;
б – ступенчатый

Обычно угол раскрытия конического диффузора ограничивается $\alpha_3 = 6...12^\circ$, при котором обеспечивается приемлемое значение коэффициента потерь.

Если после выполнения указанных выше рекомендаций длина конического диффузора будет превышать величину $(4,5...6,5) \cdot d_{\text{э.г}}$, то с целью сокращения его длины и массы следует применить ступенчатый диффузор с двумя углами раскрытия $\alpha_{31} = 6...12^\circ$ и $\alpha_{32} = 15...24^\circ$ (рис. 39, б).

$$\text{При этом } D_{\text{вых1}} \geq \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{F_{\text{вых}} + F_r}{2} \right)}.$$

2. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ, КПД И МОЩНОСТИ НАСОСА НА РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

2.1. Гидравлический КПД

Гидравлические потери в шнекоцентробежном насосе складываются из потерь энергии в подводе, шнеке, центробежном колесе и отводе:

$$L_{\Gamma} = L_{\text{подв}} + L_{\text{ш}} + L_{\text{к}} + L_{\text{отв}}. \quad (2.1)$$

Потери энергии в подводе $L_{\text{подв}}$ определяют по формуле

$$L_{\text{подв}} = \zeta_{\text{подв}} \cdot \frac{c_{1z}^2}{2}. \quad (2.2)$$

Коэффициенты потерь рекомендуется выбирать следующим образом: $\zeta_{\text{подв}} = 0,2 \dots 0,3$ – для конического прямого и коленообразного подводов; $\zeta_{\text{подв}} = 0,4 \dots 0,6$ – для кольцевого и полуспирального и спирального, меньшие значения соответствуют полуспиральному и спиральному подводам.

Потери энергии в шнеке $L_{\text{ш}}$ равны разнице между теоретическим напором шнека $H_{\text{т.ш}}$ и действительным напором $H_{\text{ш}}$ (1.31):

$$L_{\text{ш}} = H_{\text{т.ш}} - H_{\text{ш}}.$$

Теоретический напор шнека находится по уравнению Эйлера (при $c_{1u} = 0$):

$$H_{\text{т.ш}} = c_{2u\text{ср}} \cdot u_{\text{ср}}. \quad (2.3)$$

С учетом формул (1.31) и (2.3) получим

$$L_{\text{ш}} = (1 - \eta_{\text{г.ш}}) \cdot c_{2u\text{ср}} \cdot u_{\text{ср}}. \quad (2.4)$$

Потери энергии в центробежном колесе $L_{\text{к}}$ пропорциональны кинетической энергии в относительном движении при входе в колесо:

$$L_{\text{к}} = \zeta_{\text{к}} \cdot \frac{w_{1\text{ц}}^2}{2}. \quad (2.5)$$

Коэффициент потерь в колесе ζ_k снижается с уменьшением доли энергии, передаваемой жидкости в колесе циркуляционными силами. Поэтому применение шнека, обеспечивающего определенную закрутку потока на входе в центробежное колесо, приводит, как правило, к уменьшению потерь энергии в колесе. Это особенно заметно у колес с $\bar{D}_1 > 0,55$ Обычно $\zeta_k = 0,3 \dots 0,6$ ($\zeta_k = 0,3$ – для насосов двигателей большой тяги, $\zeta_k = 0,6$ – для насосов двигателей малой тяги).

Относительная скорость на входе в центробежное колесо определяется из треугольника скоростей:

$$w_{1ц}^2 = c_{1мц}^2 + (u_{1ц} - c_{1нц})^2. \quad (2.6)$$

Потери энергии в отводе $L_{отв}$ складываются из потерь в элементах отвода – кольцевом лопаточном направляющем аппарате $L_{ЛНА}$, спиральном сборнике L_c и коническом диффузоре $L_{к.д}$:

$$L_{отв} = L_{ЛНА} + L_c + L_{к.д}. \quad (2.7)$$

Потери $L_{ЛНА}$ определим как потери в диффузоре от сечения $f_{л.г}$ до сечения f_4 (рис. 40), пренебрегая потерями на начальном участке от выхода из колеса до сечения горла ЛНА и потерями в косом срезе:

$$L_{ЛНА} = \zeta_d \cdot \frac{c_{л.г}^2}{2}, \quad (2.8)$$

где $c_{л.г} = \frac{\dot{V}_p}{z_{ЛНА} \cdot f_{л.г}}$ – скорость потока в горле ЛНА;

$f_{л.г} = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}{z_{ЛНА}}$ – площадь сечения горла ЛНА без

учета загромождения сечения лопатками. Коэффициент потерь ζ_d зависит от отношения площадей $f_4/f_{л.г}$ и эквивалентного угла диффузора:

$$\zeta_d = 1,15 \cdot \operatorname{tg} \alpha_d \cdot \sqrt[3]{f_4 / f_{л.г} - 1};$$

$$\alpha_d = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{4 \cdot f_4 / \pi} - \sqrt{4 \cdot f_{л.г} / \pi}}{2 \cdot l_d}; \quad (2.9)$$

$$f_4 = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \sin \alpha_{4л}}{z_{ЛНА}}.$$

Длина диффузора l_d равна длине лопатки b_l за вычетом длины начального участка l_c и длины косога среза $l_{к.с}$ (см. рис. 29).

$$l_c = 0,5 \cdot t_3 \cdot \cos \alpha_{3л} = \frac{\pi \cdot D_3}{2 \cdot z_{ЛНА}} \cdot \cos \alpha_{3л},$$

$$l_{к.с} = 0,5 \cdot t_4 \cdot \cos \alpha_{4л} = \frac{\pi \cdot D_4}{2 \cdot z_{ЛНА}} \cdot \cos \alpha_{4л},$$

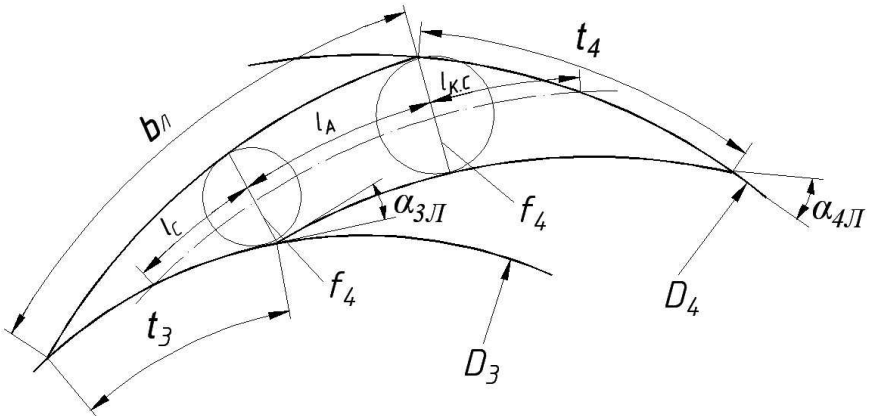


Рис. 40. Кольцевой лопаточный направляющий аппарат

Используя очевидные геометрические соотношения и учитывая формулу (1.76), получаем

$$l_{\text{д}} = b_{\text{л}} - l_{\text{с}} - l_{\text{к.с}} = \frac{D_4 - D_3}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_{3\text{л}} + \alpha_{4\text{л}}}{2}} - \frac{\pi \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3\text{л}}}{2 \cdot z_{\text{ЛНА}}} - \frac{\pi \cdot D_4 \cdot \cos \alpha_{4\text{л}}}{2 \cdot z_{\text{ЛНА}}}. \quad (2.10)$$

Потери в спиральном сборнике находятся по скорости на входе в сборник. Для спирального сборника, расположенного непосредственно за колесом (при отсутствии ЛНА),

$$L_{\text{с}} = \zeta_{\text{с}} \cdot \frac{c_{2\text{л}}^2}{2}. \quad (2.11)$$

Для спирального сборника, расположенного за ЛНА,

$$L_{\text{с}} = \zeta_{\text{с}} \cdot \frac{c_{4\text{л}}^2}{2}, \quad (2.12)$$

где $\zeta_{\text{с}}$ – коэффициент потерь в сборнике. Обычно $\zeta_{\text{с}} = 0,1 \dots 0,15$.

Потери в коническом диффузоре определяются по уже известной формуле

$$L_{\text{к.д}} = \zeta_{\text{к.д}} \cdot \frac{c_{\Gamma}^2}{2}. \quad (2.13)$$

Коэффициент потерь $\zeta_{\text{к.д}}$ зависит от отношения площадей $\bar{F}_{\text{вых}} = F_{\text{вых}} / F_{\Gamma}$ и эквивалентного угла диффузора $\alpha_{\text{э}}$:

$$\zeta_{\text{к.д}} = 1,15 \cdot \text{tg} \alpha_{\text{э}} \cdot \sqrt[3]{F_{\text{вых}} / F_{\Gamma} - 1}. \quad (2.14)$$

В случае использования конического диффузора со ступенчатым выходом (см. рис. 39, б) потери будут складываться из потерь в конической части и потерь на внезапное расширение:

$$L_{\text{к.д.ст}} = \zeta_{\text{к.д}} \frac{c_{\Gamma}^2}{2} + \frac{(c_{\text{кон}} - c_{\text{вых}})^2}{2} = \zeta_{\text{к.д.ст}} \frac{c_{\Gamma}^2}{2}. \quad (2.15)$$

Из соотношения (2.15) получим выражение для

коэффициента потерь конического диффузора со ступенчатым выходом:

$$\zeta_{\text{к.д.ст}} = \zeta_{\text{к.д}} + \left(F_{\Gamma} / F_{\text{кон}} - F_{\Gamma} / F_{\text{вых}} \right)^2. \quad (2.16)$$

Подставляя выражения для определения потерь в элементах насоса в формулу (2.1), получаем

$$\begin{aligned} L_{\Gamma} = & \zeta_{\text{подв}} \cdot \frac{c_{1z}^2}{2} + (1 - \eta_{\Gamma.\text{ш}}) \cdot c_{2\text{иср}} \cdot u_{\text{ср}} + \zeta_{\text{к}} \cdot \frac{w_{1z}^2}{2} + \\ & + \zeta_{\text{д}} \cdot \frac{c_{\text{л.г}}^2}{2} + \zeta_{\text{с}} \cdot \frac{c_{4\text{и}}^2}{2} + \zeta_{\text{к.д}} \cdot \frac{c_{\Gamma}^2}{2}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Определив суммарные гидравлические потери L_{Γ} , можно рассчитать теоретический напор насоса

$$H_{\text{т}} = H + L_{\Gamma}. \quad (2.18)$$

Гидравлический КПД насоса η_{Γ} есть отношение действительного напора насоса H к теоретическому $H_{\text{т}}$:

$$\eta_{\Gamma} = H / H_{\text{т}} = H / (H + L_{\Gamma}). \quad (2.19)$$

Гидравлический КПД характеризует совершенство проточной части насоса.

