

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ПО
ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ (технический университет) Б.В.
ОВСЯННИКОВ, В.С. СЕЛИФОНОВ, В.В. ЧЕРВАКОВ РАСЧЕТ И
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА Учебное
пособие Утверждено на заседании редсовета 20 марта 1995 г. Москва
Издательство МАИ 1996

Овсянников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В. Расчет и проекти-
рование шнекоцентробежного насоса: Учебное пособие. —
Изд-во МАИ, 1996. — 72 с: ил. Изложена краткая теория и дан пример
расчета геометрических и гидродинамических параметров
шнекоцентробежного насоса, а также его энергетических и
кавитационных характеристик. Для студентов факультета «Двигатели
и энергетические установ- установки аэрокосмических летательных
аппаратов», выполняющих курсовое и дипломное проектирование, а
также для инженеров, занимающихся расчетом и проектированием
высокооборотных шнекоцентробежных насосов. Рецензенты: В.В.
Горюнов, В.М. Кудрявцев ISBN 5-7035-1325-1 © Московский
авиационный институт, 1996

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ $l, d, D, b, 5, r$ — линейные размеры, м F —
площадь, m^2 c, i, w — абсолютная, окружная и относительные
скорости, m/s ω — угловая скорость, rad/s $\alpha, \beta, \theta, \varphi$ — геометрические
углы, град. G — массовый расход, kg/s V — объемный расход, m^3/s ρ —
плотность, kg/m^3 p — давление, Па H — напор, Дж/кг M — момент
силы, Н м N — мощность, Вт z — число лопаток η — КПД $\eta_{срв}$ —
коэффициент быстроходности $\eta_{срв}^2$ — коэффициент влияния конечного числа лопаток
 K_D — коэффициент диаметра q — коэффициент расхода ИНДЕКСЫ v —
вала, vn — внутренний, vx — входа, v_{yx} — выхода, vt — втулки, g —
гидравлический, d — дисковый, $доп$ — допускаемый, k — колеса,
 $кр$ — крутящий, $л$ — лопатки, $отв$ — отвода, $п$ — пара, $р$ — расчетный
(расходный), $ср$ — средний, $срв$ — срывной, $т$ — теоре-
теоретический, $ц$ — центробежного колеса, $ш$ — шнека, $т$ —
меридиональ- меридиональные составляющие скорости, $и$ —

окружные составляющие скорости, z — осевые составляющие скорости; 1 — входное сечение шнека (колеса), 2 — выходное сечение шнека (колеса), 3 — эход в отводной направляющий аппарат, 4 — выход из отводного направляющего аппарата.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ И ОСНОВНЫХ

ПАРАМЕТРОВ НАСОСА 1.1. Устройство и основные параметры

Схема устройства. Центробежные насосы могут обеспечить на срывном режиме величину кавитационного коэффициента быстроходности $C_{ср}$ в пределах 1500...2200. Для повышения антикавитационных качеств насоса используются предвключенные осевые ступени, имеющие лучшие, чем центробежное колесо, антикавитационные свойства. Наибольшее распространение в качестве преднасосов получили шнековые колеса, отличающиеся простотой в изготовлении. Шнек должен повышать давление на входе в центробежное колесо для обеспечения его работы без кавитационного срыва. Насосы с предвключенными шнеками называются шнекоцентробежными. Кавитационный коэффициент быстроходности шнекоцентробежных насосов достигает величин 4000...4500. Рис. 1. Схема устройства шнекоцентробежного насоса: 1 — корпус насоса; 2 — центробежное колесо; 3 — шнековый преднасос; 4 — спиральный сборник; 5 — подвод насоса; 6 — конический диффузор. На рис. 1 показана схема устройства, а на рис. 2 дан пример конструктивного исполнения шнекоцентробежного насоса. Обычно шнек и

центробежное колесо устанавливаются на одном валу и вращаются с одинаковой угловой скоростью. Шнекоцентробежные насосы используются в качестве основных насосов двигательных установок (ДУ). В системах питания ДУ находят применение вспомогательные (бу-стерные) 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 шнеко-осевые насосы, но могут использоваться и шнекоцентробежные насосы. 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. 1 жш. fiшр
 Рис. 3. Основные геометрические параметры шнеков: а — шнек постоянного шага; б — шнек переменного шага Основными геометрическими параметрами шнека являются: D_m — наружный диаметр шнека; r_{fBT} — диаметр втулки; φ эквивалентный диаметр шнека; φ — средний диаметр шнека; S_{ltS2} — шаг шнека (шаг винтовой линии) на входе и выходе б

$E = n D_{cp} \lg p_l \text{ cp })$; l_{zm} — осевая длина шнека; z_m — число лопаток шнека; $l_{лср}$ — длина лопатки шнека вдоль винтовой линии; φ — окружной шаг лопаточной решетки шнека; $\chi_{ср} = \frac{1}{z_m}$ — φ густота шнека; $\lambda = \frac{r_{fBT}}{r_m}$ — втулочное отношение шнека. Рис. 4. Геометрические параметры центробежного колеса Основными геометрическими параметрами центробежного колеса являются (рис. 4): D_q — диаметр входа в колесо; D_l — средний диаметр входных кромок лопаток; D_2 — диаметр колеса на выходе; b_x — ширина колеса на входе; b_2 — ширина колеса на выходе; $\varphi_{1л}$ и $\varphi_{2л}$ — углы лопаток на входе и выходе.

1.2. Исходные данные для расчета Исходными данными для расчета являются: физические характеристики перекачиваемой насосом жидкости — плотность ρ , вязкость ν , давление насыщенного пара p_p ; минимальное полное давление на входе в насос $p_{0вх}$; максимальная температура компонента на входе в насос $T_{вх}$; массовый или объемный расход компонента топлива t, V ; потребное давление на выходе из насоса $p_{вых}$. Целью расчета является определение угловой скорости вращения вала насоса ω , геометрических размеров основных элементов (подвода, шнека, центробежного колеса, отвода), параметров потока, потерь 7

энергии, потребляемой мощности, КПД, энергетических и кавитационных характеристик насоса. 1.3. Определение угловой скорости и диаметров шнека Выбор оптимальной угловой скорости вращения турбонасосного агрегата (ТНА) определяется рядом факторов. 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 $n < 350 \dots 450$ м/с. Необходимо также иметь в виду ограничение по работоспособности подшипников. Окружная скорость вала под внутренней обоймой подшипника турбины не должна превышать допустимого значения $v_{\text{мв}} < 100 \dots 110$ м/с. 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. Рис. 5. Схемы ТНА: а — консольное расположение насосов; б — консольное расположение турбины; 1 — насос окислителя; 2 — насос горючего; 3 — турбина. Определение угловой скорости при отсутствии в системе питания ДУ бустерного насоса. В этом случае при определении угловой скорости ротора ТНА, состоящего из турбины и двух насосов (рис. 5), исходят из того что объемный расход насоса окислителя больше объемного расхода насоса горючего. Поэтому при одинаковых антикавитационных качествах, определяемых величиной кавитационного коэффициента быстроходности $S_{\text{срв}}$ и одной и той же полной располагаемой энергии на входе в насосы ДЛВХ насос окислителя будет работать без кавитационного срыва при меньшей угловой скорости вращения, 8

чем насос горючего. Это означает, что угловая скорость вращения ротора ТНА будет определяться условиями работы насоса окислителя. Угловая скорость вращения вала насоса находится из выражения « , $A_L) 298 V_h$ где $(L L_{\text{срв}})_{\text{доп}}$ — величина допускаемого кавитационного запаса, определяемая по формуле $— 2$ где $A L_{\text{вх}} = — = —^ + —^$ — полная располагаемая энергия на входе в насос; $A L_{\text{рез}}$ — резерв по давлению, учитывающий несовершенство расчетов и отличие кавитационных свойств отдельных экземпляров насосов. Обычно принимают $A L_{\text{рез}} = 10 \dots 30$ Дж/кг. Полное располагаемое давление на входе в насос $P_{\text{вх}}$ главным образом определяется давлением в баке $P_{\text{б}}$: $L)_{\text{вх}} = P_{\text{б}} - P_{\text{Lсопр.Вх}} - P_{\text{АЛ рез}}' (^3)$ где $P_{\text{сопрвх}}$ — потери энергии жидкости во входном трубопроводе. Величина $L_{\text{срв}}$ зависит от скорости жидкости во входном трубопроводе, его геометрических размеров и коэффициента сопротивления установленного в нем

запорного клапана. Ориентировочно мож- можно принять $\rho_{сопр.вх} = 50 \dots 200$ Дж/кг. При отсутствии в системе питания бустерного насоса кавитацион- ный коэффициент быстроходности $C_{срв}$ следует назначать максималь- максимально возможным, что обеспечивается рядом конструктивных мер. Для этого можно воспользоваться графиками рис. 6, где приведены зави- зависимости $C_{срвтах}$, $KD_{порт}$, $\frac{1}{\rho_{сопр.вх}} \gg K_{дн} 0T$ втулочного отношения dBT . Величины $C_{срвтах}$ соответствуют насосам, работающим на высо- кокипящих жидкостях с малым количеством свободных газов. При на- наличии в жидкости значительного количества свободных газов макси- максимально возможные величины кавитационного коэффициента быстро- быстроходности снижаются: $C_{срв} = C_{срвтах} A - 1.58J$, А.4) где $8BX$ — объемное содержание свободного газа на входе в насос. 9

$C_{срв.млх}$ 6000 5000 а) 4000 3000 2000 0,1 0,2 43 0,4- 0,5 0,6 0,7 0,1 0,2
 O, \bar{b} 0,4 0,5 0,6 0,7 в в и 2 O 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 O $r.f.r$ РИС. 6.
 Зависимости $C_{срвтах}$ (а), $KD_{порт}$ и $JW_{сорт}$ (б), $K_{дм}$ (в) от d_m (осевой подвод; радиальный подвод) 10

На рис. 5 показано несколько вариантов взаимного расположения турбины и насосов ТНА. Для случая консольного расположения насоса окислителя, ког- когда вал шнека не передает значительного крутящего момента, при- принимают $J_{вт} = 0,25 \dots 0,35$ для насосов с осевым подводом (см. рис. 5,б) и $J_{вт} = 0,35 \dots 0,55$ для насосов с радиальным (кольцевым, по- полуспиральным, спиральным) подводом (см. рис. 5,а). По величине $Z_{вт}$ пользуясь графиками рис. 6, определяют $C_{срв}$ и коэффициенты диаметров шнека. Если вал шнека насоса окислителя передает крутящий момент на- насосу горючего (см. рис. 5,в), то его диаметр и, следовательно, диаметр втулки шнека будут определяться величиной этого момента: 0.5) где N_{HVB} — мощность насоса г'рючего. Мощность насоса рассчитывается по формуле О-6) где напор H определяется потребным давлением на выходе из насоса: $\# = \wedge + - . A.7)$ 2 2 $c \sim свх$ - Скорости на входе и выходе из насоса выбираются в пределах $свх = 5 \dots 15$ м/с, $свых = 15 \dots 30$ м/с. КПД насоса горючего в первом приближении можно принять равным $\Gamma|_n = 0,6 \dots 0,7$. Зная крутящий момент на валу шнека, можно определить диаметр вала из формулы где W - — (%) — момент

сопротивления кручению; $\sigma_{доп}$ — допу- допустимое напряжение на кручение: для высоколегированных сталей $\sigma_{доп} = B \cdot 10^6$ Па. Подставляя А.5) в А.8), получаем минимальное $\sigma_{доп}$ значение диаметра вала 11

