Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана Калужский филиал

Е.В. Карева, А.И. Савельев, С.С. Панаиотти

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОСЕВЫХ СИЛ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Руководство пользователя

Калуга 2009 УДК 621.5 ББК 31.56 К 16

Рецензент: к.т.н. Карышев А.К. (КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана)

К 16 Карева Е.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И.

Автоматизированное проектирование автоматических устройств для уравновешивания осевых сил в центробежных насосах / Руководство пользователя. — Калуга. — 2009. — 40 с.

Описаны принцип действия и методика расчета автоматических устройств для уравновешивания осевых сил в многоступенчатых питательных и конденсатных насосах, а также в одноступенчатых насосах АЭС, в турбонасосных агрегатах двигателей летательных аппаратов, в химических и других насосах. Разработанная программа для ПЭВМ функционирует в среде Microsoft Excel.

Руководство предназначено для специалистов, занимающихся расчетом и проектированием лопастных насосов, и студентов специальности «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» при работе над дипломным проектом.

Ил. 7. Табл. 7. Библиогр. 18 назв.

УДК 621.5 ББК 31.56

© Карева Е.В., Савельев А.И., Панаиотти С.С., 2009 ©Издательство КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

| A | — | осевая сила, Н; |
|-------------------------|---|--|
| b | | зазор, м; |
| c_p | | удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К); |
| d, D | | диаметр, м; |
| D_0 | | приведенный входной диаметр рабочего колеса, м; |
| f | | площадь, м ² |
| $F_{_{ m I\!I}}$ | | осевая сила на диске гидропяты, Н; |
| <i>g</i> = 9,81 | | ускорение свободного падения, м/с ² ; |
| H | | напор, м |
| $H_{_{ m T}}$ | — | удельная работа колеса (теоретический напор), м; |
| $H_{\text{пот}}$ | | потенциальный напор колеса, м; |
| $h_{_{\Pi}}$ | | потеря удельной энергии, м; |
| Δh | | кавитационный запас, м |
| i | | удельная энтальпия, Дж/кг; |
| l, L | | длина, м; |
| n | | число ступеней насоса; |
| $n_{_{ m H}}$ | | частота вращения, об/мин; |
| N | | мощность, кВт; |
| р | | давление, Па |
| $p_{_{\mathrm{H},\Pi}}$ | — | давление насыщенного пара жидкости, Па; |
| Δp | | перепад давлений, Па; |
| Q | | объемная подача, расход, м ³ /с; |
| <i>r</i> , <i>R</i> | — | радиус, м; |
| t | — | температура, °С; |
| T = t + 273,15 | — | абсолютная температура, К; |
| $U = \omega r$ | | окружная (переносная) скорость, м/с; |
| V, W | | абсолютная, относительная скорость, м/с; |
| | | |

Z — число лопастей;

3.09.2009 (v.11)

- Δ эквивалентная шероховатость поверхности, м;
- ζ коэффициент местного сопротивления;
- η коэффициент полезного действия;
- λ коэффициент трения;
- μ коэффициент расхода;
- v кинематическая вязкость, m^2/c ;
- ρ плотность, кг/м³;
- χ коэффициент сжатия;
- ψ коэффициент стеснения;

 $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость, рад/с

Индексы

ат — атмосферный; в — вала; вх — входа; вых — выхода; г — гидравлический; доп — допускаемый; к — колеса; кр — критический; л — лопасти; м — механический; н — насоса; н.п — насыщенного пара; о — объемный; опт — оптимальный; подв — подвода; п потерь; р — расчетный; ср — средний; т — теоретический; у — утечки; ц — центробежного колеса, э — экспериментальный; *m* — меридианные составляющие скорости; тах — максимальный; min — минимальный; *u* — окружные составляющие скорости;

0 — горловина РК; 1 — вход в РК; 2 — выход из РК; [—]— относительная величина.

Сокращения

АЭС — атомная электростанция; ГП — гидропята; КПД — коэффициент полезного действия; КЭ — кавитационная эрозия; ЛТ — линия тока; РК — рабочее колесо; ТЗ — техническое задание; ТЭС тепловая электростанция; ЦК — центробежное рабочее колесо.