2.2. Расходный (объемный) КПД

В насосе всегда имеют место потери, связанные с утечками жидкости из полости высокого давления за колесом в полость низкого давления через щелевые (рис. 41), плавающие (см. рис. 2) или лабиринтные уплотнения.

Эти потери оцениваются расходным или объемным КПД:

$$\eta_{\text{р}} = \dot{V}_{\text{п}} / (\dot{V}_{\text{п}} + \sum \dot{V}_{\text{у}}), \quad (2.20)$$

где $\sum \dot{V}_{\text{у}}$ – суммарный расход утечек; $\dot{V}_{\text{п}}$ – расчетный расход через насос.

Суммарный расход утечек складывается из утечек через уплотнения проточной части, к которым относят уплотнения по покрывному (переднее) и основному (заднее) дискам рабочего колеса насоса, межступенным и др. уплотнениям.

Утечки через переднее и заднее уплотнения рабочего колеса могут быть определены следующим образом:

$$\dot{V}_y = \mu \cdot \pi \cdot D_y \cdot \delta_y \sqrt{2 \cdot \eta_{г.к} \cdot H_T - c_{2u}^2 - \left[1 - \left(\frac{D_y}{D_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{u_2^2}{4}}, \quad (2.21)$$

где μ – коэффициент расхода; δ_y – радиальный зазор; D_y – диаметр проходного сечения уплотнения; $\eta_{г.к}$ – гидравлический КПД колеса.

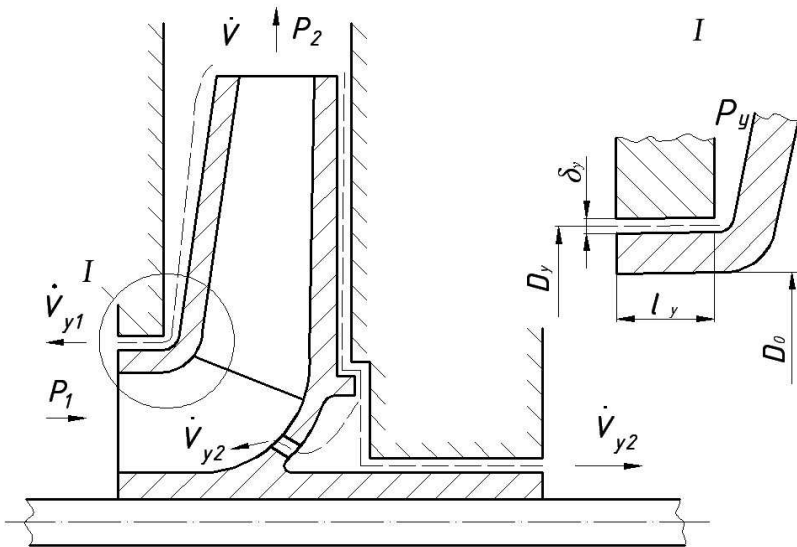


Рис. 41. Схема утечек жидкости в центробежном колесе

Геометрические параметры уплотнений выбираются из конструктивных соображений. Для ориентировочных расчетов можно принять диаметр переднего уплотнения $D_{y.передн.} = D_0 + (5...10)$ мм; диаметр заднего уплотнения $D_{y.задн.} = \sqrt{D_0^2 + d_{вт}^2}$, $\delta_y = 0,05...0,2$ мм и $l_y / \delta_y = 50... 200$.

Для щелевых и плавающих уплотнений коэффициент расхода μ определим по формуле:

$$\mu = 1 / \sqrt{\lambda \cdot l_y / (2 \cdot \delta_y) + 1,5}, \quad (2.22)$$

где коэффициент сопротивления $\lambda = 0,03 \dots 0,06$. Обычно $\mu = 0,4 \dots 0,8$.

Более эффективны лабиринтные уплотнения. При одинаковом радиальном зазоре лабиринтные уплотнения уменьшают расход утечек в 1,7...2 раза по сравнению со щелевыми.

Гидравлический КПД колеса есть отношение напора колеса к теоретическому напору насоса H_T :

$$\eta_{г.к} = H_k / H_T = (H_T - L_k) / H_T = 1 - L_k / H_T. \quad (2.23)$$

2.3. Дискосый КПД

При работе насоса затрачивается мощность на преодоление сил трения основного и покрывного дисков центробежного колеса о жидкость. Мощность дискового трения можно найти по формуле

$$N_{тр.д} = 2 \cdot \rho \cdot C_{тр.д} \cdot r_2^5 \cdot \omega^3, \quad (2.24)$$

где $C_{тр.д}$ – коэффициент трения, зависящий от числа

$$Re = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu}$$

и подсчитываемый по формулам:

для $Re < 2 \cdot 10^4$

$$C_{тр.д} = \frac{\pi \cdot r_2}{S \cdot Re} + Re \cdot \left(\frac{S}{r_2} \right)^3 \cdot \left[0,0146 + 0,1256 \cdot \left(\frac{S}{r_2} \right)^2 \right],$$

где S – средний осевой зазор между покрывным диском и корпусом насоса);

$$\text{для } 2 \cdot 10^4 < Re < 10^5 \quad C_{тр.д} = 1,334 / \sqrt{Re},$$

$$\text{для } Re < 10^5 \quad C_{тр.д} = 0,037 / \sqrt[5]{Re}.$$

Дискосый КПД насоса определяется по формуле

$$\eta_d = 1 - N_{тр.д} / \left[\rho \cdot (\dot{V}_p + \dot{V}_y) \cdot H_T + N_{тр.д} \right]. \quad (2.25)$$

2.4. Внутренний КПД

Внутренний КПД насоса определяется как произведение гидравлического, расходного (объемного) и дискового КПД:

$$\eta_{\text{вн}} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{д}} = \rho \cdot \dot{V}_{\text{р}} \cdot H / N_{\text{вн}}, \quad (2.26)$$

где $N_{\text{вн}} = \rho \cdot (\dot{V}_{\text{р}} + \dot{V}_{\text{у}}) \cdot H_{\text{т}} + N_{\text{тр.д}}$ – внутренняя мощность насоса.

2.5. Механический КПД

К механическим потерям $N_{\text{мех}}$ относят потери в подшипниках, контактных и динамических уплотнениях ротора насоса. Они зависят от конкретной конструкции насоса. Значительную часть механических потерь составляет мощность, затрачиваемая на привод импеллеров.

Механический КПД насоса определяется выражением

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - N_{\text{мех}} / N_{\text{н}}, \quad (2.27)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность, потребляемая насосом.

При отсутствии в насосе импеллерных уплотнений $\eta_{\text{мех}} = 0,99 \dots 0,995$ Насосы с импеллерными уплотнениями имеют $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \dots 0,97$.

2.6. Полный КПД

Полный КПД насоса определяется как произведение внутреннего и механического КПД:

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{вн}} \cdot \eta_{\text{м}} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{мех}} = \rho \cdot \dot{V}_{\text{р}} \cdot H / N_{\text{н}}. \quad (2.28)$$

2.7. Потребная мощность

Мощность, потребляемая насосом, рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{н}} = N_{\text{вн}} + N_{\text{мех}} = \rho \cdot (\dot{V}_{\text{р}} + \sum \dot{V}_{\text{у}}) \cdot H_{\text{т}} + N_{\text{тр.д}} + N_{\text{мех}}. \quad (2.29)$$

При известном полном КПД из выражения (2.28) получим

$$N_{\text{н}} = \rho \cdot \dot{V}_{\text{р}} \cdot H / \eta_{\text{н}}. \quad (2.30)$$

3. РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

В процессе эксплуатации в системе питания насос может работать на режимах, отличных от расчетного по расходу, напору, угловой скорости и давлению на входе. Необходимость в определении возможных режимов работы возникает уже при проектировании насоса. Для этого необходимо знать энергетические характеристики насоса, представляющие собой зависимости напора, КПД и мощности от расхода, угловой скорости и давления на входе в насос:

$$H, \eta_n, N_n = f(\dot{V}, \omega, p_{\text{вх}}).$$

Рассмотрим расчет энергетических характеристик при отсутствии кавитации в насосе.

3.1. Напорная характеристика насоса

Зависимость действительного напора насоса H от расхода \dot{V} при постоянной угловой скорости ω называется напорной характеристикой.

Для построения напорной характеристики надо определить теоретический напор насоса H_T и гидравлические потери L_r на режимах, отличных от расчетного. На основании опытных данных для диффузорных колес с $F_1/F_2 \leq 1$, для которых можно принять $k_z = k_{zp}$, получены следующие соотношения для расчета:

при $\bar{V} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_p} \leq 1$ (\dot{V}_p – расчетный режим работы по расходу)

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = k_z \cdot (1 - \bar{V} \cdot q_p) - \frac{\zeta_{к.д}}{2} \cdot \bar{D}_1^2 \cdot \frac{(1 - \bar{V} \cdot q_p)}{1 - q_p} - \frac{\zeta_{отв}}{2} \cdot k_z^2 \cdot (1 - \bar{V} \cdot q_p)^2 - 0,5 \cdot A \cdot k_z^2 \cdot (1 - \bar{V})^2 \quad (3.1)$$

где $A=0,32$ при $\zeta_{к.д} \leq 0,21$ и $A=1,52 \cdot \zeta_{к.д}$ при $\zeta_{к.д} > 0,21$;

при $\bar{V} \geq 1$

$$\bar{H} = k_z \cdot (1 - \bar{V} \cdot q_p) - \frac{\zeta_{к.д}}{2} \cdot \bar{D}_1^2 - \frac{\zeta_{отв}}{2} \cdot k_z^2 \cdot (1 - \bar{V} \cdot q_p)^2 - 0,5 \cdot A \cdot k_z^2 \cdot (1 - \bar{V})^2 \quad (3.2)$$

Величина расходного параметра определяется через параметры насоса по формуле

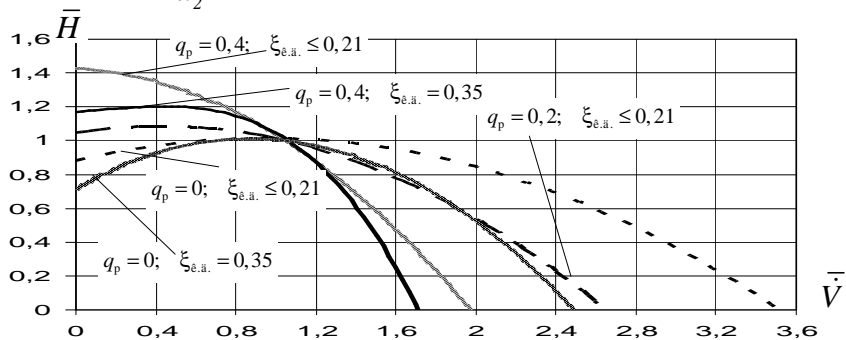
$$q_p = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi \cdot H_p \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}{\dot{V}_p \cdot \omega_p \cdot k_z \cdot \eta_{г.п}}} \quad (3.3)$$

где ω_p и $\eta_{г.п}$ – угловая скорость и гидравлический КПД насоса на расчетном режиме.