Предельное значение диаметра вала где $\alpha_p = 1,2 \dots 1,5$ — коэффициент запаса прочности. Диаметр втулки шнека принимается равным $d_n = A,05 \dots 1,2$ йт. А.11) Подставляя А.9), А.10) и А.11) в выражение для коэффициента $\kappa_{вт}$ диаметра втулки насоса окислителя $K_d = 2,13 \cdot 3f$, получаем $W/CQ^{3/5} \cdot 1-7Vn \cdot K_d = B,24 \dots 2,56)^{\alpha_p} \cdot CT =$, А.12) где V — объемный расход жидкости через насос окислителя По величине K_d с помощью графиков рис. 6 определяются $\kappa_{вт}$ и BT C_s . По известным A $A_{срв}$ и $C_{срв}$ подсчитывается угловая скорость вра- вращения А.1), которая является предельно допустимой по условиям кавитационного срыва. Величина $\kappa_{вт}$ определяется также размерностью двигателя. На рис. 7 приведены зависимости достигнутых угловых скоростей вращения ро- роторов ТНА от тяги ряда двигателей. Эти зависимости могут служить ориентиром при выборе со . _ Одновременно с угловой скоростью по величине $rfBT$ с помощью графиков рис. 6 находят коэффициенты KD_m и $KD_m \varepsilon$, а затем вычисляют диаметры шнека по формулам $D_m = 0,47 \cdot KD_m \cdot 4v7^{\wedge}$; $D_m^3 = 0,47 \cdot \kappa_{вт} \cdot BT = \kappa_{вт} \cdot 2BT$. А.13) Определение угловой скорости при наличии в системе питания ДУ бустерного насоса. При использовании в системе питания ДУ бу- стерного насоса давление на входе в основной насос будет опреде- определяться напором бустерного насоса. Поэтому высокую угловую скоро- скорость вращения основного насоса можно получить, имея $C_{срв}$ значи- значительно меньше максимального. В этом случае больше внимания уде- 12

6000 5000 4000 I— 3000 4000 3000 2000 1000 41 ($P_{тхН}$ О 20 40 60 60 100 120 \cdot \frac{1}{n} \gg 400 600 800 ЮОО 1200 1400 1600 P.kH Рис. 7.

Зависимость © ТНА от тяги P двигателя: а — для двигателей малой тяги; б — для двигателей средней и большей тяги $0,4 \cdot 0,2 \cdot l \cdot V$ о ч Ю 30 50 10 90 НО 130 Рис. 8. Зависимость $\kappa_{вт}$ от n 13

ляется повышению экономичности основного насоса при некотором ухудшении антикавитационных качеств. Высокого значения КПД на-

насоса можно достичь при уменьшении коэффициента эквивалентного входного диаметра центробежного колеса KD . Например, общепромышленные насосы, показывающие высокий гидравлический КПД, имеют $KD = 3,7 \dots 4,5$. Для определения so можно воспользоваться графиком рис. 8, где приведена опытная зависимость КПД насосов от ns : $0,82 - 0,005 \sqrt{ns} - 1,4 \cdot 10^{-5} ns^2$. Коэффициент быстроходности (Ofv $ns = 193,3 \sqrt{ns}$, А.15) Коэффициентам $ns = 30 \dots 250$ соответствуют центробежные колеса, $ns = 250 \dots 600$ — колеса диагонального типа, $ns > 600$ — осевые колеса. Задав величину коэффициента быстроходности для насоса окислителя $ns = 60 \dots 110$, из формулы А.15) можно определить угловую скорость вращения $so = \frac{Ofv}{60}$, А.16) При обычных значениях $d_{BT} = 0,25 \dots 0,55$ максимальные величины коэффициента эквивалентного диаметра шнека KD определяются по Ш.Э. графику рис. 6 и соответствуют насосам с высокими антикавитационными качествами. Минимальные величины KD равны $4 \dots 4,5$ и соответствуют насосам с высоким гидравлическим КПД, но с ухудшенными антикавитационными качествами. Для выбора KD можно также воспользоваться следующими опытными зависимостями; для насосов окислителя $KD = 9,8 - 0,04 ns$, $60 < ns < 110$; А.17) Ш.Э. для насосов горючего

$KD = 8,6 - 0,04 \sqrt{ns}$, $30 < ns < 70$, А.18) По известным значениям KD и d_{BT} рассчитывают коэффициент эквивалентного диаметра шнека KD и затем по формулам А.13) вычисляют диаметры шнека. 1.4. Определение размеров входа в центробежное колесо Коэффициент эквивалентного входного диаметра колеса KD выбирается равным или меньшим коэффициента эквивалентного входного диаметра шнека KD : Ш.Э. $KD = 0,7 \dots 1,0$ KD , А.19) О.Э. Ш.Э. Меньшие значения KD следует выбирать для насосов большей О.Э. быстроходности. Входной диаметр колеса определяется по формулам А.20) Если выбранное значение KD меньше KD , то при постоянной величине d_{BT} диаметр шнека D_m будет больше диаметра входа в колесо D_q . В этом случае шнек выполняется выставным. Такое соотношение размеров D_m и D_q в шнекоцентробежных насосах встречается часто. Средний диаметр входных кромок лопаток центробежного колеса определим как $D_{ср} = 0,85 \dots 0,95 D_q$, А.21) Для определения ширины

колеса на входе B_x воспользуемся ре- рекомендацией по соотношению площади входа в центробежное колесо и площади входа на лопатки: 15

ft Для улучшения антикавитационных качеств центробежного колеса целесообразно, чтобы % составляло величину 0,65...0,8. Тогда A23) 1.5. Определение наружного диаметра колеса Наружный диаметр центробежного колеса определяется величи- величиной потребного напора H . Связь между H и D_2 установим через тео- теоретический напор при бесконечном числе лопаток $\#_{\text{тоо}}$: $\langle \ast = C_2 \langle \sim \langle 2 = U \gamma$ - где \wedge — расходный параметр. Поскольку потребный напор $\# = A : 2 \Gamma | \gamma A \text{Тоо}$, то можно найти ок- окружную скорость колеса на выходе: где $A : z$ — коэффициент влияния конечного числа лопаток; $\Gamma | \gamma$ — гид- гидравлический КПД насоса. Задаваясь по опытным данным значениями $k_z = 0,8 \dots 0,85$ $T | \gamma = 0,8 \dots 0,85$ и $0_p = 0,05 \dots 0,1$, определяем величину i_2 . По i_2 и угловой скорости вращения со найдем D_2 в первом приближении: - A.26) Затем необходимо определить отношение диаметров $D_x = \dots i$. Ес- D_2 D_2 ли отношение $i ? j > 0,6 \dots 0,6 \$$ то с целью получения высокого гидрав- гидравлического КПД насоса рекомендуется уменьшить его до 0,55...0,6 пу- путем уменьшения D_x , а следовательно, и D_o . Однако надо иметь в 16

виду, что уменьшение D_o (уменьшение KD) приводит к ухудшению антикавитационных качеств центробежного колеса и вызывает необходимость увеличения напора шнека, например, путем некоторого уве- увеличения угла атаки. Если уменьшение D_x 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 опре- определяются в основном шнеком. Шнекоцентробежный насос необходимо проектировать таким образом, чтобы при снижении входного давления кавитационный срыв шнека происходил одновременно со срывом цен- центробежного колеса. Условие одновременного срыва определяется как равенство пол- полного давления на выходе из шнека на срывном режиме полному дав- давлению срыва центробежного колеса: (где $p_{п1}$ и $p_{п1ц}$ — соответственно давление насыщенных паров жидко- жидкости на входе в шнек и на входе в центробежное колесо; $(A \text{Лсрв})_{\text{доп}}$ и $A \text{Л ц}$ —

срывной кавитационный запас шнека и центробежного колеса; H_t — напор шнека при отсутствии влияния кавитации; $A_{ш}$ — величина падения напора шнека из-за кавитации. В общем случае давления p_1 и p_2 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 разницей давлений паров можно пренебречь. Тогда уравнение А.27) запишется в виде $\Delta p_{срв} = \rho \cdot \Delta p_{срв} \cdot \left(\frac{v_{ш}}{v_{ц}} \right)^2 \cdot \left(\frac{D_{ш}}{D_{ц}} \right)^2$ (А.28). Срывной кавитационный запас центробежного колеса $\Delta p_{срв}$ определяется по формуле ДЛсрв.Дг 17

где w_x и $c_{1ц}$ — относительная и абсолютная скорости жидкости на диаметре D_x ; $\Delta p_{срв}$ — 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 $A_{ш}$; Разделив уравнение А.28) на квадрат окружной скорости на среднем диаметре шнека $v_{ш}^2$, с учетом выражения А.29) получим, $\Delta p_{срв} = \Delta p_{срв} \cdot \left(\frac{v_{ш}}{v_{ц}} \right)^2 \cdot \left(\frac{D_{ш}}{D_{ц}} \right)^2$ (А.30). Относительную величину падения напора из-за кавитации рекомендуется принимать $\Delta p_{срв} = 0,1 \dots 0,2$. Напор шнека $H_{ш}$ можно выразить следующим образом: $H_{ш} = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g}$ (А.31) — гидравлический КПД шнека ($\eta_{гш} = 0,4 \dots 0,7$); c^* — закрутка потока на выходе из шнека на среднем диаметре D . Коэффициент кавитации центробежного колеса по результатам опытных данных равен $C_{1ц} = \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{v_{ш}}{v_{ц}} \right)^2 \cdot \left(\frac{D_{ш}}{D_{ц}} \right)^2$ (А.32) где $c_{1ц}$ и $c_{1ш}$ — меридиональная и окружная скорости потока на диаметре колеса D ; $c_p = \frac{v_{ш}}{v_{ц}}$ — относительная закрутка потока на входе в центробежное колесо; δ — толщина входной кромки; z — число 8, z — лопаток центробежного колеса. Обычно принимают $\delta = 0,1 \dots 0,2$. Положим, что течение между шнеком и колесом происходит без потерь по закону постоянства циркуляции (с $\Gamma = \text{const}$) и что струйка, покидающая шнек на диаметре $R_{ср}$, поступает в колесо на диаметре D_x . 18

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

ранее допущений: $2 w_{lu} = 2 \sim C1_{иц}) + c1_{иц}) \setminus \text{ти}, 2 \sim C1_{ц} = C1_{тц} + C1_{кц}$ И $1_{ц} = "ср$ где c^{\wedge} — осевая скорость на выходе из шнека, равная осевой скорости на входе в шнек clz (при $dBT = const$). Осевая скорость на входе в шнек определяется по формуле $4V$. $4V$ Обозначив $си = c^{\wedge} ср / мср$; $с2 = c^{\wedge} / иср$; преобразуем с помощью этих соотношений уравнение A.28): $" -^{\wedge} \Gamma A \gg ^2 D. ср 21''' DX' A.33) A.34)$ где $X_1 = 0,65$ $1 + 5 - т = - = 1,0 \dots 1,3$. D Если отношение $- = р$ имеет величину, близкую к единице, то уравнение A.34) существенно упрощается: . A.35) 19

Из уравнений A.34) или A.35) получим значение необходимой относительной закрутки потока на выходе из шнека $си$. Уравнение A.34) или A.35) может быть решено графически либо численным методом. На рис. 9 приведен пример графического решения уравнения. Точки А и Б определяют значение необходимой закрутки. Следует выбрать меньшее значение $си$. 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 $с$ антикавитационные качества шнека будут выше. Рис 9. К определению необходимой закрутки потока за шнеком По относительной закрутке $си$ можно определить угол потока на выходе из шнека $1-е$, и эквивалентный шаг шнека A.36) A.37) Для шнека постоянного шага ($S_1 = S_2 = 5 \text{Э} = const$) угол лопаток на входе будет равен углу лопаток на выходе: $P1_{лс} = p2_{лс} = p$ (от_ ставание потока от направления, задаваемого лопатками ? шнеке по- постоянного шага большой густоты, практически отсутствует). Угол ата- атаки на среднем диаметре $i ср$ определяется как разность углов: 20

'ер" $P_{туп}$ " $P_{лср}$ ' A-38) где $P_{лср}$ — угол входа потока в шнек: $p_{лср} = \arctg(cz)$. A.39) Угол атаки i не должен превышать 10° , так как в противном случае антикавитационные и энергетические качества шнекоцентробежного насоса будут ухудшаться. Если угол атаки $*ср$ получится меньше 10° , то можно применить шнек постоянного шага. Если же i будет больше 10° , то следует принять $i = 1 \dots 3^\circ$ и применить шнек переменного шага (см. рис. 3,6). Шаг шнека на входе находится из соотношения $S_j - n \text{fleptg} P^{\wedge}$, A.40) где угол лопатки на

входе $R_{1\text{ср}}$ определяется по формулам А.38) и А.39). Угол лопатки шнека на выходе определится шагом S_2 : где $S_2 = 253 \cdot \lambda$. 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 $l_{\text{зм.ср}} = l_{\text{ср}} \sin R_{\text{лхр}}$. Если $\lambda_{\text{ср}}$ выразить через густоту решетки $t_{\text{ср}}$, а угол $R_{\text{ср}}$ через шаг шнека, то для $S = \text{const}$ получим. Для шнека переменного шага в формулу А.42) вместо S подстав- 21 ляется эквивалентный шаг $S_{\text{Э}}$.