введение

Для уравновешивания осевых сил, действующих на рабочее колесо или ротор лопастного насоса, применяются различные автоматические устройства. Излагается элементарная теория расчета осевых сил. Описываются принцип и расчет гидравлической пяты, которая широко применяется для уравновешивания осевой силы, действующей на ротор многоступенчатого насоса. Кроме того, приводится расчет автоматического устройства с кольцевой и торцовой щелями, расположенными на ведущем диске рабочего колеса. Изложены только статические расчеты, динамика устройств для уравновешивания осевых сил в данном руководстве не рассматривается. Статические расчеты основаны на предположении, что в полостях между дисками рабочих колес и корпусом жидкость вращается как твердое тело с угловой скоростью, равной половине угловой скорости ротора. Поэтому все расчеты приближенные. Более точные расчеты, основанные на решении уравнений движения жидкости в пазухах приведены в работе [1].

1. ОСЕВАЯ СИЛА НА РОТОРЕ НАСОСА

В целом изложенные ниже расчеты осевой силы и гидропяты выполнены согласно работе [5]. Воспользуемся теоремой об изменении количества движения и подсчитаем силу, действующую на рабочее колесо (рис. 1.1). Проведем замкнутую контрольную поверхность вращения abcdea'b'c'd'e', отделяющую рабочее колесо и рассматриваемую область потока от остальной массы жидкости и вала. На участках aba'b' и cdc'd' граница пересекает поток. На участках bcb'c' и ded'e'она проведена по поверхности дисков рабочего колеса. На участках аа' и ее' граница пересекает вал. На контрольной поверхности приложены силы давления, которые дают проекцию на ось z. Касательные силы проекций на эту ось не дают. В сечениях вала *aa'* и *ee'* действуют растягивающие напряжения, которые дают силы реакции. Их равнодействующая равна Â и направлена, как показано на рисунке. Хотя абсолютное движение в рассматриваемой области неустановившееся, при установившемся относительном потоке секундное изменение количества движения в проекции на ось z равно сумме проекций на ту же ось сил, действующих на выделенный объем жидкости:

$$\rho Q_{\kappa} \left(V_{2m} \cos \varepsilon_2 - V_{0m} \right) = -2\pi \int_{R_0}^{R_y} \left(p_{\Pi} - p_{\Pi} \right) r dr + A \,. \tag{1.1}$$

В этом уравнении расход через РК

$$Q_{\rm K} = Q_{\rm H} / \eta_{\rm o} , \qquad (1.2)$$

меридианная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК

$$V_{2m} = Q_{\kappa} / 2\pi R_2 b_2 \psi_2 , \qquad (1.3)$$

коэффициент стеснения на выходе из РК

$$\psi_2 = 1 - (Z_1 + Z_2) \sigma_2 / 2\pi R_2 \sin \beta_{2\pi} , \qquad (1.4)$$

меридианная составляющая абсолютной скорости на входе в РК

$$V_{0m} = 4Q_{\rm \kappa} / \pi D_0^2 , \qquad (1.5)$$

а угол ε_2 между вектором скорости V_{2m} и осью z выбирается из чертежа.

Предполагаем, что в боковых зазорах между неподвижными и вращающимися стенками движение жидкости осесимметричное и что изменение давления *р* вдоль радиуса *r* подчиняется уравнению Эйлера





7— камера за диском; 8 — отводящий трубопровод; 9 — уплотнение вала

3.09.2009 (v.11)

$$-dp/dr = \rho V_u^2 / r , \qquad (1.6)$$

в котором окружная составляющая скорости жидкости

$$V_{\mu} = \omega r/2$$
.

При таком распределении окружной скорости жидкость вращается как твердое тело с угловой скоростью

$$\omega_{\rm sc} = \omega/2 \,. \tag{1.7}$$

Давление в зазоре между диском рабочего колеса и стенкой корпуса (пазухе) определяется зависимостью:

$$dp = -\rho \omega^2 r dr / 4 \,. \tag{1.8}$$

Итегрируя в соответствующих пределах

$$\int_{p_2}^{p} dp = -\frac{\rho \omega^2}{4} \int_{R_2}^{r} r dr , \qquad (1.9)$$

получим параболический закон изменения давления вдоль радиуса

$$p = p_2 - \rho \omega^2 \left(R_2^2 - r^2 \right) / 8.$$
 (1.10)