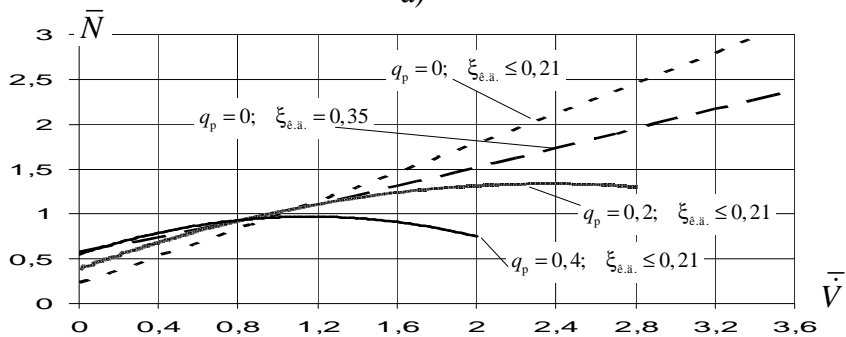
Подстрочный индекс «р» соответствует значению параметра на расчетном режиме. Коэффициент напора на

расчетном режиме определяется по формуле:

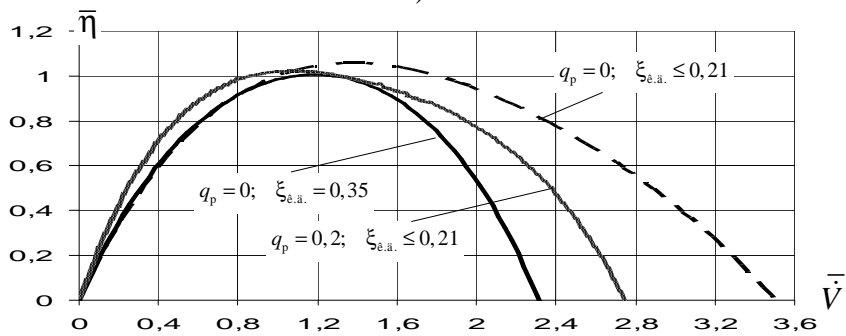
$$\bar{H}_p = \frac{H_p}{u_2^2} = k_z \cdot (1 - q_p) - 0,32 \cdot \bar{D}_1^2 - 0,1 \cdot k_z^2 \cdot (1 - q_p)^2 \quad (3.4)$$



а)



б)



в)

Рис. 42. Энергетические характеристики насоса

Разделив выражение (3.1) или (3.2) на (3.3), получим формулы для расчета и построения напорных характеристик в относительных координатах $\bar{H} - \bar{V}$, где $\bar{H} = H/H_p$. В графическом виде эта зависимость приведена на рис. 42, а. Основное влияние на вид напорной характеристики оказывает расходный параметр q_p . С уменьшением q_p падает \bar{H} и области $\bar{V} < 1$ и возрастает при $\bar{V} > 1$. Увеличение q_p ведет к возрастанию наклона характеристики в расчетной точке. Форма характеристики очень важна для регулирования насоса в составе ТНА и всего двигателя.

3.2. Зависимость КПД насоса от расхода

Зависимость полного КПД насоса η_n от расхода \dot{V} при постоянной угловой скорости ω называется КПД-характеристикой насоса. Зависимость относительного КПД насоса $\bar{\eta} = \eta_n / \eta_{n,p}$ от расхода может быть определена с использованием следующего соотношения:

$$\bar{\eta} = \bar{H} \cdot \bar{V} \cdot \frac{(1 - q_p) \cdot (1 + a) + b}{\left[(1 - \bar{V} \cdot q_p) \cdot (\bar{V} + a) + b + \bar{N}_{г.т.0} \cdot (1 - 1,67 \cdot \bar{V}) \cdot [(1 - q_p) \cdot (1 + a) + b] \right]}, \quad (3.5)$$

где $a = \frac{1 - \eta_{p,p}}{\eta_{p,p}}$, $b = \frac{(1 - \eta_{д.п} \cdot \eta_{мех.п}) \cdot (1 - q_p)}{\eta_{p,p} \cdot \eta_{д.п} \cdot \eta_{мех.п}}$, $\bar{N}_{г.т.0} = \frac{N_{г.т.0}}{N_p}$ —

мощность гидравлического торможения $\bar{V} = 0$, обусловленная наличием обратных токов на входе в шнек и выходе из рабочего колеса, которые образуются при малых расходах. Экспериментальные исследования показывают, что при $\bar{V} \geq 0,6$ мощность гидравлического торможения равна нулю.

При $\bar{V} < 0,6$ мощность гидравлического торможения

можно определить на основании следующей зависимости

$$\bar{N}_{г.т.0} = 0,11 \cdot \frac{\eta_{р.р} \cdot \eta_{д.р} \cdot \eta_{мех.р}}{\left(\frac{c_r}{c_{2u}}\right) \cdot (1 - q_p)^2}$$

На рис. 42, в приведены КПД-характеристики насоса, рассчитанные для различных q_p .

3.3. Мощностная характеристика насоса

Мощностной характеристикой насоса называется зависимость потребляемой мощности N_n от расхода \dot{V} при постоянной угловой скорости. Мощностная характеристика может быть определена по напорной характеристике и КПД-характеристике. Имея в виду формулу (2.30) для мощности насоса, можно записать

$$\bar{N} = \frac{N_n}{N_{н.р}} = \frac{(\dot{V}/\dot{V}_p) \cdot (H/H_p)}{\eta_n/\eta_{н.р}} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{H}}{\bar{\eta}}, \quad (3.6)$$

где $N_{н.р}$ – мощность, потребляемая насосом на расчетном режиме.

Для каждого значения \bar{V} используя зависимости (3.1), (3.2) и (3.5) можно определить значения \bar{H} и $\bar{\eta}$, а затем, используя (3.6), определить \bar{N} . На рис. 42, б приведены мощностные характеристики насоса при различных значениях расходного параметра q_p .

3.4. Напорная характеристика шнека

Поскольку шнек при работе шнекоцентробежного насоса создает определенный напор, то введем его напорную характеристику, которая обычно рассчитывается по среднему диаметру $D_{ср}$.

Теоретический напор шнека может быть определен по зависимости:

$$H_T = u_{ср}^2 \cdot (1 - q_{ш}), \quad (3.7)$$

где $u_{\text{ср}}$ – окружная скорость на диаметре $D_{\text{ср}}$, $q_{\text{ш}}$ – расходный параметр, равный отношению объемного расхода к расходу, при котором теоретический напор шнека равен нулю:

$$q_{\text{ш}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{H_{\tau}=0}} = \frac{c_z}{u_{\text{ср}} \cdot \text{tg}\beta_{\text{л.ср}}} = \bar{c}_z \cdot \text{ctg}\beta_{\text{л.ср}}$$

Формулу (3.7) можно преобразовать к виду $\frac{H_{\tau}}{\omega^2} = 0,25 \cdot D_{\text{ср}}^2 \cdot (1 - q_{\text{ш}})$. Таким образом, теоретическая зависимость является линейной (рис. 43). Действительная характеристика, как показывают эксперименты, является также линейной, поэтому ее можно построить, если известны координаты двух точек.

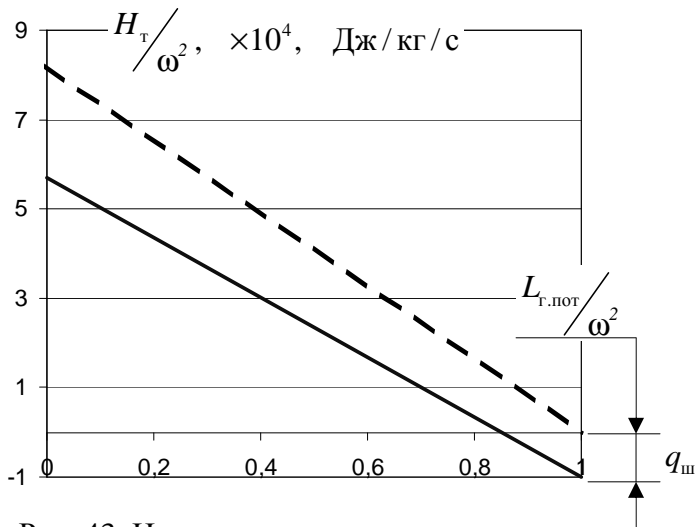


Рис. 43. Напорная характеристика шнека.
1 – теоретическая, 2 – действительная

Обычно значения напоров определяют в двух точках: $q_{\text{ш}}=1$ и $q_{\text{ш}}=0$. Режим $q_{\text{ш}}=1$ характеризуется тем, что на всех радиусах угол натекания потока равен углу установки лопатки, т.е. $i_{\text{ср}}=0$ при $S=\text{const}$. Следовательно, на этом режиме напор шнека будет отрицательным за счет гидравлических потерь на трение, определяемых по формуле:

$$L_{r.пот.} = \lambda \cdot \frac{b_{л.сп}}{D_r} \cdot \frac{w_0^2}{2}.$$

Здесь $D_r = \frac{4 \cdot h_{л} \cdot a_{сп}}{2 \cdot (h_{л} + a_{сп})}$ – гидравлический диаметр,

$a_{сп} = \left(\pi \cdot D_{сп} - z \cdot \frac{\delta_{сп}}{\sin \beta_{л.сп}} \right) \cdot \sin \beta_{л.сп}$, w_0 – относительная

скорость в межлопаточном канале на режиме $\dot{V}_{H_T=0}$,

$w_0 = \frac{\dot{V}_{H_T=0}}{h_{л} \cdot a_{сп} \cdot z}$; z – ширина межлопаточного канала;

$h_{л} = \frac{D_{ш} - d_{ш}}{2}$ – высота лопаток шнека; $\delta_{сп}$ – толщина лопатки

шнека на среднем диаметре; λ – коэффициент сопротивления, принимаемый равным 0,011...0,016.

Для данного режима получим $H_{H_T=0} = -L_{r.пот.}$ или

$\frac{H_{H_T=0}}{\omega^2} = -\frac{L_{r.пот.}}{\omega^2}$. Для $q_{ш}=0$ $\frac{H_{\dot{V}=0}}{\omega^2} = K \cdot \frac{H_{T \dot{V}=0}}{\omega^2}$, где $K=0,45...0,58$ – экспериментальный коэффициент.

Определив расчетное значение $q_{ш}$, можно из рис. 43 определить напор шнека $H_{ш}$ и сравнить со значением $H_{ш}$, заложенным в расчет совместной работы шнека с центробежным колесом.