Высокие антикавитационные качества шнека можно обеспечить путем определенного выбора его конструктивных параметров. Так, длина лопатки шнека $\lambda_{\text{ср}}$ должна быть достаточной, чтобы след за кавитационной каверной размывался до выхода из шнека. Это условие выполняется при $\lambda_{\text{ср}} > 2,31 \cdot t_{\text{ср}}$. Оптимальное значение длины лопатки шнека $\lambda_{\text{ср}} = 3 \cdot t_{\text{ср}}$. Тогда выражение для густоты шнека $\lambda_{\text{ср}}$ можно представить в виде А.43) $\lambda_{\text{ср}} = 3 \cdot t_{\text{ср}}$. Обычно число лопаток шнека $z_m = 2$ 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.

УС» Рис. 10. 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 $\alpha_x = 90^\circ \dots 120^\circ$ (рис. 10,а) или подрезка входной кромки лопатки радиусом $R = 0,35 (D - d)$ (рис. 10,б). Повышение антикавитационных качеств здесь можно объ- 22

яснить 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 $\alpha_2 = 140^\circ \dots 160^\circ$. При выбранных углах α_j и α_2 осевая длина шнека у втулки $D - d_{\text{ВТ}}$ (а $e \Pi''' V^\wedge [C \cdot T + ct \cdot T]$ (L44) где $l_{\text{шср}}$ определяется по формуле А.42). Профиль лопатки шнека выполняется в виде прямой (при $S = \text{const}$) или изогнутой (при $S = \text{var}$) пластины с заостренными вход- входными и выходными кромками (рис. 10,в).

Длина заострения входной и выходной кромок должна составлять 35...50% от диаметра. Толщина лопатки шнека выбирается как можно меньшей для увеличения про- проходного сечения. Из соображений прочности корневые сечения дол- должны иметь большую толщину, чем периферийные. Обычно $8BT = (0,015... 0,02) B_l$ вт , $8_{пер} = (0,005... 0,01) * L_{1пер}$. Для шнека переменного шага рекомендуется максимальный про- прогиб средней линии профиля располагать примерно на расстоянии $2/3$ длины лопатки B_l от входной кромки. Повышению антикавитационных качеств шнекоцентробежного на- 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 цен- центробежного колеса при малых значениях расходного параметра $c \sqrt{z} \sqrt{\eta} = J - a < 0,5$, 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 $\delta_{ос} = (0... 0,1) Z^o$. Радиальный зазор между шнеком и корпусом сле- следует выбирать в пределах $\Delta_{щ} = (0,025... 0,05) (D^{\wedge} - d_{BT})$. 1.8.Выбор и определение размеров подвода При консольном расположении насоса (см. рис. 5) подвод может выполняться в виде конических прямого или коленообразного патруб-

23

ков. Для неконсольно расположенного насоса можно использовать кольцевой, спиральный или полуспиральный радиальные подводы. Все подводы дрлжны 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. Рис. 11. Кольцевой подвод и его геометрические соотношения: 1 — разделительное ребро; 2 — направляющее ребро На рис. 11 приведен один из возможных вариантов кольцевого подвода. Диаметр подвода D определяется наружным диаметром шне- шнека D_m , а диаметр d —

диаметром втулки шнека $d_{BT} := A,02... 1,05) D_m$; $r_f = (1,05... 1,1)d_{BT}$.
 А.45) Скорость на входе в подвод определяется скоростью на входе в шнек, известной из расчета шнека: $2 v_x 1,15... 1,20$ * Тогда диаметр входа находится из формулы 24 А.46)

$v_x = 0,07... 1$, А.47) Основные размеры кольцевого подвода даны на рис. 11 в долях от диаметра $\varphi > v_x$. Подвод может быть выполнен спиральным (см. пунктир на рис. 11), тогда площади сечений подвода изменяются пропорционально уг- углу (ρ : Рис. 12. Полуспиральный входной патрубок А — разделительное ребро) На рис. 12 показан пример исполнения и соотношение размеров полуспирального подвода. Сечения 1-9 спиральной части канала из- изменяются пропорционально углу их установки относительно нуле- нулевого сечения, совпадающего с ребром, которое служит для разде-
 1.9. Поверочный кавитационный расчет После определения геометрических размеров шнека и выбора ти- типа подвода необходимо провести поверочный кавитационный расчет 25

шнека. Поверочный расчет выполняется также в том случае, если ча- частота вращения ротора ТНА задана в качестве исходного параметра. Ранее был определен допускаемый кавитационный запас ($L_{срв}$) доп при заданных величинах $AABX$ и ρ_6 А.2), А.3). Определим для полученных параметров шнека срывной кавитаци- кавитационный запас $AL_{срв} \cdot \sigma_{срв} \cdot \sigma_{срв} + \sigma_{срв} - 94 r_j$? А-48) где X_j — коэффициент кавитации шнека, который может быть оп- определен по формуле На основании обобщения опытных данных [3] $\sigma_0 = 0,115$, а коэф- коэффициент σ_j является функцией геометрических параметров шнека. Обычно $\sigma_0 = 0,02... 0,04$. Для нормальной бессрывной работы насоса необходимо, чтобы выполнялось условие $AL_{срв} < (AL_{срв})_{доп}$. Если это условие не выпол- 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_x и b_x определяются при расчете шнека. Наружный диаметр колеса D_2 определяется в разд. 1.5. В дан- данном разделе рассчитываются углы лопаток на входе $\sigma_{1л}$ и на выходе $\rho_{2л}$, ширина колеса b_2 и число лопаток z . Из треугольника скоростей на входе в

центробежное колесо (рис. 13) определяется углом потока $P_j : \alpha_{Xm} \text{ и } \sim c \text{ и A.50) Задаваясь углом атаки } i = 5^\circ \dots 15^\circ$, находим входной угол лопаток центробежного колеса: $P_{1л} = P_1 + \alpha \text{ A.51) 26}$

Угол лопаток на входе целесообразно иметь достаточно большим ($P_{1л} = 15^\circ \dots 30^\circ$), так как при этом уменьшается загромождение входного сечения кромками лопаток и уменьшается диффузорность меж- межлопаточного канала центробежного колеса. Рис. 13.

Треугольники скоростей на входе и выходе центробежного колеса Угол лопаток на выходе β^i и ширину колеса B_2 найдем из соотношения относительных скоростей на выходе w_2 и входе w_1 в колесо: $w_1 F_2 L = 0,7 \dots 1$. Из A.52) найдем связь между P^i и α^i : Пользуясь выражением для расходного параметра колеса α^8 найдем другую связь между β^4 и B_2 : A.52) A.53) A.54) A.55) 27

Исключая из выражений A.53) и A.55) B_2 , получаем формулу для определения угла лопатки на выходе: $\sin P_{1л} \beta^i = \arccos \alpha^i$. A.56) Ширина колеса на выходе B_2 находится по формуле A.53). Для предотвращения смыкания пограничных слоев у выхода из колеса ширина колеса не должна быть меньше 3...4 мм. Полученные значения P^i и B_2 рекомендуется проверить. Для этого определяется величина $c_{1жп} = \frac{1}{\alpha^i} \alpha^i$ и вычисляется соотношение $\frac{1}{\alpha^i} \alpha^i < yD < y$, $U_{гy} L L^*$ It c2m Как показывает опыт, при малых значениях $< 0,10 \dots 0,15$ величина выходного угла лопаток мало влияет на напорные свойства насоса. В этом случае целесообразно углы выбирать малыми $P_{2J} = 20 \dots 40^\circ$, чтобы обеспечить меньшую диффузорность межлопаточных каналов. C2т При больших значениях $> 0,10 \dots 0,15$ увеличение выходного β_2 угла приводит к заметному повышению коэффициента напора $\eta_{Тоо}$. В этом случае необходимо выбирать углы $P^i = 50 \dots 70^\circ$ для увеличения коэффициента напора и снижения D_2 . На практике иногда выходным углом лопатки β^i просто задаются исходя из приведенных выше соображений, а ширину колеса на выходе B_2 определяют по формуле A.53). Для определения количества лопаток центробежного колеса мож- можно воспользоваться выражением $(P^i < 90^\circ, 0,4 < D_x < 0,8) z = 3 \sqrt{1,5 + \beta^i + 130 \beta^i} - 0,6 J$. A.57) $n_{ib} * N \sqrt{V}$ При большом числе лопаток ($z > 8 \dots 10$) целесообразно часть лопаток (через одну) выполнять укороченными, т.е.

начинающимися на большем диаметре, чем диаметр D_v . Это позволяет избежать загро- загромождения сечения на входе в колесо.