При уменьшении радиуса в интервале $R_2 \ge r \ge R_0$ давление справа уменьшается, как показано на рис. 1*а*. В интервале радиусов $R_2 \ge r \ge R_y$ давление слева уменьшается по тому же закону (). Затем в щели уплотнения давление уменьшается до давления p_1 на входе в рабочее колесо и далее на границе области потока *aba'b'* остается постоянным, как показано на рис. 1*а*. Разница давлений

$$p_{\pi} - p_{\pi} = p_2 - p_1 - \rho \omega^2 \left(R_2^2 - r^2 \right) / 8.$$
 (1.11)

Поэтому

$$\int_{R_{y}}^{R_{2}} (p_{\Pi} - p_{\Pi}) r dr = \rho g H_{\Pi OT} - \frac{\rho \omega^{2} R^{2}}{8} \int_{R_{y}}^{R_{2}} r dr + \rho \omega^{2} \int_{R_{y}}^{R_{2}} \frac{r^{2} d(r^{2})}{16} =$$
$$= \rho g \frac{R_{y}^{2} - R_{0}^{2}}{2} \left[H_{\Pi OT} - \frac{\rho \omega^{2} R^{2}}{8g} \left(1 - \frac{R_{y}^{2} + R_{0}^{2}}{2R_{2}^{2}} \right) \right]. (1.12)$$

После подстановки значения интеграла в (1.1) получим силу, действующую на рабочее колесо последней или промежуточной *i*-ступени:

$$A_{i} = \pi \rho g \left(R_{y}^{2} - R_{0}^{2} \right) \left[H_{\text{nor}} - \frac{U_{2}^{2}}{8g} \left(1 - \frac{R_{y}^{2} + R_{0}^{2}}{2R_{2}^{2}} \right) \right] - \rho Q_{\kappa} \left(V_{0m} - V_{2m} \cos \varepsilon_{2} / \psi_{2} \right), \quad (1.13)$$

где *R*_v — наименьший радиус щели уплотнения на РК;

 R_0 — радиус втулки РК;

 R_2 — наружный радиус РК.

Потенциальный напор РК

$$H_{\rm nor} = H_{\rm T} \left(1 - g H_{\rm T} / 2U_2^2 \right). \tag{1.14}$$

Сила направлена против положительного направления оси *z*. Первое слагаемое в уравнении (1.13) обусловлено разницей давлений на правую и левую части контрольной поверхности. Второе слагаемое называют динамической реакцией потока на рабочее колесо. Обычно первое слагаемое значительно больше второго. Действующая на ротор осевая сила равна сумме осевых сил, приложенных каждому рабочему колесу.

$$\sum_{i=1}^{n} A_i = nA_i \,. \tag{1.15}$$

Как показано в работе [7], модель движения жидкости (1.7) является весьма грубой. На распределение скоростей и давлений влияют размеры и форма пазух, шероховатость стенок, направление и значение расхода радиального течения в пазухе, моменты скорости на входе в пазухи. Поэтому расчет осевой силы по уравнению (1.113) достаточно приближенный. Отношение \overline{A} осевой силы, подсчитанной с учетом токов жидкости в пазухах [13], к осевой силе, вычисленной по уравнению (1.13), приведено в табл. П.2. В среднем, фактическая осевая сила в 1,4...1,7 раза превышает расчетную по (1.13). Более точные расчеты представлены в работе [1].

2. ГИДРОПЯТА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО НАСОСА

Обычно гидропята применяется для уравновешивания осевой силы на роторе многоступенчатых насосов. Рабочее колесо последней ступени и основные элементы гидропяты показаны на рис. 1.1. На валу насоса закрепляется диск 6 гидропяты. Небольшая часть подаваемой рабочим колесом l жидкости с объемным расходом $q_{\rm rn}$ поступает через кольцевую щель 2 в промежуточную камеру 3. Далее через торцовый зазор 4 жидкость направляется в камеру 7 за диском и по отводящему трубопроводу 10 к всасывающему патрубку насоса. Распределения давлений на левой и правой поверхностях диска представлены на рис. 1в. В среднем давление на левую сторону диска больше, чем на правую. Поэтому на диск гидропяты действует сила F_d, направленая в сторону положительной оси z и уравновешивающая осевую силу ΣA_i на роторе, направленную в противоположную сторону. Гидропята является автоматическим устройством. Если осевая сила на роторе увеличилась, то он сдвигается влево. Сопротивление кольцевой щели не изменяется, а торцовой щели увеличивается. Поэтому расход через гидропяту уменьшается, давление в камере 7 возрастает и сила на диске увеличивается пока не установится равновесие при большем значении осевой силы.