3.5. Срывная кавитационная характеристика насоса

Основной зависимостью, характеризующей антикавитационные качества насоса, является срывная кавитационная характеристика – зависимость напора насоса H от входного давления $p_{вх}$ при постоянном расходе \dot{V} и постоянной угловой скорости вращения ω . Типичная для шнекоцентробежного насоса срывная кавитационная характеристика приведена на рис. 44. При давлении на входе $p_{кав}$ в насосе возникает кавитация. Дальнейшее

уменьшение давления на входе от $p_{\text{кав}}$ до $p_{\text{кр}}$, несмотря на развитие кавитации, не приводит к изменению напора и КПД насоса, но при этом могут наблюдаться эрозионные и колебательные явления. При давлении на входе $p_{\text{кр}}$ напор начинает снижаться (одновременно с напором снижается КПД). Этот режим называется первым критическим. При давлении на входе $p_{\text{свр}}$ напор резко падает. Резко снижаются также КПД и расход. Этот режим называется вторым критическим или срывным. Желательно, чтобы изменение напора между первым и вторым критическими режимами (см. рис. 44) было минимальным, так как область входных давлений между $p_{\text{кр}}$ и $p_{\text{свр}}$ является рабочей для насосов.

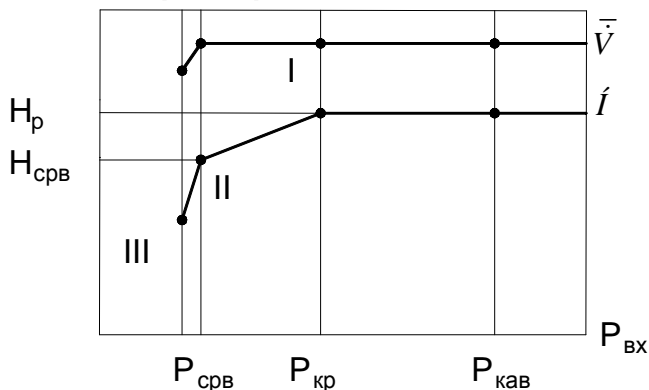


Рис. 44. Срывная кавитационная характеристика насоса

Срывные кавитационные характеристики определяются при испытаниях насосов. Рассчитать и построить срывную характеристику можно по экспериментальным зависимостям, определяющим параметры ее характерных режимов.

Давление начала кавитации определяется по формуле

$$p_{\text{кав}} = p_s + (1 + \zeta_{\text{подв}}) \cdot \rho \cdot \frac{c_{1z}^2}{2} + \lambda_{\text{кав}} \cdot \rho \cdot \frac{w_{1\text{ср}}^2}{2} - \rho \cdot \frac{c_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (3.8)$$

где $w_{1\text{ср}}$ – относительная скорость потока на входе в шнек на среднем диаметре; $\lambda_{\text{кав}}$ – коэффициент кавитации,

соответствующий начальной стадии развития кавитации.

Опытные данные показывают, что коэффициент кавитации $\lambda_{\text{кав}}$ зависит от расходного параметра шнека $q_{\text{р.ш}} = c_{1z} / (u_{\text{ср}} \cdot \text{tg} \beta_{1\text{л.ср}})$. При $q_{\text{р.ш}} \leq 0,5$

$$\lambda_{\text{кав}} = 0,4 - 1,3 \cdot q_{\text{р.ш}} + 6,4 \cdot q_{\text{р.ш}}^2 \quad (3.9)$$

В области $0,5 < q_{\text{р.ш}} < 1$

$$\lambda_{\text{кав}} = 0,39 + 4,1 \cdot (1 - q_{\text{р.ш}})^2 \quad (3.10)$$

Давление, соответствующее первому критическому режиму, определяется следующим образом:

$$p_{\text{кр}} = p_s + (1 + \zeta_{\text{подв}}) \cdot \rho \cdot \frac{c_{1z}^2}{2} + \lambda_{\text{кр}} \cdot \rho \cdot \frac{w_{1\text{ср}}^2}{2} - \rho \cdot \frac{c_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (3.11)$$

где $\lambda_{\text{кр}}$ – коэффициент кавитации для первого критического режима.

Выражение для определения $\lambda_{\text{кр}}$ имеет вид

$$\lambda_{\text{кр}} = (1,44 - 0,7 \cdot q_{\text{р.ш}}) \cdot \left[0,02 + \frac{0,12 + (\sin \beta_{2\text{л.ср}} - \sin \beta_{1\text{л.ср}})}{\tau_{\text{ср}}} \right], \quad (3.12)$$

где $\beta_{1\text{л.ср}}$ и $\beta_{2\text{л.ср}}$ – углы лопатки шнека на входе и выходе соответственно.

Давление на входе в насос, соответствующее срывному режиму $p_{\text{срв}}$, находится из выражения

$$p_{\text{срв}} = p_s + \rho \cdot \Delta h_{\text{срв}} - \rho \cdot \frac{c_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (3.13)$$

где $\Delta h_{\text{срв}}$ определяется по формуле (1.48).

Напор насоса на срывном режиме записывается в виде

$$H_{\text{срв}} = H \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{срв}}}{100} \right), \quad (3.14)$$

где $\delta_{\text{срв}}$ – относительное падение напора насоса при переходе от первого критического к срывному режиму, выраженное в

процентах.

Для приближенных расчетов $\delta_{срв}$ можно воспользоваться зависимостью

$$\delta_{срв} = 12 + 26,1 \cdot \left(\frac{1}{\tau_{ц}} - 0,53 \right) + 12,5 \cdot (0,5 - q_{р.ш}) - \\ - \left(1,46 + \frac{21,3}{5 + \Delta\beta_{\Sigma}} \right) \cdot (\tau_{ср} - 0,6), \quad (3.15)$$

где $\Delta\beta_{\Sigma} = \beta_{2л.ср} - \beta_{1л.ср}$ – угол изогнутости лопатки шнека (для шнека постоянного шага $\Delta\beta_{\Sigma} = 0$); $\tau_{ц}$ – густота решетки центробежного колеса, определяемая по формуле

$$\tau_{ц} = \frac{z \cdot (D_2 - D_1)}{\pi \cdot (D_2 + D_1) \cdot \sin \frac{\beta_{2л} + \beta_{1л}}{2}}. \quad (3.16)$$

После определения параметров характерных режимов можно построить срывную кавитационную характеристику шнекоцентробежного насоса, соединяя характерные точки прямыми линиями (см. рис. 44).

Поскольку антикавитационные качества правильно спроектированного шнекоцентробежного насоса во многом определяются шнеком, то можно найти кавитационный коэффициент быстроходности для срывного режима (2-й критический режим) по формуле $C_{срв}^{пред} = 36,5 \cdot K_{Dш}^3 \cdot q_{ш}^{3/4}$ в

диапазоне $K_{Dш} = \frac{24,32 \cdot \sqrt{1 - \bar{d}_{вт}^2}}{\left(\frac{c_1}{u} \right)_{периф}} = 5,4 \dots 8,3$ и $q_{ш} = 0,18 \dots 0,72$.

На рис.45 показан предельный кавитационный коэффициент быстроходности $C_{срв}^{пред}$ в зависимости от $q_{ш}$, причем угол заострения (клиновидности) входного участка профиля лопатки должен быть меньше угла атаки. После определения характерных точек строится срывная

кавитационная характеристика центробежного насоса. Чем больше $q_{ш}$, тем меньше нагрузка на лопатку и выше $C_{срв}$. Для уточнения полученных результатов можно сравнить эти значения $C_{срв}$ с соответствующей величиной, заложенной в начале кавитационного расчета насоса.

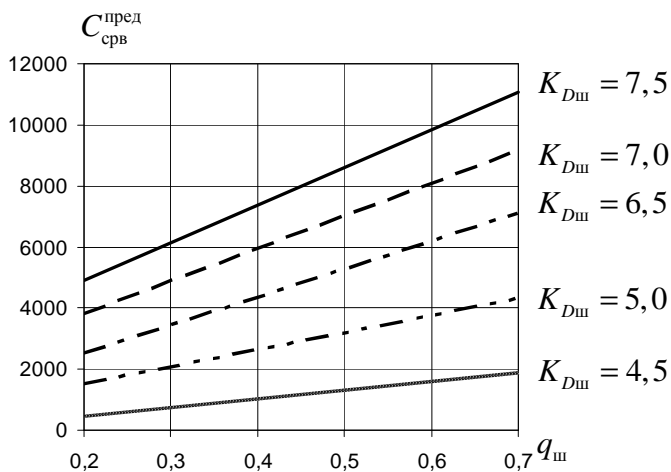


Рис. 45. Зависимость $C_{срв}^{пред}$ от $q_{ш}$,

4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВОДОРОДНЫХ НАСОСОВ

Жидкий водород отличается от других компонентов топлива малой плотностью и сжимаемостью, поэтому расчет водородных насосов имеет особенности. Чем меньше плотность жидкости, тем больше потребный напор насоса при заданном давлении на выходе $p_{\text{вых}}$ (1.7).

Обычно $c_{\text{вых}} = 40 \dots 60$ м/с, $c_{\text{вх}} = 15 \dots 30$ м/с, и второй член в формуле (1.7) при этих значениях скоростей пренебрежимо мал.

Плотность водорода на входе в насос $\rho_{\text{вх}}$ соответствует температуре $T_{\text{вх}} = 17 \dots 21$ К. При работе насоса, с одной стороны, плотность водорода увеличивается при повышении давления вследствие его сжимаемости, с другой стороны, плотность водорода уменьшается в связи с подогревом в процессе сжатия, подводом теплоты потерь и за счет сброса теплых утечек на входе в насос. Обычно повышение температуры жидкого водорода в ступени насоса составляет $10 \dots 15$ К. Поэтому даже при большом увеличении давления в насосе, плотность жидкого водорода может изменяться незначительно. Исходя из этого, для определения напора водородного насоса можно применить несколько измененную формулу (1.7), предназначенную для определения напора несжимаемой жидкости:

$$H = (p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}) / \rho_{\text{ср}}, \quad (4.1)$$

где $\rho_{\text{ср}} = (\rho_{\text{вх}} + \rho_{\text{вых}}) / 2$ – средняя плотность.

При давлениях на выходе $25 \dots 45$ МПа, обычных для ЖРД с использованием водорода в качестве горючего, потребные напоры насоса составляют $(350 \dots 650) \cdot 10^3$ Дж/кг. Такие напоры требуют окружных скоростей на периферии центробежного колеса, которые не могут быть обеспечены по условиям прочности. При допустимых на современном уровне

материаловедения окружных скоростях $u_2=500...600$ м/с напор ступени центробежного насоса составляет $H_{ст} = (150...250) \cdot 10^3$ Дж/кг. Исходя, из этой величины определяют число центробежных ступеней насоса

$$z_{ст} = H/H_{ст}, \quad (4.2)$$

где $z_{ст}$ округляют до большего целого числа.