Окончательно количество ло- лопаток (как основных, так и дополнительных) выбирается после про- прорисовки сечения в плане центробежного колеса. 28

После определения числа лопаток следует проверить правиль- правильность выбранного значения D_2 . Для этого целесообразно определить комплекс k_z Лг, который по опытным данным хорошо обобщается ве- величиной D_x . При малых отношениях $D_x < 0,6$ комплекс $*2ЛГ = 0,64... 0,72$. А.58) Для насосов с $Z > j > 0,6$ на основании обобщения опытных данных можно принять $*ГПГ = 1,65A - Я^{\wedge}$. А.59) По значениям k_z Тг и Н по формуле А.25) находят окружную ско- скорость колеса и 2 второго приближения, а затем по формуле А.26) на- наружный диаметр D_2 . В случае расхождения с D_2 первого приближения более чем на 3-5% следует заново найти комплекс k_z т\т и D_x второго приближения, а затем D_2 . Такое уточнение может потребоваться лишь для центр- центробежных колес с $j > 0,6$, так как для колес с $D_x < 0,6$ величина ком- комплекса кгцг определяется равенством А.58). Для построения треугольника скоростей на выходе из колеса надо знать величины c^{\wedge} и c^{\wedge} . Закрутка потока на выходе из колеса оп- определяется по формуле Закрутка потока с учетом конечного числа лопаток колеса равна $C_2u = k_z c_2 u_{00} > A-61)$ где коэффициент k_2 необходимо уточнить по формуле $*, = 1jf. 0.62)$ Ориентировочно можно принять, что для насосов с $z = 8... 12$, $^{\wedge} < 90^{\circ}$ и отношением $D_x < 0,7$ гидравлический КПД $Т1Г = 0,82... 0,85$. При $0,7 < D_x < 0,8$ Лг=0,83-50Е1-0,7К. А.63) 29

Увеличение D_x ведет к уменьшению гидравлического КПД. Для увеличения k_z и Тг колес с большим отношением D_x целесообразно увеличивать густоту решетки (увеличивать количество лопаток и уменьшать углы $P_{1л}$ и p^{\wedge}) • 1.11. Профилирование лопаток центробежного колеса В центробежных колесах с отношением диаметров $D_x < 0,55... 0,6$ основную роль в передаче энергии играют кориолисовы силы инер- инерции. Это обстоятельство позволяет применить для таких колес более простые способы профилирования лопаток. Наибольшее распростра- распространение получили способы

профилирования дугами окружностей и параболой. Такие лопатки называются цилиндрическими. На рис. 14 показан пример построения цилиндрических лопаток двумя дугами окружностей. Окружность диаметра D_x разбивается на z равных частей (по числу лопаток). Затем строится вспомогательная окружность диаметром $d = D_x \sin p_{1л}$. Из начала двух рядом расположенных лопаток (точки A, AX) 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 P^\wedge . Рис. 14. Профилирование лопаток колеса двумя дугами окружностей Рис. 15. К профилированию лопаток центробежного колеса 30

Входной участок построенной таким образом лопатки по своему очертанию близок к спирали Архимеда, т.е. угол $P_{1л}$ 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_x (рис. 15), лежащим на продолжении касательной AE . Точка C выбирается произвольно, однако ниже, чем точка B , лежащая на продолжении касательной EA . Радиус второй дуги, являющейся продолжением лопатки, может быть определен из выражения 1 расстояние от центра колеса до точки C ; P_c — угол между касательной к средней линии профиля лопатки и направлением окружной скорости в точке C . Рис. 16. 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. 16) провести радиус OK под углом $p_{1л} + p_{2л}$ к произвольному радиусу OG . Из точки G проводится прямая GK до ее пересечения окружности диаметра D_x в точке B . Отрезок 31

GB делится пополам, и восстанавливается перпендикуляр до пересечения с линией GM , проведенной под углом $(^\wedge$ к радиусу OG .

После профилирования лопаток проводится профилирование ме-
 меридионального сечения колеса (рис. 18). Площадь проходного
 сечения межлопаточного канала колеса определяется произведением
 диаметра вписанной в межлопаточный канал окружности a на ширину
 мериди- меридионального сечения B , взятого на одинаковом радиусе
 (диа- (диаметре). Закон изменения про- проходных сечений по длине
 ка- канала должен быть плавным. Высокий гидравлический КПД
 имеют колеса, у которых изме- изменение проходного сечения по
 радиусу соответствует графич- графику рис. 19. При приближенных
 спо- способах профилирования мож- можно принять линейный закон
 изменения площади проход- проходного сечения межлопаточно- Рис.
 19. Оптимальное изменение площади проходного сечения
 межлопаточного канала центробежного колеса по радиусу nD го
 канала по диаметру от площади на входе $F_x = -\sin^2 \alpha$ ДО площади на
 выходе $F_2 =$ ния площади проходного сечения имеет вид $\sin^2 \alpha$. В
 этом случае закон измене- изменеA.64) $A = w) D - D_2$ - где w —
 соотношение относительных скоростей на выходе и входе в
 межлопаточный канал, задаваемое формулой A.52). Площадь
 проходного сечения межлопаточного канала также мож- можно
 определить по формуле $F(D) = \frac{a}{D} \sin \alpha$ A.65) где $a = \sin \alpha$ —
 текущий диаметр вписанной в межлопаточный ' канал окружности: α —
 текущий угол наклона лопатки. Построив вид колеса в плане и
 определив диаметр a , с помощью формул A.64) и A.65) рассчитывают
 текущее значение ширины мери- меридионального сечения 33

После профилирования лопаток проводится профилирование ме-
 меридионального сечения колеса (рис. 18). Площадь проходного
 сечения межлопаточного канала колеса определяется произведением
 диаметра вписанной в межлопаточный канал окружности a на ширину
 мериди- меридионального сечения B , взятого на одинаковом радиусе
 (диа- (диаметре). Закон изменения про- проходных сечений по длине
 ка- канала должен быть плавным. Высокий гидравлический КПД
 имеют колеса, у которых изме- изменение проходного сечения по
 радиусу соответствует графич- графику рис. 19. При приближенных
 спо- способах профилирования мож- можно принять линейный закон
 изменения площади проход- проходного сечения межлопаточно- Рис.
 19. Оптимальное изменение площади проходного сечения
 межлопаточного канала центробежного колеса по радиусу nD го
 канала по диаметру от площади на входе $F_x = -\sin^2 \alpha$ ДО площади на
 выходе $F_2 =$ ния площади проходного сечения имеет вид $\sin^2 \alpha$. В
 этом случае закон измене- изменеA.64) $A = w) D - D_2$ - где w —
 соотношение относительных скоростей на выходе и входе в
 межлопаточный канал, задаваемое формулой A.52). Площадь
 проходного сечения межлопаточного канала также мож- можно
 определить по формуле $F(D) = \frac{a}{\sin \alpha} = a B$, A.65) где $a = \sin \alpha$ —
 текущий диаметр вписанной в межлопаточный ' канал окружности: α —
 текущий угол наклона лопатки. Построив вид колеса в плане и
 определив диаметр a , с помощью формул A.64) и A.65) рассчитывают
 текущее значение ширины мери- меридионального сечения 33

2 - за Определив ряд значений b (J_9) , приступают к профилированию меридионального сечения колеса (см. рис. 18). Обозначив характерные диаметры колеса r_{fBT} , D_X, D_O, D, D_2 , перпендикулярно оси из произ- произвольной точки на диаметре D_2 проводят линию построения заднего покрывного диска до пересечения с dBr Радиусом $R = -$ с диа- метра 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 вы- высокими антикавитационными свойствами ($b^{\wedge} > R$) линия построения заднего покрывного диска проводится под углом к оси колеса, мень- меньшим 90° . Затем на диаметрах D_X, D, D_2 вписывают соответственно ок- окружности диаметрами B^{\wedge}, B, B_2 , касающиеся контура заднего покрыв- покрывного диска. Центры этих окружностей образуют среднюю линию ме- меридионального сечения. Далее проводят линию построения переднего покрывного диска, огибающую эти окружности, сопрягают ее произ- произвольным радиусом γ с диаметром D_O и получают контур переднего по- покрывного диска колеса. При выборе толщины лопатки исходят из того, что максимальная толщина задается примерно на середине длины (обычно $\delta_{шах} = @,05... 0,08$) B_l) , а входную и выходную кромки лопаток заост- заостряют на длине, равной $@,2.. .0,3N_l$ (см. рис. 16). Для центробежные колес высокой быстроходности с большим от- отношением диаметров $D_1 > 0,6$ возрастает роль циркуляционных сил в передаче энергии от колеса к жидкости. Это требует применения аэродинамически более совершенных форм лопаток. Входная кромка лопатки выносится во входную часть колеса, так как благодаря этому достигается достаточная длина лопаток и образуются большие кана- каналы. Но при этом по входной кромке будет сильно меняться угол ци- цилиндрических лопаток, а следовательно, значительно изменяться угол атаки, что приведет к росту потерь, возникновению пульсаций и виб- вибраций. Для выравнивания углов атаки по входной кромке входные уча- участки лопаток искривляют в плоскости вращения, изменяя входной угол лопатки. Такие пространственные лопатки называются лопатками двоякой кривизны. 34

1.12. Профилирование лопаток двойкой кривизны методом конформных отображений Приближенное профилирование лопаток при помощи конформ- конформных отображений основано на том, что если на некоторой поверхности вращения (например, на цилиндре) имеется кривая, наклоненная к ок- окружностям под определенными углами, то эту кривую можно перене- 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 треугольни- треугольников 1-2-3 и 1-2-3 (рис. 20), составленных из отрезков кривых соот- соответственно $AS A-2)$ и $AS A-2)$, отрезков образующих поверхности вращения $A/B-3)$ и $ALB-3)$ и дуг окружностей 1-3 и 1-3 с одина- одинаковым центральным углом $A \phi$. Рис. 20. К описанию метода конформных построений: а — поверхность вращения; б — отображающий цилиндр $г г t$ Из подобия треугольников 1-2-3 и 1-2-3 находим и $a=? a$. откуда $A/ г A\phi A/ AL п — = —= П= const, г /с A.67) 35$

Профилирование лопатки начинают после того, как определено меридиональное сечение колеса и известны треугольники скоростей на входе и выходе. Ди- Диаметр отображающего цилиндра для простоты берется обычно равным наружному диаметру колеса $D2$. Профилирование лопатки ведут при помощи ортогональной сетки для каждой ли- линии тока. Обычно выбирают три линии тока, две из которых совпадают с очертаниями переднего и заднего покрывных дисков (рис. 21), а третья является средней линией меридионального се- сечения. Линии тока в меридиональном сечении раз- разбивают на участки в соответствии с соотноше- соотношением $A.67)$. Обычно $П= 1/5; 1/10; 1/15; 1/20$ и т.п. Если известны радиусы $г$, то известны и величины отрезков $A /$. Эти отрезки нумеруют- нумеруются обычно арабскими цифрами, начиная от вы- выходной кромки лопатки (от точек $a,*,c$ на рис. 21). Они имеют пе- переменную величину, так как радиус $г$ уменьшается от выхода ко входу. Рис. 21. Меридиональ- Меридиональное сечение колеса с лопатками двойкой кривизны $ч ч 2 J 4 \$ 5 7 в 9 11 п я aJt 2Г 1 л V Ш 1 I i ,N4 l Г i V \& f < sj ^ 4 \ ^ г ж >д> ? L [^$ Рис. 22. Развертка отображающего цилиндра (конформная диаграмма) На рис. 22 показана развертка отображающего цилиндра с

орто- ортогональной сеткой, где вертикалями являются образующие цилиндра, 36

3 размещенные через равные отрез- _ щ Щ ки $RA(r)$ (обычно $R = r^2$) .
Цент- Центральный угол $A\phi$ выбирают та- таким, чтобы полная окружность цилиндра (рис. 23) делилась на целые доли, например 9, 18, 36° , . . . , т.е. кратным 360° . Общее чис- число вертикалей равно $360/A\phi$. Ну- Нумеруют их справа налево римски- римскими цифрами. Дуги окружностей на развертке являются горизонта- горизонталями, отстоящими друг от друга на равном расстоянии AL , получен- полученном из соотношения Рис. 23. Вид колеса в плане $AL = R \Pi = \text{const.} \setminus A.68$) Число отрезков AL выбирают по максимальному числу отрезков $A /$ на линиях тока в меридиональном сечении и нумеруют их араб- арабскими цифрами сверху вниз. В первом приближении принимают, что входная кромка лопатки лежит в радиальной плоскости. Это означает, что направление вход- входной кромки совпадает с направлением вертикали на конформной ди- диаграмме. На развертке отображающего цилиндра отмечают точки a, b, c . Они лежат на произвольно выбранной вертикали (см. рис. 22) и на отрезках AL , соответствующих номеру $A /$ меридионального се- сечения. Через точки a, b, c проводят линии под входными углами лопатки p_1W, P_1b', Pw . Далее задаются углом охвата лопатки θ . Углы охвата лопатки целесообразно выдерживать в определенных пределах в целях сокра- сокращения и выравнивания длины линий тока (см. разд. 1.11). При ради- радиальной входной кромке и осевом направлении выходной кромки угол охвата θ постоянен для всей лопатки (см. рис. 22) 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. Эти случаи рассмотрены в работе [5]. Через точки a, b, c проводят линию под выходным углом лопатки p_2l и соединяют точки a, b, c и точки a, b, c плавными линиями, ка- касательные к которым в указанных точках совпадают с направлениями, задаваемыми входными и выходными углами лопатки. Эти линии пред- представляют собой конформное отображение линий пересечения повер- поверхности лопатки с отображаемыми поверхностями вращения. 37