При проектировании гидропяты решается прямая задача: задаем ее размеры и находим действующую на диск силу, расход в системе разгрузки и т.д.

2.1. РАСЧЕТ ГИДРОПЯТЫ

Проведем замкнутую контрольную поверхность вращения, показанную на рис. 1.1 штрихпунктирной линией, приложим в сечении вала действующую на ротор суммарную осевую силу $\sum A_i$, построим эпюры давлений на левой и правой частях контрольной поверхности и рассчитаем силу F_d на диске гидропяты. 3.09.2009 (v.11)

Перепад давлений на кольцевой и торцовой щелях

$$\Delta p = p_3 - p_5. \tag{2.1}$$

Давление перед кольцевой щелью

$$p_{3} = p_{\text{BX, JOH}} + \rho g H_{i}(n-1) + \rho g H_{\text{HOT}} - \frac{\rho \omega^{2}}{8} (R_{2}^{2} - R_{0}^{2}), \qquad (2.2)$$

где $p_{\rm вх,доп}$ — давление на входе в насос, H_i — напор промежуточной ступени, n — число ступеней, $H_{\rm nor}$ — потенциальный напор рабочего колеса последней ступени с наружным радиусом R_2 по уравнению (1.14). Последний член в уравнении (2.2) учитывает понижение давления к оси вследствие вращения жидкости в пазухе между ведущим диском рабочего колеса и стенкой корпуса. Для многоступенчатых высоконапорных насосов этим членом можно пренебречь.

Пренебрегая ввиду малости скоростными напорами и геометрическими высотами, составим уравнение энергии для потока жидкости из камеры 7 через отводящий трубопровод 8 во всасывающий патрубок насоса:

$$p_5 = p_{\text{BX,QOII}} + \Delta p_2 \,, \tag{2.3}$$

где Δp_2 — потеря давления (напора) на трение и местные сопротивления. Подставляя (1.17) и (1.18) в уравнение (1.16), получим перепад давлений на кольцевой и торцовой щелях:

$$\Delta p = \rho g \left[H_i(n-1) + H_{\text{nor}} \right] - \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2) - \Delta p_2 \,. \tag{2.4}$$

В первом приближении в уравнении (1.19) можно считать $\Delta p_2 = 0$.

Перепад давлений на диске гидропяты (торцовой щели)

$$\Delta p_1 = p_4 - p_5 = \beta \cdot \Delta p , \qquad (2.5)$$

где $\beta = \Delta p_1 / \Delta p < 1$ — относительный перепад давлений.

Перепад давлений на кольцевой щели

$$\Delta p_0 = p_0 - p_4 = (1 - \beta) \Delta p .$$
 (2.6)

При линейном законе изменения разности давлений на диске в интервале $R_e \le r \le R_a$ она $\Delta p(r) = \Delta p_1 (1 - \varphi) (R_a - r) / (R_a - R_e)$. Поэтому действующая на диск осевая сила,

$$F_{d} = \pi \left(R_{a}^{2} - R_{0}^{2}\right) \Delta p_{1} + \int_{R_{e}}^{R_{a}} \Delta p \left(1 - \varphi\right) \frac{R_{a} - r}{R_{a} - R_{e}} 2\pi r dr = \psi \pi \left(R_{a}^{2} - R_{0}^{2}\right) \Delta p_{1}, \quad (2.7)$$

где ψ — коэффициент, учитывающий закон распределения разности давлений на поверхности диска. Этот коэффициент

3.09.2009 (v.11)

$$\Psi = \frac{(1-\varphi)(1+R_e/R_a) + (1+2\varphi)(R_e/R_a)^2 - 3(R_0/R_a)^2}{3\left[1-(R_0/R_a)^2\right]}.$$
 (2.8)