Расчет первой ступени водородного насоса проводится так же, как и расчет насосов для других компонентов. При отсутствии бустерного насоса для повышения антикавитационных качеств применяют шнек, и коэффициент эквивалентного входного диаметра выбирается равным $K_{D_{0,3}}=5,0...6,5$. Для последующих ступеней $K_{D_{0,3}}$ следует назначать равным 3,7...4,5 для увеличения КПД. В случае применения бустерного насоса, такое же значение $K_{D_{0,3}}$ может быть выбрано и для первой ступени. Тогда все ступени будут одинаковы по размерам, что целесообразно.

Выходной угол лопаток центробежного колеса следует принимать равным $\beta_{2л} = 90^\circ$. Радиальные на выходе лопатки обеспечивают наибольшую прочность, так как центробежные силы инерции не дают изгибающего момента и лопатки работают только на разрыв.

Уточнив напор ступени $H_{ст} = H/z_{ст}$, определяют величину окружной скорости на наружном диаметре центробежного колеса. Для $\beta_{2л} = 90^\circ$

$$H_{ст} = k_z \cdot \eta_r \cdot u_2^2,$$

откуда

$$u_2 = \sqrt{H_{ст} / (k_z \cdot \eta_r)}. \quad (4.3)$$

Угловая скорость ротора насоса ω выбирается возможно большей, чтобы обеспечить заданную величину окружной скорости u_2 без увеличения радиальных габаритов, которые

определяются наружным диаметром центробежного колеса $D_2 = 2 \cdot u_2 / \omega$ Обычно $\omega = 4000 \dots 9000$ рад/с.

Кавитационный коэффициент быстроходности $C_{срв}$ для водородного насоса может выбираться по максимальным предельным значениям. Это возможно, так как жидкий водород по своим термодинамическим свойствам является кавитационно устойчивым компонентом.

Отводящие устройства центробежных водородных насосов, как правило, имеют лопаточные направляющие аппараты, увеличивающие жесткость корпуса, необходимую при высоких давлениях, и обратные направляющие аппараты, обеспечивающие подвод жидкости к последующей ступени. Отводится жидкий водород в напорный трубопровод с помощью спирального сборника и конического диффузора последней ступени (рис. 46). Внешний вид обратного направляющего аппарата приведен на рис. 47.

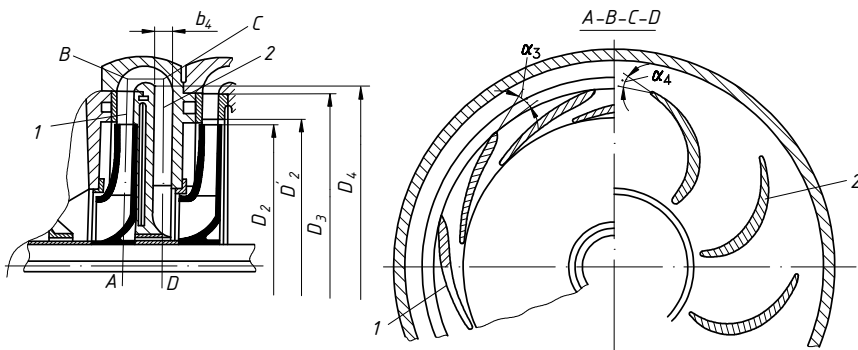


Рис. 46. Двухступенчатый центробежный насос: 1 – кольцевой лопаточный направляющий аппарат; 2 – обратный направляющий аппарат



Рис. 47. Внешний вид обратного направляющего аппарата

Оптимальная угловая скорость водородных насосов существенно больше, чем насосов окислителей. Поэтому представляется целесообразным водородный насос приводить от отдельной турбины, как и насос окислителя, т.е. иметь два турбонасосных агрегата.

5. РАСЧЕТ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Рассмотрим пример расчета насоса азотного тетроксид ТНА двигателя, выполненного по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа. В этом случае наиболее целесообразной представляется схема ТНА, в которой насос окислителя располагается между насосом горючего и турбиной (рис. 7, в). Радиальный подвод компонента к насосу окислителя осуществляется со стороны насоса горючего. В качестве радиального подвода может быть рекомендован улиточный подвод. Вал насоса окислителя со стороны насоса горючего передает только крутящий момент, соответствующий мощности насоса горючего.

Объем исходных данных соответствует разделу 1.2 «Исходные данные для расчета».

Основные физические характеристики компонента топлива, перекачиваемого насосом (приведены в приложениях к настоящему пособию и соответствующих справочниках).

При отсутствии в системе питания БНА давление на входе в насос определяется давлением в баке (1.3). При наличии БНА давление на входе в насос определяется напором бустерного насоса $H_{\text{БНА}}$:

$$p_{\text{0вх}} = p_{\text{0вх БНА}} + \rho \cdot H_{\text{БНА}} - \rho \cdot L_{\text{сопр.вх}} ; \quad (5.1)$$

Максимальная температура компонента на входе (для некриогенных компонентов топлива определяется климатическими условиями эксплуатации двигателя и обычно равна 303...323 К). Максимальной начальной температурой в баке для криогенных компонентов (водород, кислород) является температура кипения при атмосферном давлении, так как заправка бака этими, обычно переохлажденными компонентами, производится из емкостей, имеющих дренаж в атмосферу. Протекая по трубопроводу, ведущему ко входу в насос, компонент нагревается приблизительно на 2...3 К. При наличии БНА подогрев компонента увеличивается.

Порядок и пример расчета насоса приведен в таблице:

Таблица

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
Исходные данные					
1.	Массовый расход компонента	$\dot{m}_{\text{ок}}$	–	65 кг/с	
2.	Полное давление на выходе из насоса	$p_{\text{0вых}}$	–	37 МПа	
3.	Минимальное полное давление на входе	$p_{\text{0вх}}$	(5.1)	0,5 МПа	
4.	Максимальная температура компонента на входе	$T_{\text{вх}}$	–	90 К	
5.	Давление насыщенных паров	p_s	–	0,1013 МПа	
6.	Плотность компонента	ρ	–	1440 кг/м ³	
7.	Коэффициент кинематической вязкости	ν	–	$2,92 \cdot 10^{-7}$ м ² /с	
8.	Объемный расход компонента	\dot{V}_p	–	0,0451 м ³ /с	
Определение выходных параметров насоса					
9.	Напор насоса	H_p	(1.7)	25347 Дж/кг	
Определение угловой скорости и диаметра шнека					
10.	Кавитационный запас	$\Delta h_{\text{рез}}$	–	30 Дж/кг	

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
11.	Допустимый срывной кавитационный запас	$\Delta h_{\text{срв.доп}}$	(1.2)	306 Дж/кг	
12.	Мощность насоса	$N_{\text{н}}$	(1.6)	2534 кВт	Определяется при расчете энергетического баланса
13.	Коэффициент диаметра втулки	$K_{d_{\text{вт}}}$	(1.12)	3,38	Принимаем $d_{\text{вт}}/d_{\text{в}}=1,2$; $K_{\text{зап}}=1,5$; $\tau_{\text{доп}}=3 \cdot 10^8$ Па
14.	Относительный диаметр втулки	$\bar{d}_{\text{вт}}$	–	0,4	Определяется по рис. 8
15.	Срывной кавитационный коэффициент быстроходности	$C_{\text{срв}}$	–	3300	То же
16.	Коэффициент эквивалентного диаметра шнека	$K_{D_{\text{ш.э}}}$	–	7,0	То же
17.	Коэффициент диаметра шнека	$K_{D_{\text{ш}}}$	(1.20)	7,64	
18.	Угловая скорость	ω	(1.1)	3800 рад/с	
19.	Коэффициент быстроходности	n_s	(1.15)	77,65	
20.	Эквивалентный диаметр шнека	$D_{\text{ш.э}}$	(1.13)	0,075 м	
21.	Наружный диаметр шнека	$D_{\text{ш}}$	(1.13)	0,082 м	
22.	Диаметр втулки	$d_{\text{вт}}$	(1.13)	0,033 м	

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
23.	Средний диаметр шнека	D_{cp}	–	0,0575 м	$D_{cp} = \frac{D_{ш} + d_{вт}}{2}$
Определение размеров центробежного колеса					
24.	Коэффициент эквивалентного входного диаметра	$K_{D_{0,3}}$	(1.19)	6,44	Выбираем $K_{D_{0,3}} = 0,92 \cdot K_{D_{ш,3}}$
25.	Эквивалентный входной диаметр	$D_{0,3}$	(1.20)	0,069 м	
26.	Коэффициент входного диаметра	K_{D_0}	(1.20)	7,03	
27.	Диаметр входа в колесо	D_0	(1.20)	0,075 м	
28.	Отношение диаметров	$D_{ш}/D_0$	–	1,09	Рекомендуется 1,0... 1,25
29.	Средний диаметр входных кромок лопаток	D_1	(1.21)	0,0675 м	Принимаем $D_1 = 0,9 \cdot D_0$
30.	Отношение площади входа в колесо к площади входа на лопатки	χ	(1.22)	0,7	Рекомендуется 0,65...0,8
31.	Ширина колеса на входе	b_1	(1.23)	0,025 м	
32.	Коэффициент влияния конечного числа лопаток	k_z	–	0,82	Рекомендуется 0,8...0,85
33.	Гидравлический КПД насоса	η_r	–	0,82	Рекомендуется 0,8...0,85
34.	Расходный параметр	q_p	–	0,07	Рекомендуется 0,05...0,1

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
35.	Окружная скорость колеса на наружном диаметре	u_2	(1.25)	201 м/с	
36.	Наружный диаметр колеса	D_2	(1.26)	0,106 м	
37.	Отношение диаметров колеса	\bar{D}_1	–	0,63	Рекомендуется 0,5...0,7
Совместная работа центробежного колеса и шнека. Определение шага шнека					
38.	Осевая скорость на входе в шнек	c_{1z}	(1.33)	10,2 м/с	
39.	Окружная скорость на среднем диаметре шнека	u_{cp}	–	109,25 м/с	$u_{cp} = \omega \cdot D_{cp} / 2$
40.	Отношение скоростей	\bar{c}_{1z}	(1.34)	0,093	
41.	Безразмерная величина падения напора шнека из-за кавитации	$\Delta H_{ш}$		0,12	Рекомендуется 01...0,15
42.	Гидравлический КПД шнека	$\eta_{г.ш}$		0,6	Рекомендуется 0,4...0,7
43.	Коэффициент	K_λ	(1.34)	1,137	Принимаем $\delta_{1ш} \cdot z / D_1 = 0,15$
44.	Отношение диаметров	D_{cp} / D_1	–	0,85	
45.	Относительная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе шнека	c_u	(1.34)	0,27	При $D_{ш} > D_o$ вместо χ следует использовать $\chi' = \chi \cdot (D_{ш.з} / D_{oз})^2$