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. 24). Подобные построения проводят для всех линий тока в меридиональной плоскости. Рис 24. Изображение колеса с лопатками двойкой кривизны в плане Рис. 25. Упрощенное изображение лопаток двойкой кривизны Для упрощенного изображения лопатки двойкой 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_{1B} и радиус через точку B начала лопатки на ок- 38

ружности D_1 (рис. 25). Пересечение радиуса с окружностью $1 > 1_{B}$ дает точку с начала профиля лопатки на заднем покрывном диске. Соединяя плавной линией точки B и C , получаем достаточно ясное представление о том, что в колесе используются лопатки двойкой кривизны. 1.13. Расчет отводящих устройств В состав отводящих устройств входят кольцевой безлопаточный диффузор 2, кольцевой лопаточный направляющий аппарат 3, спиральный сборник 4, прямой конический диффузор 5 (рис. 26). Рис. 26. Отвод насоса: 1 — центробежное колесо; 2 — кольцевой безлопаточный диффузор; 3 — кольцевой лопаточный направляющий аппарат; 4 — спиральный сборник; 5 — прямой конический диффузор 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). 39

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 дав- давление. Если не применять ЛНА при больших v_2 , а следовательно, и c_2 , то в спиральном сборнике и коническом диффузоре невозможно без больших потерь затормозить скорость до требуемых выходных ве- величин: $v_{вых} = 15 \dots 30$ м/с. Кроме того, так как большие окружные скорости v_2 соответствуют большим выходным давлениям $p_{вых}$, то установка ЛНА позволяет уве- увеличить жесткость корпуса насоса. Кольцевой безлопаточный диффузор. Кольцевой безлопаточный диффузор отделяет рабочее колесо насоса от языка спирального сборника или от лопаток кольцевого ЛНА. В нем преобразуется в по- потенциальную энергию давления незначительная доля кинетической энергии потока в связи с его малой радиальной протяженностью. Уве- 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 возра- возрастают радиальные габариты насоса. Обычно выходной радиус безло- безлопаточного диффузора $D_3 = A,04 \dots 1,08$ г2. А.69) Кольцевой лопаточный направляющий аппарат. ЛНА выполня- выполняется в виде круговой решетки с диаметром входа D_3 и диаметром вы- выхода D_4 , установленной между боковыми стенками корпуса. Жид- Жидкость отклоняется лопатками от направления линий тока свободного движения и переводится ими на большие радиусы. Входной угол средней линии лопаток ЛНА должен соответство- соответствовать углу «2 выхода потока из колеса в абсолютном движении. Угол α^0 находится по отношению скоростей: $\alpha^0 = \arctg \dots$. А.70) С2и Между колесом и ЛНА необходимо предусмотреть радиальный зазор А.69). Ширину ЛНА Б3 выбирают большей, чем ширина коле- колеса: 40

| $\beta_3 = A,1 \dots 1,2$)*2. А.71) Угол входа потока в ЛНА находят на основе опытных данных по формуле $\beta_3 = \arctg \left(\frac{v_2}{v_3} \right) = \arctg \left(\frac{1,5 - 0,5 \sqrt{v_2}}{v_3} \right)$. А.72) Входной угол лопаток ЛНА $\alpha_3 \dots 2$ Н. А.73) Выходной угол лопатки (по средней линии) α_4 выбирают не- несколько большим, чтобы обеспечить диффузорный межлопаточный канал небольшого уширения: $\alpha_4 = \alpha_3 + \epsilon$ --15Н. А.74) Для обеспечения прочности лопатку выбирают достаточно длин- длинной. Густота решетки на

среднем диаметре ЛНА при этом составляет $\chi_{\text{ср.ЛНА}} = \dots 1,8$, а выходной диаметр $D_4 = A,15 \dots 1,35$ D3. А.75) Длину хорды лопатки найдем из приближенного соотношения $k_f \sim A$ 76) По величине густоты и длине хорды лопатки найдем шаг на сред- среднем диаметре: А.77) $\chi_{\text{ср.ЛНА}}$ Определив шаг, найдем число лопаток: $\chi_{\text{ЛНА}} = \gamma \cdot A$. 78) Округление числа лопаток ведется до большей величины. 41

Скорость на выходе из ЛНА находим по величине меридиональ- меридиональной составляющей и по углу выхода потока α_4 , за который можно принять $\alpha_{4л}$, так как углы отставания обычно малы: А.79) Ширину B_4 (см. рис. 26) целесообразно выбирать равной или не- несколько большей B_3 , чтобы межлопаточный канал получился про- странственно-диффузорным. Обычно $B_4 = A,0 \dots 1,2$ *з. А.80) Окружную составляющую скорости найдем как $C_{4и} = C_t$ А.81) Спиральный сборник. При умеренных давлениях и скоростях по- потока на выходе из колеса насосы выполняются только со спиральными отводами, так как кольцевой лопаточный направляющий аппарат ус- усложняет конструкцию насоса. Рис. 27. Спиральный сборник Спиральный сборник (рис. 27) является важным рабочим элемен- элементом насоса, так как его геометрические параметры определяют рас- 42

четный режим насоса по расходу V_p (режим максимального гидравли- гидравлического КПД). Он представляет собой гидравлический канал с пере- переменным расходом. По всей входной окружности сборника жидкость поступает из каналов ЛНА, а если его нет, то непосредственно из ко- колеса. 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 по- потенциальную обычно не предусматривают, так как это увеличивает по- потери в сборнике. В практике получил широкое распространение метод расчета спи- спирального сборника, основанный на допущении постоянства скорости c_g во всех радиальных сечениях спирали. Это допущение предполагает пропорциональность проходного радиального сечения расходу, кото- который, в свою очередь, меняется пропорционально

углу охвата. Основным размером сборника является площадь выхода из сбор- сборника (площадь входа в конический диффузор) — площадь горла спи- спирали. Эта площадь выбирается из условия совмещения заданного рас- расхода с расчетным. Рассчитаем величину выходного сечения (горла) спирали Fr , задаваясь величиной скорости в нем в зависимости от окружной составляющей скорости на выходе из колеса: при отсутствии ЛНА $сг = @,6...0,75\sqrt{2}$; А.82) при наличии ЛНА $сг = @,65... 0,75)^{\wedge}$. А.83) Тогда $Fr3$. А.84) Площадь сечения спирали в любом произвольном сечении нахо- находят по формуле $F = F * w >$ <185> где ϕ — угол, под которым расположено искомое сечение. 43

Зная площадь радиального сечения, легко определить все линей- 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 $b_{cu} = bR + @,04...0,06)D2$, А.86) где bR — ширина колеса с дисками на выходе При изготовлении литьем, что чаще всего бывает при наличии ЛНА, сечение может быть круглым или округло-трапецевидным. Для прямоугольного сечения радиус внешней стенки спирали мо- может быть рассчитан по формуле где радиус $R3$ определяется по формуле А.69) или принимается рав- $D4$ ным радиусу выходного сечения ЛНА ($Я3 = \sim T \sim$)» высота горла спира- ли $Lг$ определяется по формуле Для круглого сечения радиус внешней стенки спирали рассчиты- рассчитывается по формуле где диаметр горла спирали dT определяется по формуле $^{\wedge}$ А.90) Для приближенного построения контура стенки спирали прямоуголь- прямоугольного сечения можно воспользоваться методом «конструкторского квад- квадрата». Построение ведется с помощью четырех дуг окружностей с радиу- радиусами jRj , Rn , Rm l/w (см. рис. 1). Центрами окружностей являются уг- khT ловые точки квадрата со стороной —, $k = 0,75... 0,85$ — коэффициент, 4 44

учитывающий отличие действительной площади горла от теоретиче- теоретической (при нулевой толщине языка). После построения теоретического контура стенки спирали, соот- соответствующего

нулевой толщине языка, начало спирали (сечение F_r на рис. 27) смещают на угол $\varphi = 15 \dots 30^\circ$, не изменяя формы сечения. Рис. 28. Конический диффузор а — бесступенчатый; б — ступенчатый Конический диффузор. После спирального сборника поток жидкости попадает в конический диффузор, где происходит торможение скорости до заданной скорости выхода ($c_{вых} = 15 \dots 30$ 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. 28,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_r является площадью входа в конический диффузор, а площадь выходного сечения определяется выбором скорости $c_{вых}$: •* $c_{вых} A.91$) Длина диффузора / определяется эквивалентным углом раскрытия $\alpha = 2 \arctg \frac{d_2}{d_1}$, A.92) К.Д где $d_a = \sqrt[4]{\frac{4F_r}{n}}$ — эквивалентный диаметр горла. 45

Обычно угол раскрытия конического диффузора ограничивается $\alpha = 6 \dots 12^\circ$, при котором обеспечивается приемлемое значение коэффициента потерь. Если после выполнения указанных выше рекомендаций длина конического диффузора будет превышать величину $D, 5 \dots 6, 5 d_3$, то с целью сокращения его длины и массы следует применить ступенчатый диффузор (рис. 28,б). 2. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ, КПД И МОЩНОСТИ НАСОСА НА РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ Гидравлический КПД. Гидравлические потери в шнекоцентробежном насосе складываются из потерь энергии в подводе, шнеке, центробежном колесе и отводе: $\Delta h = \Delta h_k + W_B - 1$) Потери энергии в подводе $\Delta h_{подв}$ определяют по формуле Коэффициенты потерь рекомендуется выбирать следующим образом: $\Delta h_{подв} = 0,2 \dots 0,3$ — для конического прямого и колесообразного подводов; $\Delta h_{подв} = 0,4 \dots 0,6$ — для кольцевого и полуспирального. Потери энергии в шнеке $\Delta h_{ш}$ равны разнице между теоретическим напором шнека $H_{тш}$ и действительным напором $H_{ш}$ A.31): $L_m = H_{тш} - H_{ш}$ Теоретический напор шнека находится по уравнению Эйлера (при $H_{тш} = c_2 c_{ср} r - \frac{c_2^2}{2g}$) С учетом формул A.31)

и В.3) получим ср. В.4) Потери энергии в центробежном колесе ЛК пропорциональны кинетической энергии в относительном движении при входе в колесо: 46

А^ В.5) Коэффициент потерь в колесе Λ 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 $\Lambda > 0,55$. Обычно $\Lambda = 0,3 \dots 0,6$ ($\Lambda = 0,3$ — для насосов двигателей большой тяги, $\Lambda = 0,6$ — для насосов двигателей малой тяги). Относительная скорость на входе в центробежное колесо определяется из треугольника скоростей: 4с1 и 2. В-6)

Потери энергии в отводе Л0ТВ складываются из потерь в элементах отвода — кольцевом лопаточном направляющем аппарате ЛНА, спиральном сборнике Лс и коническом диффузоре ЛК: $A_{\text{ТВ}} = \Lambda_{\text{ЛНА}} + L_{\text{с}} + L_{\text{к}}$. В-7) Потери $1_{\text{ЛНА}}$ определим как потери в диффузоре от сечения /л г до сечения /4 (рис. 29), пренебрегая потерями на начальном участке от выхода из колеса до сечения горла ЛНА и потерями в косом срезе: $1_{\text{с}}$ где $sl_{\text{г}} = \sim$ — скорость потока в горле ЛНА; $2_{\text{ЛНА}} A_{\text{л.г}} / l_{\text{г}} =$ площадь сечения горла ЛНА без учета загромождения сечения лопатками. Коэффициент потерь С зависит от отношения площадей /4 //л г и эквивалентного угла диффузора: $L/4 // L_{\text{г}} - 1$; $<2'9>$ 47