Положим коэффициенты сопротивления при вхорде в цилиндрическую и торцовые щели равными 0,3, а коэффициенты сопротивления при выходе из них равными 1. Относительное уменьшение давления ф при входе в торцовый зазор связано с коэффициентом расхода μ_1 торцовой щели уравнением

$$\phi = 1, 3\mu_1^2$$

Расходы, коэффициенты расхода, площади щелей и площадь отводящего трубопровода соответственно равны:

$$Q_0 = \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{\rho}}, \quad \mu_0 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_0 l_0}{2b_0} + 1.3}}, \quad f_0 = 2\pi R_0 b_0.$$
(2.9)

$$Q_{1} = \mu_{1} f_{1} \sqrt{\frac{2\Delta p_{1}}{\rho}}, \quad \mu_{1} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_{1} l_{1}}{2b_{1}} \frac{R_{e}}{R_{a}} + \left(\frac{R_{e}}{R_{a}}\right)^{2} + 0.3}}, \quad f_{1} = 2\pi R_{e} b_{1}. \quad (2.10)$$

$$Q_2 = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}}, \quad \mu_2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \zeta_{BX} + \sum \zeta + 1}}, \quad f_2 = \pi \frac{d_2^2}{4}, (2.11)$$

где $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на отводящем трубопроводе.

Уравнение баланса расходов

$$Q_0 = Q_1 = Q_2 \,. \tag{2.12}$$

Относительный расход жидкости через гидропяту

$$\overline{q}_{\rm rm} = Q_1 / Q \,. \tag{2.13}$$

Коэффициенты сопротивления λ щелей рассчитываются как для круглых труб радиусом *R* с равномерной абсолютной шероховатостью *k* (рис. П.1). Если абсолютная *эквивалентная шероховатость* поверхностей щели равна Δ и зазор в торцовой или цилиндрической щели равен *b*, то ее гидравлический радиус $R_{\rm r} = b/2$, а гидравлический диаметр $D_{\rm r} = 4R_{\rm r} = 2b$. Поэтому на рис. П.1 отношение $R/k = b/\Delta$. Число Рейнольдса Re = $4R_{\rm r}V/\nu$, где V — характерная скорость для соответствующего дросселя. В цилиндрической и торцовых щелях, а также в отводящем трубопроводе, жидкость движется с большими числами Рейнольдса $\text{Re} \approx 10^5$. Как правило, из-за малых размеров щели имеют большие относительные шероховатости $\Delta/D_r > 0,01$. Поэтому будем предполагать, что закон сопротивления квадратичный и вычислять коэффициент трения по формуле Прандтля-Никурадзе [15]:

$$\lambda = 1 / [21g(R/k) + 1,74]^2, \qquad (2.14)$$

Число Рейнольдса кольцевой щели

$$\operatorname{Re}_{0} = 2b_{0}\sqrt{V_{0z}^{2} + V_{0u}^{2}} / \nu , \qquad (2.15)$$

где осевая V_{0z} и окружная V_{0u} скорости жидкости

$$V_{0z} = Q_0 / 2 \pi R_0 b_0, \qquad (2.16)$$

$$V_{0u} = \pi n R_0 / 60 . \tag{2.17}$$

Тоже для торцовой щели:

$$\operatorname{Re}_{1} = 2b_{1}V_{1}/\nu = 2b_{1}Q_{1}/2\pi R_{e}b_{1}\nu = Q_{1}/\pi d_{2}\nu. \qquad (2.18)$$

Тоже для отводящего трубопровода:

$$\operatorname{Re}_{2} = V_{2}d_{2}/\nu = 4Q_{2}/\pi d_{2}\nu . \qquad (2.19)$$

Коэффициент сопротивления кольцевой щели

$$\lambda_0 = \Lambda \sqrt{1 + \frac{1}{\left(1 + 1, 3\sqrt{\Lambda}\right)^2} \left(\frac{V_{0u}}{V_0}\right)^2}, \qquad (2.20)$$

где

$$\Lambda = 1 / \left[2 \lg (b_0 / \Delta) + 1,74 \right]^2$$
 (2.21)

Коэффициент сопротивления торцовой щели

$$\lambda_1 = 1 / [2 \lg(b_1 / \Delta) + 1, 74]^2.$$
 (2.22)