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
46.	Угол потока на выходе из шнека	β_{2cp}	(1.36)	7,26°	
47.	Эквивалентный шаг шнека	$S_э$	(1.37)	0,023 м	
48.	Угол входа потока в шнек	β_{1cp}	(1.39)	5,31°	
49.	Угол атаки	i_{cp}	(1.38)	1,95°	$i_{cp} < 10^\circ$, поэтому $S_1=S_2=S_3$ и $\beta_{1л.ср.}=\beta_{2л.ср.}==\beta_{3л.ср.}$
50.	Число лопаток шнека	$z_{ш}$	–	3	Рекомендуется 2 или 3
51.	Густота решетки	τ_{cp}	(1.43)	2,87	
52.	Осевая длина шнека на среднем диаметре	$l_{zш.ср}$	(1.42)	0,022	Для повышения антикавитационных качеств шнека делаем подрезку входной кромки лопатки радиусом R (см. рис. 12, б)
Выбор в определение размеров подвода					
53.	Диаметр подвода	D	(1.45)	0,086 м	В соответствии со схемой ТНА, приведенной на рис. 7, в, выбираем кольцевой подвод (см. рис. 13)
54.	Диаметр подвода	d	(1.45)	0,036 м	
55.	Скорость на входе	$c_{вх}$	(1.46)	9 м/с	

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
56.	Входной диаметр	$D_{вх}$	(1.47)	0,083 м	Основные размеры кольцевого подвода даны на рис. 13 в долях от входного диаметра $D_{вх}$
57.	Коэффициент	a_0	–	0,02	Рекомендуется 0,02...0,04
58.	Коэффициент кавитации шнека	$\lambda_{1срв}$	(1.49)	0,0307	
59.	Коэффициент потерь в подводе	$\zeta_{подв}$	–	0,4	Рекомендуется 0,4...0,6
60.	Срывной кавитационный запас	$\Delta h_{срв}$	(1.48)	258 Дж/кг	Параметры шнека выбраны правильно, так как $\Delta h_{срв} < (\Delta h_{срв})_{доп}$
Расчет центробежного колеса					
61.	Окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из шнека	$c_{2u\text{срв}}$	–	30 м/с	$c_{2u\text{срв}} = u_{ср} \bar{c}_u$
62.	Окружная скорость на входе в колесо	u_1	–	128,5 м/с	$u_1 = u_{ср} (D_1/D_{ср})$
63.	Меридиональная скорость на входе в колесо	c_{1m}	–	8,5 м/с	$c_{1m} = \chi' c_{2z}$

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
64.	Окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в колесо	c_{1u}	–	25,5 м/с	$c_{1u} = c_{2u\text{ср}} (D_{\text{ср}}/D_1)$
65.	Угол потока на входе в колесо	β_1	(1.50)	4,72°	
66.	Угол атаки	i	–	10,28°	Рекомендуется 5...5°
67.	Угол лопатки на входе в колесо	$\beta_{1л}$	(1.51)	15°	
68.	Соотношение относительных скоростей на выходе и входе в колесо	\bar{w}		0,7	Рекомендуется 0,7... 1,0
69.	Угол лопатки колеса на выходе	$\beta_{2л}$	(1.56)	52,3°	
70.	Ширина колеса на выходе	b_2	(1.55)	0,0075 м	
71.	Число лопаток колеса	z	(1.57)	7	
72.	Комплекс	$k_z \cdot \eta_r$	(1.59)	0,61	
73.	Расходный параметр второго приближения	q_p	(1.54)	0,07	
74.	Окружная скорость колеса второго приближения	u_2	(1.25)	211,4 м/с	
75.	Наружный диаметр колеса второго приближения	D_2	(1.26)	0,111 м	Отличие данного D_2 от определенного в п.36 менее 2%

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
76.	Меридиональная скорость на выходе	c_{2m}	–	17,2 м/с	$c_{2m} = \frac{\dot{V}_p}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$
77.	Окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из колеса при $z = \infty$	$c_{2u\infty}$	(1.60)	198,1 м/с	
78.	Окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из колеса	c_{2u}	(1.61)	162,4 м/с	
Расчет отводящих устройств					
79.	Диаметр входа ЛНА	D_3	(1.69)	0,118 м	Выбираем отвод, состоящий из кольцевого ЛНА, спирального сборника и прямого конического диффузора
80.	Диаметр выхода ЛНА	D_4	(1.75)	0,1475 м	
81.	Угол выхода потока из колеса	α_2	(1.70)	6°	
82.	Ширина ЛНА	b_3	(1.71)	0,0085 м	
83.	Угол входа потока в ЛНА	α_3	(1.72)	5,6°	
84.	Входной угол лопатки ЛНА	$\alpha_{3л}$	(1.73)	5,6°	
85.	Выходной угол лопатки ЛНА	$\alpha_{4л}$	(1.74)	12°	

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
86.	Длина хорды лопатки	$b_{л}$	(1.76)	0,096 м	
87.	Шаг решетки ЛНА на среднем диаметре	$t_{ср}$	(1.77)	0,053 м	
88.	Число лопаток ЛНА	$z_{ЛНА}$	(1.78)	8	
89.	Меридиональная скорость на выходе из ЛНА	c_{4m}	(1.79)	11,45 м/с	Принимаем $b_4 = b_3$
90.	Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из ЛНА	c_{4u}	(1.81)	53,9 м/с	
91.	Скорость потока в горле спирального сборника	$c_{г}$	(1.83)	40,4 м/с	
92.	Площадь сечения горла спирали	$F_{г}$	(1.84)	$1,116 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$	
93.	Диаметр горла спирали	$d_{г}$	(1.90)	0,038 м	
94.	Площадь сечения выхода из конического диффузора	$F_{вых}$	(1.91)	$1,503 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$	Принимаем $c_{вых}=30 \text{ м/с}$
95.	Диаметр выхода из насоса	$D_{вых}$	–	0,044 м	
96.	Эквивалентный угол конического диффузора	$\alpha_э$	–	8°	Рекомендуется $6...12^\circ$
97.	Длина конического диффузора	$l_{к.д}$	(1.92)	0,043 м	

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
Расчет потерь энергии, КПД и мощности насоса					
98	Потери энергии в подводе	$L_{\text{подв}}$	(2.2)	20,81 Дж/кг	
99	Потери энергии в шнеке	$L_{\text{ш}}$	(2.4)	1311 Дж/кг	
100	Относительная скорость на входе в центробежное колесо	w_1	(2.6)	103,35 м/с	
101	Потери энергии в центробежном колесе	$L_{\text{к}}$	(2.5)	1602 Дж/кг	Принимаем $\zeta_{\text{к}} = 0,3$
102	Площадь сечения горла ЛНА	$f_{\text{л.г}}$	(2.8)	$0,384 \cdot 10^{-4}$ м ²	Без учета толщины лопаток
103	Скорость потока в горле ЛНА	$c_{\text{л.г}}$	(2.8)	146,7 м/с	
104	Площадь выходного сечения ЛНА	f_4	(2.9)	$1,02 \cdot 10^{-4}$ м ²	
105	Длина диффузора ЛНА	$l_{\text{д}}$	(2.10)	0,045 м	
106	Эквивалентный угол диффузора ЛНА	$\alpha_{\text{д}}$	(2.9)	6°	
107	Коэффициент потерь ЛНА	$\zeta_{\text{д}}$	(2.9)	0,143	
108	Потери энергии в ЛНА	$L_{\text{ЛНА}}$	(2.8)	1538,7 Дж/кг	
109	Потери энергии в спиральном сборнике	$L_{\text{с}}$	(2.12)	145,3 Дж/кг	Принимаем $\zeta_{\text{с}} = 0,1$
110	Коэффициент потерь конического диффузора	$\zeta_{\text{к.д}}$	(2.14)	0,114	

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
111	Потери энергии в коническом диффузоре	$L_{к.д}$	(2.13)	93,0 Дж/кг	
112	Гидравлические потери в насосе	$L_{г}$	(2.1)	4710,81 Дж/кг	
113	Теоретический напор насоса	$H_{т}$	(2.18)	30057,81 Дж/кг	
114	Гидравлический КПД насоса	$\eta_{г}$	(2.19)	0,84	
115	Гидравлический КПД колеса	$\eta_{г.к}$	(2.23)	0,95	
116	Диаметр проходного сечения уплотнения	D_y	–	0,085 м	Принимаем $D_y = D_0 + 0,010$
117	Коэффициент расхода уплотнения	μ	(2.22)	0,53	Принимаем $\lambda = 0,04$, $l_y/\delta_y = 100$
118	Расход утечек	\dot{V}_y	(2.21)	0,0023 м ³ /с	Принимаем $\delta_y = 0,0001$
119	Расходный КПД насоса	η_p	(2.20)	0,91	
120	Число Рейнольдса дисков колеса	Re	–	$4,01 \cdot 10^7$	$Re = \omega \cdot r_2^2 / \nu$
121	Коэффициент трения диска	$C_{тр.д}$	(2.24)	$1,12 \cdot 10^{-3}$	
122	Мощность дискового трения	$N_{тр.д}$	(2.24)	93,2 кВт	
123	Дисковый КПД насоса	$\eta_{д}$	(2.25)	0,96	
124	Внутренний мощностью КПД насоса	$\eta_{вн}$	(2.26)	0,734	
125	Механический КПД насоса	$\eta_{мех}$	(2.27)	0,96	Задаем

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
126	Полный КПД насоса	η_n	(2.28)	0,704	
127	Мощность, потребляемая насосом	N_n	(2.30)	2338,3 кВт	
Энергетические характеристики насоса					
128	Напорная характеристика	$H - \dot{V}$	(3.1), (3.2)		$q_p - (3.3)$
129	КПД-характеристика	$\eta_n - \dot{V}$	(3.5)		
130	Мощностная характеристика	$N_n - \dot{V}$	(3.6)		$q_p - (3.3)$
Срывная кавитационная характеристика насоса					
131	Относительная скорость на входе в шнек на среднем диаметре	w_{1cp}	–	109,7 м/с	Из треугольника скоростей
132	Расходный параметр шнека на расчетном режиме	$q_{p,ш}$	–	0,7	$q_{p,ш} = \frac{c_{1z}}{u_{cp} \cdot \operatorname{tg} \beta_{1,л.ср}}$
133	Коэффициент кавитации	$\lambda_{кав}$	(3.9), (3.10)	0,759	
134	Давление на входе, соответствующее началу кавитации	$P_{кав}$	(3.8)	6,72 МПа	
135	Коэффициент кавитации для критического режима	$\lambda_{кр}$	(3.12)	0,07	
136	Давление на входе, соответствующее критическому режиму	$P_{кр}$	(3.11)	0,75 МПа	

Продолжение таблицы

№ п/п	Наименование	Обозначение	Формула	Значение	Примечание
137	Давление на входе, соответствующее срывному режиму	$P_{срв}$	(3.13)	0,41 МПа	
138	Густота решетки центробежного колеса	$\tau_{ц}$	(3.16)	0,98	
139	Относительное падение напора насоса	$\delta_{срв}$	(3.15)	12%	
140	Напор насоса на срывном режиме	$H_{срв}$	(3.14)	22305,36 Дж/кг	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчет и профилирование шнекоцентробежного насоса – один из ключевых моментов создания жидкостного ракетного двигателя. На современном этапе развития техники для расчета и профилирования всё шире применяются методы трехмерного моделирования течений, но и использование инженерных методик остается актуальным и востребованным.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Физические свойства некоторых
рабочих тел ЖРД