$\cos = 2 \arctg /4 = \sin \alpha$ 4л 2ЛНА, Длина диффузора / равна длине лопатки Бл за вычетом длины начального участка /с и длины косого среза 1КС (см. рис. 29). Рис. 29. Кольцевой лопаточный направляющий аппарат. Используя очевидные геометрические соотношения $\cos \alpha = \frac{D_4 - D_3}{2L_{\text{НА}}}$, $\sin \alpha = \frac{D_4 - D_3}{2L_{\text{НА}}}$ и учитывая формулу А.76), получаем $D_4 - D_3 = 2L_{\text{НА}} \sin \alpha$ 48

Потери в спиральном сборнике находятся по скорости на входе в сборник. Для спирального сборника, расположенного непосредственно за колесом (при отсутствии ЛНА), $*c = c_{\text{Т}} - \text{ВЛ1}$ Для спирального сборника, расположенного за ЛНА, $L_{\text{с}} = Z c^f$, ВЛ2)

где ζ_c — коэффициент потерь в сборнике. Обычно $\zeta_c = 0,1 \dots 0,15$.
 Потери в коническом диффузоре определяются по уже известной формуле $L_{k,4}$ (В.13) Коэффициент потерь ζ зависит от отношения площадей $\zeta_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}}^{\text{г}}$ и эквивалентного угла диффузора $\alpha^{\text{г}}: \frac{U_X}{Fr} - 1$. В.14) В случае использования конического диффузора со ступенчатым выходом (см. рис. 28,6) потери будут складываться из потерь в конической части и потерь на внезапное расширение: 2
 2 " Из соотношения В.15) получим выражение для коэффициента потерь конического диффузора со ступенчатым выходом: $\zeta_{\text{к.д.ст}} = \zeta_{\text{д}} + \zeta_{\text{вр}} = \frac{FV}{F_m} - \frac{Fr'F_b J}{J}$. В.16) Подставляя выражения для определения потерь в элементах насоса в формулу В.1), получаем $\zeta_{\text{т}} = \zeta_{\text{лр}} + \zeta_{\text{спдв}} + \zeta_{\text{о}} + \zeta_{\text{лг.ш}} + \zeta_{\text{иср}} + \zeta_{\text{сп}} + \zeta_{\text{к}} \sim + 49$

$\zeta_{\text{т}} = \zeta_{\text{лр}} + \zeta_{\text{спдв}} + \zeta_{\text{о}} + \zeta_{\text{лг.ш}} + \zeta_{\text{иср}} + \zeta_{\text{сп}} + \zeta_{\text{к}} \sim + 49$ Определив суммарные гидравлические потери L_T , можно рассчитать теоретический напор насоса $H_T = H + L_T$. В.18) Гидравлический КПД насоса $\eta_{\text{г}}$ есть отношение действительного напора насоса H к теоретическому H_T : $\eta_{\text{г}} = \frac{H}{H_T} = \frac{H}{H + L_T}$. В.19) Гидравлический КПД характеризует совершенство проточной части насоса. Расходный КПД. В насосе всегда имеют место потери, связанные с утечками жидкости из полости высокого давления за колесом в полость низкого давления через щелевые (рис. 30), плавающие (см. рис. 2) или лабиринтные уплотнения. Рис. 30. Схематическое изображение утечек жидкости в центробежном колесе Эти потери оцениваются расходным КПД: где V_u — расход утечек; V_p — расчетный расход через насос. 50 В.20)

Для случая, когда расходы утечек через переднее и заднее уплотнения колеса одинаковы (одинаковы геометрические параметры уплотнений D, δ, γ), суммарный расход утечек f , В.21) где λ — коэффициент расхода; δ — радиальный зазор; D — диаметр проходного сечения уплотнения; $T_{\text{гк}}$ — гидравлический КДД колеса. Геометрические параметры уплотнений выбираются из конструктивных соображений. Для ориентировочных расчетов можно принять $D_u = D_o + (8 \dots 12)$ мм; $\delta_u = 0,1 \dots 0,3$ мм и $\gamma_u = 50 \dots 200$. Для щелевых и плавающих уплотнений коэффициент расхода λ_1 определим по формуле $\lambda = 1 / \sqrt{V_u / B S_u} + 1,5$, В.22) где коэффициент сопротивления $X = 0,03 \dots 0,04$. Обычно $\lambda_1 = 0,4 \dots 0,5$. 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 $\#_k$ к теоретическому напору насоса H_t : $\eta_{гк} = \#_k / \#_t = (\#_t - \beta_k) / Y_t = 1 - L_k / H_t$. В.23) Дисковый КПД. При работе насоса затрачивается мощность на преодоление сил трения передней и задней наружных сторон центро- центробежного колеса о жидкость. Мощность дискового трения можно найти по формуле $\eta_{д}^3$, В.24) где $C^д$ — коэффициент трения, зависящий от числа Re и подсчитываемый по формулам: для $Re < 2 \cdot 10^4$ 51

где S — средний осевой зазор между покрывным диском и корпусом насоса); для $2 \cdot 10^4 < Re < 10^5$ для $Re > 10^5$ $C^д = 0,037 / Re$. Дисковый КПД насоса определяется по формуле $\eta_{д} = 1 - C^д / [p (F_p + V_y) H_t + L_{гто} l]$. В.25) Внутренний КПД. Внутренний КПД насоса определяется как произведение гидравлического, расходного и дискового КПД: $\eta_{вн} = \eta_{гп} \eta_{рл} = p V_p H / N_{вн}$, В.26) где $N_{вн} = p (K_p + V_y) H_t + N^*$ — внутренняя мощность насоса. Механический КПД. К механическим потерям $N_{мех}$ относят потери в подшипниках и уплотнениях вала насоса. Они зависят от конкретной конструкции насоса. Основную долю механических потерь составляет мощность, затрачиваемая на привод импеллеров. Механический КПД насоса определяется выражением $\eta_{мех} = 1 - L_{и} / N$ В-27) где N — мощность, потребляемая насосом. При отсутствии в насосе импеллерных уплотнений $\eta_{мех} = 0,99 \dots 0,995$. Насосы с импеллерными уплотнениями имеют $\eta_{мех} = 0,95 \dots 0,97$. Полный КПД. Полный КПД насоса определяется как произведение внутреннего и механического КПД: $\eta_{п} = \eta_{вн} \eta_{мех} = L_{г} L_{р} L_{д} \eta_{мех} = P_{у} H_t / N_n$ • (2-28) Потребная мощность. Мощность, потребляемая насосом, рассчитывается по формуле: $N_n = N_{вн} + N_{мех} = P_{у} (H_t + N^* / H_t)$. В.29) При известном полном КПД из выражения В.28) получим $L_{гн} = p K_p Y / L_n$. В.30) 52

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: Рассмотрим расчет энергетических характеристик при отсутствии кавитации в насосе.

3.1. Напорная характеристика насоса Зависимость действительного напора насоса Δp от расхода V при постоянной угловой скорости ω называется напорной характеристикой. Для построения напорной характеристики надо определить теоретический напор насоса Δp_t и гидравлические потери $\Delta p_{\text{гид}}$ на режимах, отличных от расчетного. Так как потери на этих режимах в настоящее время не могут быть надежно определены расчетом, то для нахождения напорных характеристик проектируемых насосов можно использовать обобщенные характеристики выполненных насосов.

Обобщение экспериментальных характеристик насосов с $D \leq 0,55$ ($Re > 10^5$) дает следующую формулу для расчета напорной характеристики: $\Delta p / \Delta p_r = 1,06 + 0,8 \sqrt{1 - \frac{V}{V_r}}$ где Δp и Δp_r — действительный напор и расход через насос на расчетном режиме; V/V_r — безразмерный переменный расход, выраженный в долях от расчетного; q_r — расходный параметр на расчетном режиме.

Величина расходного параметра определяется через параметры насоса по формуле $0,296 [0,55 - (V/V_r)^2] \sqrt{1 - \frac{V}{V_r}}$ (С.1) $0,9 \cdot 0,7^{***} \ll \text{мм ч} \setminus 0,2 \ 0,4 \ 0,6 \ 0,8 \ 1,0 \ 1,2$ Рис. 31. Обобщенная зависимость полного КПД насоса

53 $1 + C.2)$ где $\eta_{\text{гид}}$ и ω/ω_r — гидравлический КПД и угловая скорость насоса на расчетном режиме. Зависимость η / η_r от V/V_r при $q_r = 0,07$ приведена на рис. 31. 3.2. Зависимость КПД насоса от расхода Зависимость полного КПД насоса $\eta_{\text{пол}}$ от расхода V при постоянной угловой скорости ω называется КПД-характеристикой насоса. Для расчета КПД-характеристики можно использовать, как и в случае напорной характеристики, результаты обобщения характеристик выполненных насосов. В относительных координатах $\eta_{\text{пол}} / \eta_{\text{пол},r}$ от V/V_r КПД-характеристики насосов с $\eta_{\text{пол}} < 0,55$ ($Re > 10^5$) обобщаются полиномом: $\eta_{\text{пол}} / \eta_{\text{пол},r} = 0,8 \text{ ол } 0,2 \ 0 \ 0,2 \ 0,4 \ 0,6 \ 0,8 \ 1,0 \ 1,2$ *,* Рис. 32. Обобщенная мощностная характеристика насоса $1 / 1 - 2,65(V/V_r + - 0,26, C.3)$ где $\eta_{\text{пол}}$ — (полный КПД насоса на расчетном режиме. В

графическом виде эта зависимость представлена на рис. 32. 3.3. Мощностная характеристика насоса Мощностной характеристикой насоса называется зависимость потребляемой мощности NH от расхода V при постоянной угловой скорости. Мощностная характеристика может быть определена по напорной характеристике и КПД-характеристике. Имея в виду формулу В.30) для мощности насоса, можно записать $0,9 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \cdot 0,3 \cdot 0,2 \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot 1,0 \cdot 1,2$ Рис. 33. Обобщенная мощностная характеристика насоса 54

С.4) где NH_p — мощность, потребляемая насосом на расчетном режиме. Используя это соотношение и соотношения С.1) и С.3), после преобразований получаем $1,06 + 0,8 \lg [1 - (U/ - 0,296[0,55 - (V/ U_p)]^2$ И $- y \sim y \sim ' Nn.P \sim 2,69 - 2,65(F/F_p) + 1,22(F/V_p J - 0,26 (V/V_{pf} C.5)$ В графическом виде зависимость С.5) при $q = 0,07$ представлена на рис. 33. 3.4. Срывная кавитационная характеристика насоса Основной зависимостью, характеризующей антикавитационные качества насоса, является срывная кавитационная характеристика — зависимость напора насоса H от входного давления p_x при постоянном расходе V и постоянной угловой скорости вращения ω (рис. 34). При давлении на входе $p_{кр}$ в насосе возникает кавитация. Дальнейшее уменьшение давления на входе от $p_{кр}$ до p^* , 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 — напор H начинает снижаться (одновременно с напором снижается КПД). Этот режим называется первым критическим. При давлении на входе p 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. 34) было минимальным, так как область входных давлений между p^* и $p_{кр}$ является рабочей для насосов. Срывные кавитационные характеристики определяются при испытаниях насосов. Рассчитать и построить срывную характеристику можно по экспериментальным зависимостям, определяющим параметры ее характерных режимов. 55