Коэффициент сопротивления отводящего трубопровода

$$\lambda_2 = 1 / \left[2 \lg (d_2 / 2 \Delta_2) + 1,74 \right]^2.$$
 (2.23)

Из уравнений (2.5), (2.6), (2.9), и (2.11), следует, что коэффициент расхода кольцевой щели

$$\mu_0 = \left(\mu_1 R_e b_1 / R_0 b_0\right) \sqrt{\beta / (1 - \beta)} , \qquad (2.24)$$

а ее длина

$$l_0 = 2b_0 \left(1/\mu_0^2 - 1, 3 \right) / \lambda_0 \,. \tag{2.25}$$

13

Далее, сообразуясь с установочным чертежом насоса, задаемся формой отводящего трубопровода: l_2 , d_2 , Δ , $\zeta_{\rm BX}$, $\sum \zeta$. Из первого уравнениия (1.26) находим

$$\Delta p_2 = \rho \left(Q_1 / \mu_2 f_2 \right)^2 / 2 , \qquad (2.26)$$

где μ_2 и f_2 вычисляются по уравнениям (1.26).

При движении жидкости через насос и саму гидропяту температура жидкости повышается. Во избежание кавитации при движении жидкости из камеры за гидропятой по отводящему трубопроводу во всасывающий патрубок насоса необходимо, чтобы статическое давление на этом пути превышало давление насыщенного пара $p_{\rm H,II}(t_5)$ при температуре жидкости t_5 . Опасным сечением является сечение C - C в отводящем трубопроводе (рис. 1.1*г*). Для безкавитационной работы необходимо, чтобы

$$p_c > p_{\text{H.II}}(t_5).$$
 (2.27)

Принимая во внимание данные [14], рассчитаем температуру жидкости t_5 в камере за диском гидропяты и найдем $p_{\text{H,II}}(t_5)$.

Удельная энтальпия в Дж/кг жидкости в этой камере

$$i_5 = i_{\rm BX} + \Delta i_{\rm H} + \Delta i_{\rm TII} ,$$
 (2.28)

где *i*_{вх} — энтальпия жидкости на входе в насос;

 $\Delta i_{\rm H}$ — увеличение энтальпии в насосе между входным и выходным сечениями *вх* — *вых*;

 $\Delta i_{\rm rn}$ — увеличение энтальпии в гидропяте между точками 3 — 5. Предполагаем, что энтальпия на входе в кольцевую щель равна энтальпии на выходе из насоса $i_3 = i_{\rm вых}$. Пренебрегаем изменениями кинетической энергии и энергии положения жидкости, а также отводом тепла в окружающую среду при движении жидкости от входного до выходного патрубков насоса. В таком случае в соответствии с первым законом термодинамики подведенная к жидкости элементарная удельная работа *dl* затрачивается на увеличение удельной энтальпии жидкости *di*:

$$dl = di . (2.29)$$

Поэтому

$$\Delta i_{\rm H} = gH/\eta, \qquad (2.30)$$

где *gH* — массовый напор насоса, Дж/кг;

 η — КПД насоса.

3.09.2009 (v.11)

Увеличение энтальпии жидкости при ее движении через кольцевую и торцовую щели

$$\Delta i_{\rm rm} = N_{\rm T,rm} / \rho q_{\rm rm} , \qquad (2.31)$$

где

$$N_{\mathrm{T,F\Pi}} = N_{\mathrm{TK,F\Pi}} + N_{\mathrm{TZ,F\Pi}} \tag{2.32}$$

В этом уравнении $N_{\text{тк.гп}}$ и $N_{\text{тд.гп}}$ — мощности жидкостного трения втулки в кольцевой щели и диска гидропяты соответственно.