Наименование	Химическая формула	Молекулярная масса	Плотность, кг/м ³	Температура, К	Динамическая вязкость, 10 ³ Па·с	Давление насыщенных паров, МПа
Кислород	O ₂	32	1144	90	0,2	0,1013
Фтор	F ₂	38	1507	85	0,26	0,1013
Азотная кислота	HNO ₃	63,016	1500	294	0,75	0,00573
Азотный тетроксид	N ₂ O ₄	92,016	1440	293	0,42	0,1013
АК-20	80 % HNO ₃ 20 % N ₂ O ₂	–	1485	293	0,15	0,016
АК-27	73 % HNO ₃ 27 % N ₂ O ₄	–	1600	293	0,16	0,02
Перекись водорода (98 %)	H ₂ O ₂	34,016	1430	293	1,2	0,00026
Керосин	C _{7,21} H _{13,29}	100	780	293	1,5	0,0042
НДМГ	H ₂ N–N(CH ₃) ₂	60,102	790	293	0,51	0,021
Гидразин	N ₂ H ₄	32,048	1000	293	0,96	0,0019
Аэрозин	50 % НДМГ 50 % N ₂ H ₄	–	903	293	0,89	0,0175
Этиловый спирт	C ₂ H ₅ OH	46,07	790	293	1,2	0,0077
Водород	H ₂	2,016	71	20,4	0,13	0,1013
Аммиак	NH ₃	17,032	682	273	0,26	0,1
Метан	CH ₄	16,043	420	112	0,098	0,1013

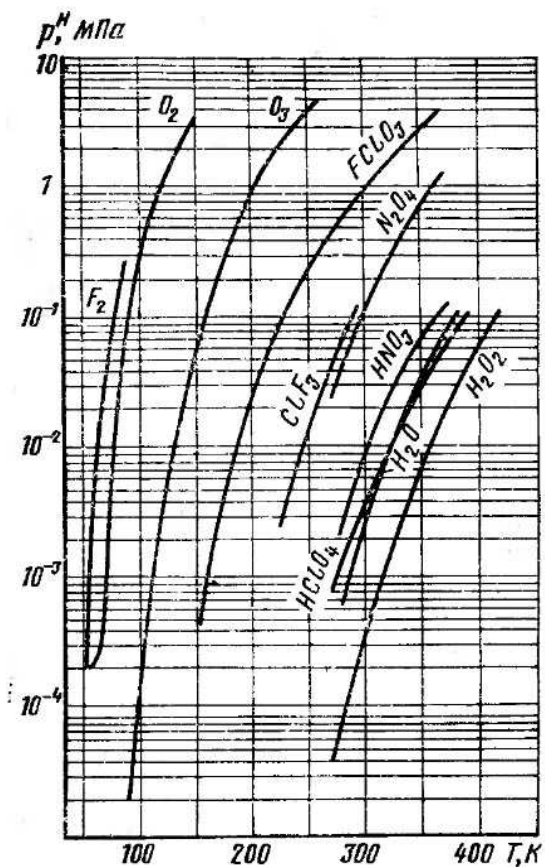


Рис. П1.1. Зависимость давления насыщенного пара от температуры для некоторых окислителей

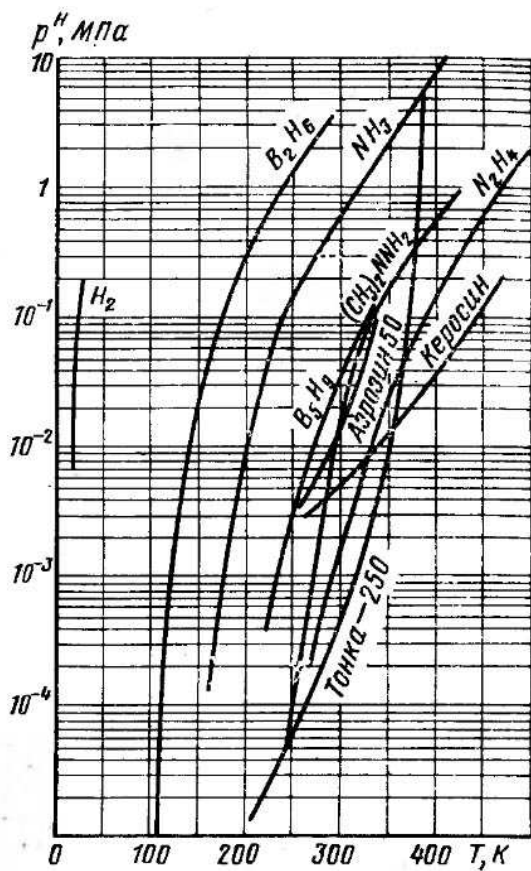


Рис. П1.2. Зависимость давления насыщенного пара от температуры для некоторых горючих

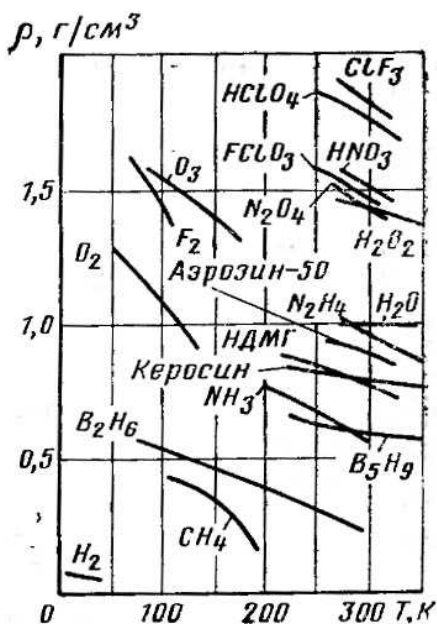


Рис. П.1.3. Зависимость плотности некоторых компонентов от температуры

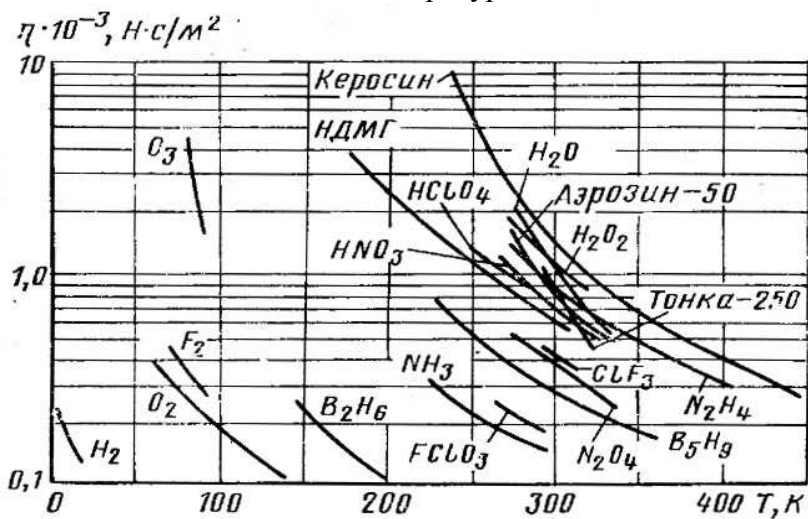


Рис. П.1.4. Зависимость вязкости некоторых компонентов от температуры

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Перечень тем и вопросов по разделу «насосы ТНА ЖРД» для подготовки к защите курсового проекта

1. Энергетический баланс ТНА в схеме ЖРД с автономной турбиной; влияние КПД насосов и плотности перекачиваемых компонентов на удельный импульс камеры сгорания.

2. Энергетический баланс ТНА в ЖРД с предкамерной турбиной; замыкание энергетического баланса через давление в газогенераторе, влияние КПД насосов на удельный импульс,

3. Требования к вытеснительной системе подачи компонентов на вход в насосы, кавитационный коэффициент быстроходности; зависимость давления насыщенных паров от давления и температуры рабочего тела.

4. Кавитация, термодинамическое подавление кавитации.

5. Влияние кавитационных качеств насосов на массу ТНА с газогенератором, выбор оптимальной частоты вращения ротора.

6. Связь КПД насоса с коэффициентом быстроходности для ЖРД большой и малой тяги, применение насосов с одно и двухсторонним входом,

7. Влияние увеличения расчетного давления в камере сгорания на энергетические и геометрические параметры ТНА. Как обосновать необходимость расположения БТНА на двигателе, в баках или на днищах баков.

8. Схемы БТНА с газовой и гидравлической турбиной; запуск БТНА.

9. Как влияет КПД насоса БТНА на кавитационные характеристики системы подачи топлива в ЖРД и двигательной установке, массу ТНА.

10. Какие геометрические и режимные параметры и характеристики отличают насос БТНА от насоса главного ТНА.

11. Какие проблемы возникают в случае использования БТНА при уменьшении расчетной тяги ЖРД.

12. Многоступенчатые центробежные и осевые насосы для перекачки водорода; прочностные ограничения в насосах, предельный напор в ступени центробежного и осевого насоса.

13. Как работает ТНА и газогенератор в ЖРД с регулируемой тягой. Характеристика сети и универсальная характеристика насоса.

14. Влияние параметров ТНА на время выхода ЖРД на режим; запуск ТНА, повторный запуск, останов.

15. Эжекторный бустерный насос, принцип действия, выбор компонента для эжектора в зависимости от его теплофизических свойств.

16. Устройство ступени осевого насоса, меридиональное сечение направляющего аппарата, развертка цилиндрического сечения с межлопаточными каналами и планами скоростей.

17. Принцип действия ступени осевого насоса, кинематическая степень реактивности колеса, развернутое уравнение Эйлера для определения статического и динамического напора.

18. Показать на планах скоростей получение закрутки жидкости рабочим колесом за счет угла атаки; кривизны профиля и диффузорности межлопаточного канала.

19. Объяснить зависимость предельного угла поворота потока $\Delta\beta$ в решетке осевого насоса от угла потока на выходе β_2 и относительного шага b/t решетки с учетом того, что с увеличением диффузорности межлопаточного канала увеличивается опасность отрыва потока от всасывающей стороны.

20. Показать почему при кинематической степени реактивности $\rho_k=0,5$ КПД осевой ступени максимален, приняв $c_{1u}=0$ и $\beta_{2л}=90^\circ$.

21. Показать на планах скоростей, что закруткой потока в сторону вращения колеса можно в осевом насосе получить $\beta_{2л}<90^\circ$ и максимум КПД при $\rho_k=0,5$.

22. Конструкция и принцип действия шнекового насоса, назначение его в системе питания, отличие кавитационных качеств и КПД от высоконагруженных ступеней осевых насосов.