Давление начала кавитации определяется по формуле $c_2 w_2 c_2 W + p^* - P_T - C_6$ где W_j — относительная скорость потока на входе в шнек на среднем диаметре; $X_{кав}$ — коэффициент кавитации, соответствующий начальной стадии развития кавитации. Опытные данные показывают, что коэффициент кавитации A^{**} зависит от расходного параметра шнека $q_{ш} = c_{лз} / (tg P_{1л} c_J)$. При $C.7)$ В области $0,5 < q_{рм} < I^{**} = 0,39 + 4,1 A - q_{рj}^2$. $C.8)$ Давление, соответствующее первому критическому режиму, определяется следующим образом: $c_2 w_2 c_2$ где X — коэффициент кавитации для первого критического режима. Выражение для определения X^* имеет вид $10,12 + (\sin P_{онч} \sin P_{1л} c_{лз} I^{**} 0,02 + E^{**}) c_{рj}$ где $P_{1л}$ и $p_{2л} c_{рj}$ — углы лопатки шнека на входе и выходе соответственно. Давление на входе в насос, соответствующее срывному режиму p , находится из выражения $c \setminus в - P - ?$, $C.11)$ где $A A_{срв}$ определяется по формуле $A.48)$. Напор насоса на срывном режиме записывается в виде 56

где δ — относительное падение напора насоса при переходе от первого критического к срывному режиму, выраженное в процентах. Для приближенных расчетов 5 можно воспользоваться зависимостью $\delta_{срв} = 12 + 26,1 \Gamma^{**} - 0,53 j + 12,5 @,5 - (3ЛЗ)$ где $A p^* = p_{2л} c_{рj} \sim ^{**} c_{рj}$ — угол изогнутости лопатки шнека (для шнека постоянного шага $ДР^* = 0$); χ — плотность решетки центробежного колеса, определяемая по формуле $z(D_2 - D_1) \setminus 2 в + в \cdot C14)$ После определения параметров характерных режимов можно построить срывную кавитационную характеристику шнекоцентробежного насоса, соединяя характерные точки прямыми линиями (см. рис. 34).

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 $р_{вих}$ $A.7)$. Обычно $c_{вих} = 40... 60$ м/с, $c_{вих} = 15... 30$ м/с, и второй член в формуле $A.7)$ при этих значениях скоростей пренебрежимо мал. Плотность водорода на входе в насос $р_{вх}$ соответствует температуре $T_{вх} = 17... 21$ 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...15К. 57

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 А.7) , предназначенную для определения напора несжимаемой жидкости: где $\rho_{ср} = (\rho_{вх} + \rho_{вых})/2$ — средняя плотность. При давлениях на выходе 25...45 МПа, обычных для ЖРД с использованием водорода в качестве горючего, потребные напоры насоса составляют $C50... 650) \cdot 10 \text{ Дж/кг}$. 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 $m2 = 500... 600 \text{ м/с}$ напор ступени центробежного насоса составляет $\#ст = A50... .250) \cdot 10 \text{ Дж/кг}$. Исходя из этой величины определяют число центробежных ступеней насоса $2СТ = Я/ЯСТ, D.2)$ где $zСТ$ 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 $KD = 5,0... 6,5$. Для последующих ступеней KD следует назначать равным 3,7...4,5 для увеличения КПД. В случае применения бустерного насоса, такое же значение KD может быть выбрано и для О.Э первой ступени. Тогда все ступени будут одинаковы по размерам, что целесообразно. Выходной угол лопаток центробежного колеса следует принимать равным $f^{\wedge} = 90^{\circ}$. 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 $Н_{ст} = Н/zСТ$, определяют величину окружной скорости на наружном диаметре центробежного колеса. Для 58

откуда D.3) Угловая скорость ротора насоса со выбирается возможно боль- большей, чтобы обеспечить заданную величину окружной скорости v_2 без увеличения радиальных габаритов, которые определяются на- наружным диаметром центробежного колеса D_2 - $2v_2/\omega$. Обычно $\omega = 4000... 7000$ рад/с. Кавитационный коэффициент быстроходности S для водород- водородного насоса может выбираться по максимальным предельным значе- значениям. Это возможно, так как жидкий водород по своим термодинами- 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 после- последующей ступени. Отводится жидкий водород в напорный трубопровод с помощью спирального сборника и конического диффузора послед- последней ступени (рис. 35). АЧК-Л Рис. 35.

Двухступенчатый центробежный насос: 1 — кольцевой лопаточный направляющий аппарат; 2 — обратный направляющий аппарат

Оптимальная угловая скорость водородных насосов существенно больше, чем насосов окислителей. Поэтому представляется целесооб- целесообразным водородный насос приводить от отдельной турбины, как и на- насос окислителя, т.е. иметь два турбонасосных агрегата. 59

5. РАСЧЕТ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ОКИСЛИТЕЛЯ

Рассмотрим пример расчета насоса окислителя ТНА двигателя, выполненного по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа. В этом случае наиболее целесообразной представляется схема ТНА, приведенная на рис. 5,в. Насос окислителя располагается между насосом горючего и турбиной. Радиальный подвод компонента к на- насосу окислителя осуществляется со стороны насоса горючего. В ка- качестве радиального подвода может быть рекомендован кольцевой подвод. Вал шнека насоса окислителя передает только крутящий мо- момент, соответствующий мощности насоса горючего. Исходные данные. Исходными данными для расчета насоса (см. разд. 1.2) являются: основные физические характеристики компонента топлива, пере- перекачиваемого насосом (приведены в соответствующих справочниках); минимальное полное давление компонента на входе в

насос. При отсутствии в системе питания БНА давление на входе в насос опре- определяется давлением в баке А.3). При наличии БНА давление на входе в насос определяется напором бустерного насоса #БНА : $P_{0вх} = \gamma_{ОвхБНА} + \rho_{ЯБНА} \sim P_{Lсопр.ВХ5 ЕЛ}$) максимальная температура компонента на входе (для некриоген- некриогенных компонентов топлива определяется климатическими условиями эксплуатации двигателя и обычно равна 303 ... 323 К). Максимальной начальной температурой в баке для криогенных компонентов (водо- (водород, кислород) является температура кипения при атмосферном дав- давлении, так как заправка бака этими обычно переохлажденными ком- компонентами производится из емкостей, имеющих дренаж в атмосферу. Протекая по трубопроводу, ведущему ко входу в насос, компонент на- нагревается приблизительно на 2 ...3 К. При наличии БНА подогрев ком- компонента увеличивается; массовый расход топлива (определяется тягой двигателя Р и удельным импульсом /) : $уд\ t = P / уд.$ Е.2) массовый расход компонентов (можно определить по массовому расходу топлива и выбранному значению коэффициента соотношения компонентов K^{\wedge}) : 60

Е.3) объемный расход компонента (находят по массовому расходу и плотности): $V = t / \rho$; $F = m \cdot \rho \cdot E.4)$ ОК ОК 'ОК " Г Г | Г ' ^' потребное давление на выходе из насоса. Необходимое давление за насосом зависит от схемы двигателя и определяется в результате расчета энергетического баланса. Порядок и пример расчета насоса окислителя, рабочим телом ко- которого является жидкий кислород, приведен в таблице: № п/п Наименование Обозна- Обозначение Фор- Формула Значение Примечание Исходные данные 1. 2: 3. 4. 5. 6. 7. Массовый расход ком- компонента Полное давление на выходе из насоса Минимальное полное давление на входе Максимальная темпе- температура компонента на входе Давление насыщен- насыщенных паров Плотность компонента Коэффициент кинема- кинематической вязкости $\eta_{Овх}$ $\rho_{Овых}$ $\rho_{Овх}$ $\gamma_{вх}$ $\rho_{п}$ ρ V Е.3) - Е.1) - - - - 180 кг/с 34МПа 0,5 МПа 90 К ОД МПа ИЗОкг/м³ 1,93 UTV/с Определение выходных параметров насоса 8. 9. Объемный' расход ком- компонента Напор насоса V_p Y_p Е.4) А.7) 0,16 м³ /с 29650Дж/кг 1 Определение угловой скорости и диаметров шнека 10. И. 12. 13. Кавитационный резерв Допустимый срывной кавитационный запас Мощность насоса го-

горючего Коэффициент диамет- диаметра втулки АЛрез А ЛСрв.доп
ЛГ,,.Г - А.2) А.6) А.12) 30 Дж/кг 324 Дж/кг 4700 кВт 3,05
Определяется при рас- расчете энергетического баланса Принимаем
 $dm/dB = 1,2$; $A_{з,,} = 1,5$; $t_{дот} = 3$ 108Па 61

Продолжение таблицы щбл № п/п 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23.
Наименование Относительный диа- диаметр втулки Срывной
кавитацион- ный коэффициент быст- быстроходности Коэффициент
эквивален- эквивалентного диаметра шнека Коэффициент диаметра
шнека Угловая скорость Коэффициент быстро- быстроходности
Эквивалентный диаметр шнека Наружный диаметр шне- шнека
Диаметр втулки Средний диаметр шнека Обозна- Обозначение Звт
Ссрв Кэт (О ns Ап.э Ал Рер Фор- Формула - - - А.20) А.1) А.15) А.13)
А.13) А.13) - Определение размеров цент 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31.
32. 33. 34. Коэффициент эквива- эквивалентного входного диа-
диаметра Эквивалентный входной диаметр Коэффициент входного
диаметра Диаметр входа в колесо Отношение диаметров Средний
диаметр вход- входных кромок лопаток Отношение площади входа в
колесо к площа- площади входа на лопатки Ширина колеса на входе
Коэффициент влияния числа лопаток Гидравлический КПД насоса
Расходный параметр $KD_{09} A_{>.э} K_{dq} D_o$ Ал/Д> $D_x X_{bi} k_z$ Лг Яр А.19)
А.20) А.20) А.20) - А.21) А.22) А.23) - - - Значение 0,4 3300 7,0 7,64
2100 рад/с 71,9 0,140 м 0,153 м 0,061 м 0,107 м Примечание
Определяется по рис. 36 То же То же $A_p = (A_p + dB_T)/2$ юбежного
колеса 6,44 0,128 м 7,03 0,140 м 1,09 0,126 м 0,8 0,040 м 0,82 0,82 0,07
Выбираем $A_{\text{Ъ}0\text{Э}} = 0,92KD_{m9}$ Рекомендуется 1,0... 1,25 Принимаем $D \setminus$ -
0,9 До Рекомендуется 0,65...0,8 Рекомендуется 0,8...0,85 Рекомендуется
0,8...0,85 Рекомендуется 0,05. ..0,1 62

Продолжение таблицы № п/п 35. 36. 37. Наименование Окружная
скорость ко- колеса на наружном диа- диаметре Наружный диаметр
ко- колеса Отношение диаметров колеса Обозна- Обозначение $1/2 \text{ ?} > 2$
 $\text{Ъ} \setminus$ Фор- Формула А.25) А.26) - Значение 218 м/с 0,208 м 0,605
Примечание Рекомендуется 0,5...0,7 Совместная работа
центробежного колеса и шнека. Определение шага шнека 38. 39. 40.
41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. Осевая скорость на вхо- входе в
шnek Окружная скорость на среднем диаметре шне- шнека Отношение