23. Напорная характеристика шнека и сравнение с напорной характеристикой осевых насосов с малой густотой решетки.

24. Работа шнека без кавитации с обратными токами на входе и выходе. Конструктивные приемы подавления обратных токов.

25. Три режима кавитации в шнеке; три модели развития кавитации при уменьшении $p_{вх}-p_s$; развитие акустических колебаний на начальном, критическом и срывном режимах, причина падения напора H при постоянных w и \dot{V} (план скоростей на выходе).

26. Три характерные зависимости $H-p_{вх}$ для решеток малой, большой густоты и оптимальной ($b/t \approx 1$); связь с длиной каверны и длиной пути смещения, оптимальное число лопаток (2..3); связь гидравлических потерь с местом замыкания каверны на профиле лопатки.

27. Иллюстрация развития кавитации на развертке лопатки шнека на плоскость, расположение задней границы каверны при последовательном снижении $p_{вх}$ для входной кромки, перпендикулярной оси и стреловидной кромке от подрезки шнека.

28. Развитие кавитации по высоте лопатки шнека, влияние на нее скоса (подрезки) входных кромок; конструктивные приемы подавления низкочастотных колебаний, генерируемых нестандартной каверной; влияние заостренной входной кромки.

29. Коэффициент профильного разряжения $\lambda_{разр}$; коэффициент λ кавитации, число кавитации для начальной, критической и срывной стадий развития кавитации.

30. Зависимость $\lambda_{срыв} - \frac{c_{1z}}{u_{пер}}$, $\lambda_{срыв} - \Delta\beta$, и $\lambda_{срыв} - \frac{b}{t}$,

рабочие зоны на графиках; зависимость $\lambda_{\text{нач}} - q = c_{1z} / u_{\text{пер}} \cdot \text{ctg} \beta$, роль обратных токов; рабочая зона в области уменьшения диаметра активного потока и втулки.

31. Выбор оптимального диаметра шнека $D_{\text{ш}}^{\text{опт}}$ из условия минимального кавитационного падения полного давления $\frac{P_{\text{кав}}^* - P_s}{\rho} = (\Delta h_{\text{кав}})_{\text{min}}$; кавитационный коэффициент

$$C_{\text{кав}} = 298 \cdot \frac{w \cdot \sqrt{\dot{V}}}{\left(\frac{\Delta P_{\text{кав}}^*}{\rho} \right)^{3/4}}.$$

32. Устройство и принцип действия центробежного насоса; подвод, рабочее колесо, отвод; планы скоростей для $\beta_{2\text{л}} = 90^\circ$; $\beta_{2\text{л}} < 90^\circ$; $\beta_{2\text{л}} > 90^\circ$.

33. Уравнение Эйлера, развернутое уравнение Эйлера из плана скоростей, статическая и динамическая составляющие напора.

34. Оптимальная степень реактивности для центробежного колеса, связь с углом $\beta_{2\text{л}}$ сравнение с осевым насосом в области максимума КПД.

35. Отклонение потока на выходе из колеса; влияние числа лопаток z и $\beta_{2\text{л}}$ на недокрутку потока, влияние D_1/D_2 .

36. Построение конфузорного и диффузорного межлопаточного канала в плане изменения углов $\beta_{1\text{л}}$ и $\beta_{2\text{л}}$; их влияние на потери и отклонение потока на выходе.

37. Напорная характеристика $H_T - \dot{V}$, влияние $\beta_{2\text{л}}$, D_2 , b_2 , w .

38. Гидравлический КПД, потери в подводе, колесе и отводе при изменении расхода; зависимость $H - \dot{V}$.

39. Оптимальный диаметр входа в колесо $D_{\text{опт}} = k \cdot \sqrt[3]{\dot{V}/w}$.

40. Зависимость $\eta_{\text{г}} = f(D_{1\text{пр}})$, связь КПД с тягой ЖРД, проблемы профилирования насосов для ЖРД малой тяги.

41. Влияние на гидравлический КПД закрутки потока на входе от шнека $c_{1u} > 0$.

42. Объяснение оптимальных значений $c_{2m}/c_{2u} = 0,02 \dots 0,2$ и $q = 0,05 \dots 0,1$ для получения максимального КПД.

43. Связь напора H_{∞} с соотношением c_{2m}/u_2 и $\beta_{2л}$, пояснение на плане скоростей.

44. Нерасчетные режимы спирального сборника при регулировании по расходу.

45. Расчетный и оптимальный режимы работы насоса; влияние дискового расходного и механического КПД, несовпадения максимума гидравлического КПД и полного КПД насоса.

46. Формулы подобия насосов $\dot{V}/\dot{V}_T, H/H_T, N/N_T$.

47. Парабола подобных режимов; универсальная характеристика насоса (способ построения); совмещение с характеристикой сети.

48. Коэффициент быстроходности; связь КПД с формой колеса, область насоса окислителя и горючего на зависимости $\eta = f(n_s)$; использование двустороннего входа в насос для повышения КПД.

49. Оптимальный угол потока на входе ($5 \dots 10^\circ$) и оптимальный угол атаки $i \approx 10 \dots 15^\circ$; оптимальная скорость входа $c_{вх} = k \cdot \sqrt[3]{\dot{V} \cdot \omega^2} \approx 2 \dots 10$ м/с и ее влияние на геометрические параметры и КПД.

50. Срывная характеристика насоса при снижении $p_{вх}$ и увеличении ω .

51. Пояснение минимума $\Delta h_{\text{кав}}$, при изменении \dot{V} насоса.

52. Кавитационная характеристика насоса $H - \Delta h = \frac{p_{вх} - p_s}{\rho}$, показать для трех режимов кавитации численные значения λ шнекоцентробежного насоса.

53. Показать кавитационные характеристики для

центробежных насосов с разным n_s .

54. Связь кавитационного коэффициента быстроходности с тягой ЖРД и давлением в баке.

55. Зависимость потребного и располагаемого $\Delta h_{\text{кав}}$ от w и \dot{V} .

56. Зависимость располагаемого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кав}}$ от T , зависимость p_s от T .

57. Методы улучшения кавитационных качеств центробежного насоса.

58. Влияние термодинамических свойств жидкости на кавитационный запас; перекачка водорода.

59. Совместная работа шнека и центробежного колеса; выбор оптимальных гидравлических параметров шнека.

60. Экспериментальное определение кавитационного запаса при испытании насосов.

61. Осевые и радиальные силы, действующие на колесо насоса.

62. Определение оптимальной закрутки для отвода; потребная и располагаемая закрутка c_{2u} при изменении расхода \dot{V} . Замена колеса при неизменном отводе и замена отвода при неизменном колесе для настройки насоса на новый режим.

63. Профилирование длинной лопатки осевого насоса по высоте.

64. Бесконтактные уплотнения

65. Контактные, стояночные и гидродинамические уплотнения в ТНА.

66. Устройство и работа импеллерного уплотнения.

67. Устройство и работа уплотнения с плавающим и полуподвижным кольцами.

68. Влияние газосодержания на кавитационные характеристики насоса, зависимость от диффузорности канала, w и $c_{1m}/u_1 \approx 0,08$.

69. Влияние вязкости на КПД и кавитационные характеристики высокооборотного насоса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Васильев Ю.А. Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса: методические указания к курсовому проекту / Ю.А. Васильев, Г.Т. Лоскутникова, Е.А. Андреев. – М.: Логос, 2002. – 71 с.
2. Овсянников Б.В. Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса: учеб. пособие / Б.В. Овсянников, В.С. Селифонов, В.В. Черваков. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 72 с.
3. Валюхов С.Г. Высокооборотные лопастные оседагональные насосы: Теория, расчет характеристик, проектирование и изготовление / С.Г. Валюхов, Ю.В. Демьяненко, В.И. Петров. – Воронеж: ВГУ, 1996. – 264 с.
4. Высокооборотные лопаточные насосы / Б.И. Боровский, Н.С. Ершов, Б.В. Овсянников и др.; под ред., В.Ф. Чебаевского и Б.В. Овсянникова – М.: Машиностроение, 1975.
5. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
6. СТН ВГТУ 62-2007. Текстовые документы (курсовые работы (проекты), рефераты, отчеты по лабораторным работам, контрольные работы). Правила оформления. – Воронеж: ВГТУ, 2007. – 53 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
условные обозначения	6
индексы	7
1. Определение основных параметров шнекоцентробежного насоса	8
1.1. Устройство и основные параметры	8
1.1.1. Основные геометрические параметры шнека и центробежного колеса.	11
1.2. Исходные данные для расчета	13
1.3. Определение угловой скорости и диаметров шнека	13
1.3.1. Определение угловой скорости при отсутствии в системе питания бустерного насоса	14
1.3.2. Определение угловой скорости при наличии в системе питания бустерного насоса	20
1.4. Определение размеров входа в центробежное колесо	22
1.5. Определение наружного диаметра центробежного колеса	23
1.6. Совместная работа центробежного колеса и шнека. Определение шага шнека	24
1.7. Профилирование шнека	29
1.8. Выбор и определение размеров подвода	32
1.9. Поверочный кавитационный расчет	35
1.10. Расчет центробежного колеса	36
1.11. Профилирование лопаток центробежного колеса	40
1.12. Профилирование лопаток двоякой кривизны методом конформных отображений	50
1.13. Расчет отводящих устройств	61
1.13.1. Кольцевой безлопаточный диффузор	62
1.13.2. Кольцевой лопаточный направляющий аппарат ..	62
1.13.3. Спиральный сборник	64
1.13.4. Конический диффузор	68
2. Расчет потерь энергии, КПД и мощности насоса на расчетном режиме	70

2.1. Гидравлический КПД	70
2.2. Расходный (объемный) КПД.....	74
2.3. Дисковый КПД.....	76
2.4. Внутренний КПД	77
2.5. Механический КПД	77
2.6. Полный КПД	77
2.7. Потребная мощность	77
3. Расчет энергетических характеристик	78
3.1. Напорная характеристика насоса	79
3.2. Зависимость КПД насоса от расхода	81
3.3. Мощностная характеристика насоса.....	82
3.4. Напорная характеристика шнека.....	82
3.5. Срывная кавитационная характеристика насоса	84
4. Особенности расчета водородных насосов	89
5. Расчет шнекоцентробежного насоса	93
Заключение	107
Приложение 1. Физические свойства некоторых рабочих тел ЖРД.....	108
Приложение 2. Перечень тем и вопросов по разделу «насосы ТНА ЖРД» для подготовки к защите курсового проекта	112
Библиографический список	118

Учебное издание

Иванов Андрей Владимирович

РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ
ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА
ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД

В авторской редакции

Компьютерный набор А.В. Иванова

Подписано в печать 28.05.2010.
Формат 60x84/16. Бумага для множительных аппаратов.
Усл. печ. л. 7,5. Уч.-изд. л. 6,3. Тираж 250 экз.
Зак. №

ГОВПО «Воронежский государственный технический
университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14