скоростей Безразмерная величина падения напора шнека из-за
 кавитации Гидравлический КПД шнека Коэффициент Отношение
 диаметров Относительная окруж- окружная составляющая абсо-
 абсолютной скорости на вы- выходе шнека Угол потока на выходе из
 шнека Эквивалентный шаг шнека Угол входа потока в шнек Угол атаки
 Число лопаток шнека Густота решетки C'_{Γ} U_{cp} АЯШ Лг.ш K_x D_{cp}/D_i
 C_{Π} $f_{ср}$ S_s $P_{лср}$ $*_{ср}$ Z_m $T_{ер}$ А.33) - А.34) А.34) - А.34) А.36) А.37) А.39)
 А.38) - А.43) 10,4 м/с 112,4 м/с 0,092 0,12 0,6 1,137 0,85 0,4 > 8,76e
 0,052 м 5,28e 3,48e 3 2,87 $M_{ср} = C O P_{ср}/2$ Рекомендуется 0,1...0,15
 Рекомендуется 0,4...0,7 Принимаем $5\pi/2/? > 1 = 0,15$ При $D_m > D_o$
 вместо X следует использо- использовать $x' = X(A_{п.э}/A_{>.э})$ $i_{ср} < 10e$,
 поэтому $5_i = 5_{\Gamma} = S_9$ и $P_{1лср} = f_{енср} = p_{2ср}$ Рекомендуется 2 или 3 63

Продолжение таблицы № п/п 52. Наименование Осевая длина шнека
 на среднем диаметре Обозна- Обозначение (гш.ср Фор- Формула А.42)
 Значение 0,049 Примечание Для повышения анти- кавитационных ка-
 качеств шнека делаем подрезку входной кромки лопатки радиу-
 радиусом R (см. рис. 10,6) Выбор и определение размеров подвода 53.
 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. Диаметр подвода Диаметр подвода Скорость
 на входе Входной диаметр Коэффициент Коэффициент кавита-
 кавитации шнека Коэффициент потерь в подводе Срывной
 кавитацион- ный запас. D d $C_{цх}$ A_x a_o $L_{1срв}$?подв $A_{Лсрв}$ Расчет
 цент 61. 62. 63. 64. Окружная составляю- составляющая абсолютной
 скоро- скорости потока на выходе из шнека Окружная скорость на
 входе в колесо Меридиональная скоро- скорость на входе в колесо
 Окружная составляю- составляющая абсолютной скоро- скорости
 потока на входе в колесо $C_{2иср}$ и \backslash сы $C'_{и}$ А.45) А.45) А.46) А.47) -
 А.49) - А.48) 0,160 м 0,067 м 9 м/с 0,176 м 0,02 0.0306 0,4 271 Дж/кг В
 соответствии со схе- схемой ТЫЛ, приведен- приведенной на рис. 5,в,
 выби- выбираем кольцевой под- подвод (см. рис. 11) Основные
 размеры кольцевого подвода даны на рис. 11 в до- долях от входного
 диа- диаметра $D_{Вх}$ Рекомендуется 0,02...0,04 Рекомендуется 0,4...0,6
 Параметры шнека вы- выбраны правильно, так как $A_{Лсрв} <$
 ($A_{Лсрв}$) доп робежного колеса - - - 45 м/с 132,2 м/с 10 м/с 38,2 м/с
 $C_{2иср} = U_{срCu}$ $UX = M_{ер}$ ($A/P_{ср}$) $C_{lm} = XCT_z$ $Cl_{\ll} = C_{2иср}(D_{ср}/D_l)$ 64

Продолжение таблицы № п/п 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. Наименование Угол потока на входе в колесо Угол атаки Угол лопатки на входе в колесо Соотношение относи- относительных скоростей на выходе и входе в коле- колесо Угол лопатки колеса на выходе Ширина колеса на вы- выходе Число лопаток колеса Комплекс Расходный параметр второго приближения Окружная скорость ко- колеса второго прибли- приближения Наружный диаметр ко- колеса второго прибли- приближения Меридиональная скоро- скорость на выходе Окружная составляю- составляющая абсолютной скоро- скорости потока на выходе из колеса при $z \rightarrow$ Окружная составляю- составляющая абсолютной скоро- скорости потока на выходе из колеса Обозна- Обозначение i P_u w №. Ъг z $feTlr$ Яр иг D_2 $C_{2и}$ $C_{7и}$ Фор- Формула A.50) - A.51) A.56) A.55) A.57) A.59) A.54) A.25) A.26) - A.60) A.61) Значение $6e$ $14e$ $20e$ $0,7$ $42,5e$ $0,0175$ м 7 $0,65$ $0,07$ $221,5$ м/с $0,211$ м $13,8$ м/с $206,4$ м/с $169,2$ м/с Примечание Рекомендуется $5... 15e$ Рекомендуется $0,7... 1,0$ Отличие данного D_2 от определенного в п.36 менее 2% $C_{2m} = \frac{\%}{\{nD_2b_2\}}$ Расчет отводящих устройств 79. 80. Диаметр входа ЛНА Диаметр выхода ЛНА D_3 A.69) A.75) $0,223$ м $0,257$ м Выбираем отвод, состо- состоящий из кольцевого ЛНА, спирального сборника и прямого ко- конического диффузора 65

Продолжение таблицы № п/п 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. Наименование Угол выхода потока из колеса Ширина ЛНА Угол входа потока в ЛНА Входной угол лопатки ЛНА Выходной угол лопат- лопатки ЛНА Длина хорды лопатки Шаг решетки ЛНА на среднем диаметре Число лопаток ЛНА Меридиональная скоро- скорость на выходе из ЛНА Окружная составляю- составляющая абсолютной скоро- скорости на выходе из ЛНА Скорость потока в гор- горле спирального сборни- сборника Площадь сечения гор- горла спирали Диаметр горла спирали Площадь сечения выхо- выхода из конического диф- диффузора Диаметр выхода из на- насоса Эквивалентный угол ко- конического диффузора Длина конического диффузора Обозна- Обозначение Ъъ «3 азл Щл ъл tcr ?лна САт САи СТ dr FBVX A>ых Оэ /к.д Фор- Формула A.70) A.71) A.72) A.73) A.74) A.76) A.77) A.78) A.79) A.81) A.83) A.84) A.90) A.91) - - A.92) Значение $4,7e$ $0,019$ м $4,5e$ $4,5e$ $10e$ $0,135$ м $0,084$ м 9 $10,4$ м/с $59,2$ м/с $44,4$ м/с $3,60$ $10m^2$ $0,068$ м $5,33$ $10 \sim 3m^2$ $0,082$ м $8e$ $0,100$ м

Примечание Принимаем $\beta_a = \beta_g$ - Принимаем $c_{\text{вх}} = 30$ м/с
 Рекомендуется 6 ... 12° Расчет потерь энергии, КПД и мощности насоса
 98. 99. 100. Потери энергии в под- подводе Потери энергии в шнеке
 Относительная скоро- скорость на входе в центро- центробежное
 колесо ?подв и m B.2) B.4) B.6) 21,6 Дж/кг 2023,2 Дж/кг 94,5 м/с 66

Продолжение таблицы № п/п 101. 102. 103. 104. 105. 106. 107. 108.
 109. 110. 111. 112. 113. 114. 115. 116. 117. 118. 119. 120. 121. 122.
 Наименование Потери энергии в цент- центробежном колесе Площадь
 сечения гор- горла ЛНА Скорость потока в гор- горле ЛНА Площадь
 выходного се- сечения ЛНА Длина диффузора ЛНА Эквивалентный
 угол диффузора ЛНА Коэффициент потерь ЛНА Потери энергии в
 ЛНА Потери энергии в спи- спиральном сборнике Коэффициент
 потерь конического диффузора Потери энергии в кони- коническом
 диффузоре Гидравлические потери в насосе Теоретический напор
 насоса Гидравлический КПД насоса Гидравлический КПД колеса
 Диаметр проходного се- сечения уплотнения Коэффициент расхода
 уплотнения Расход утечек Расходный КПД насоса Число Рейнольдса
 дис- дисков колеса Коэффициент трения диска Мощность дискового
 трения Обозна- Обозначение и /л.г Сл.г /4 /д «д Сд Дина и ^Д ?к.Д Ъг
 ят Лг Цг.х Ду Уу Лр Re Стр.д "тр.д Фор- Формула B.5) B.8) B.8) B.9)
 B.10) B.9) B.9) B.8) B.12) B.14) B.13) B.1) B.18) B.19) B.23) - B.22)
 B.21) B.20) B.24) B.24) Значение 1340,4 Дж/кг 1,16 Ю^м2 153,3 м/с
 2,96 ИГ4 м2 0,052 м 8е 0,187 2196,7 Дж/кг 174,9 Дж/кг 0,126 124,0 Дж/
 кг 5880,8 Дж/кг 35530,8 Дж/кг 0,83 0,96 0,150 м 0,53 0,009 м3/с 0,95
 1,21 108 8,94 -ЮГ4 244,55 кВт Примечание Принимаем ?*= 0,3 Без
 учета толщины ло- лопаток Принимаем ?с= 0,1 Принимаем />y= Д)+
 0,010 Принимаем X= 0,04; /y/6y= 100 Принимаем бу= 0,0001 Re= cor^/v
 67

Окончание таблицы № п/п 123. 124. 125. 126. 127. Наименование
 Дисковый КПД насоса Внутренний мощност- ной КПД насоса
 Механический КПД на- насоса Полный КПД насоса Мощность,
 потребляе- потребляемая насосом Обозна- Обозначение Лд Лвн Лмех
 Ли Фор- Формула B.25) B.26) B.27) B.28) B.30) Значение 0,96 • 0,76
 0,96 0,73 7343,45 кВт Примечание Задаемся Энергетические
 характеристики насоса 128. 129. 130. Напорная характери-

Оборонгиз, 1960. 6. Овсянников Б.В. Определение основных размеров насоса при проектировании двигательных и энергетических установок. — М.: МАИ, 1990. 7. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1971. 8. Петров В.И., Чебаевский В.Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. — М.: Машиностроение, 1982. 9. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. — М.: Машгиз, 1960. 10. Степанов А.М. Центробежные и осевые насосы. — М.: Машгиз, 1960.

ОГЛАВЛЕНИЕ Условные обозначения 3 Индексы 3 1. Определение угловой скорости и основных параметров насоса 4 1.1. Устройство и основные параметры 4 1.2. Исходные данные для расчета; 7 1.3. Определение угловой скорости и диаметров шнека 8 1.4. Определение размеров входа в центробежное колесо 15 1.5. Определение наружного диаметра колеса 16 1.6. Совместная работа центробежного колеса и шнека. Определение шага шнека 17 1.7. Профилирование шнека 21 1.8. Выбор и определение размеров подвода 23 1.9. Поверочный кавитационный расчет 25 1.10. Расчет центробежного колеса 26 1.11. Профилирование лопаток центробежного колеса 30 1.12. Профилирование лопаток двоякой кривизны методом конформных отображений 35 1.13. Расчет отводящих устройств .. ^ 39 2. Расчет потерь энергии, КПД и мощности насоса на расчетном режиме. 46 3. Расчет энергетических характеристик * 53 3.1. Напорная характеристика насоса 53 3.2. Зависимость КПД насоса от расхода 54 3.3. Мощностная характеристика насоса 54 3.4. Срывная кавитационная характеристика насоса 55 4. Особенности расчета водородных насосов 57 5. Расчет шнекоцентробежного насоса окислителя 60 Литература 70 71

Тем.план 1996, поз. 28 Овсянников Борис Викторович Селифонов Василий Серафимович Черваков Валерий Васильевич РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА Редактор ЛЯ. Борисова Техн. редактор В.Н. Горячева Сдано в набор 25.10.95. Подписано в печать 10.07.96 Бум.офсетная. Формат 60х84 1/16. Печать офсетная Усл.печ.л. 4,18. Уч.-изд.л. 4,25. Тираж 500 Зак. 2178/1064. С.

84 Типография издательства МАИ 125871, Москва, Волоколамское шоссе, 4