Энтальпия жидкости при входе в насос определяется по таблицам термодинамических свойств жидкости

$$i_{\rm BX} = f\left(t_{\rm BX}, p_{\rm BX, \text{ДОП}}\right). \tag{2.33}$$

Вычислив по уравнениям (2.28) ...(2.31) энтальпию *i*₅, по вышеуказанным таблицам найдем температуру

$$t_5 = f(i_5, p_5)$$
(2.34)

и давление насыщенного пара

$$p_{\rm H,\Pi} = f\left(t_5\right). \tag{2.35}$$

Для жидкостей с температурой, значительно меньшей критической $di \approx c_p dT$, (2.36)

причем $c_p(T, p) \approx \text{const}$. Поэтому повышение энтальпии в насосе $\Delta i_{\text{H}} \approx c_p \Delta t_{\text{H}}$. Следовательно, на основании (2.36) повышение температуры в насосе

$$\Delta t_{\rm H} = \Delta i_{\rm H} / c_p = g H / \eta c_p , \qquad (2.37)$$

а повышение температуры в гидропяте

$$\Delta t_{\rm rn} = \Delta i_{\rm rn} / c_p = N_{\rm T,rn} / \rho q_{\rm rn} c_p . \qquad (2.38)$$

Поэтому температура в камере за диском

$$t_5 = t_{\rm\scriptscriptstyle BX} + \Delta t_{\rm\scriptscriptstyle H} + \Delta t_{\rm\scriptscriptstyle \Gamma\Pi} \,. \tag{2.39}$$

Так как $\eta = \rho g Q H / N$, то после подстановки в () получим

$$\Delta t_{\rm H} = N / \rho Q c_p \,. \tag{2.40}$$

Из этого выражения видно, что с увеличением потребляемой насосом мощности подогрев жидкости в насосе увеличивается. Так как при уменьшении подачи $Q < Q_{\text{опт}}$ данного насоса КПД уменьшается, а напор меняется мало (низкие n_s) или увеличивается (средние и высокие n_s), то в соответствии с (2.37) подогрев жидкости усиливается.

Можно показать, что повышение температуры жидкости в гидропяте многоступенчатого насоса значительно меньше, чем в самом на3.09.2009 (v.11)

сосе. Оно уменьшается с увеличением числа ступеней. Заметим, что при малой температуре жидкости, ее подогрев существенно не влияет на давление насыщенного пара, что уменьшает погрешность расчета $p_{5 \text{ kp}}$.

На основании уравнения баланса энергий давление в камере за гидропятой

$$p_5 = p_c + \rho V_c^2 \left(1 + \zeta_c \right) / 2, \qquad (2.41)$$

В соответствии с уравнением расхода

$$V_c = V_2 / \chi_2 , \qquad (2.42)$$

где коэффициент сжатия струи $\chi = f_c/f_2$ представляет собой отношение площади струи f_c в месте наибольшего сжатия к площади трубопровода $f_2 = \pi d_2^2/4$ (рис. 2.2). Пренебрегая в (2.41) коэффициентом сопротивления при сжатии струи $\zeta_c \approx 0.06 \ll 1$,найдем:

$$p_5 = p_c + \rho V_2^2 / 2\chi_2^2.$$
 (2.43)

Принимая во внимание (2.27), абсолютное критическое давление в камере за диском гидропяты

$$p_{5\kappa p} = p_{\rm H,\Pi}(t_5) + \rho V_2^2 / 2\chi_2^2 . \qquad (2.44)$$

При работе гидропяты в камере за диском устанавливается вполне определенное давление. Найдем это давление. По определению кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{\rm goin} = \frac{p_{\rm BX, \rm goin} - p_{\rm H, \rm II}(t_{\rm BX})}{\rho g} + \frac{V_{\rm BX}^2}{2g}, \qquad (2.45)$$

где давление насыщенного пара $p_{\rm H,II}(t_{\rm BX})$ подсчитывается по температуре $t_{\rm BX}$ перекачиваемой жидкости на входе в насос. Пренебрегая ввиду малости скоростным напором,

$$p_{\rm BX, \rm don} = \rho g \Delta h_{\rm don} + p_{\rm H, \rm II} \left(t_{\rm BX} \right). \tag{2.46}$$

Подставляя эту величину в уравнение (2.45), найдем абсолютное давление в камере за диском гидропяты

$$p_5 = \rho g \Delta h_{\text{don}} + p_{\text{H.II}} \left(t_{\text{BX}} \right) + \Delta p_2 , \qquad (2.47)$$

где Δp_2 рассчитывается по уравнению (2.26). Чтобы предотвратить кавитацию гидропяты это давление должно быть больше или равно критическому,

$$p_5 \ge p_{5\kappa p} \,. \tag{2.48}$$

Существует еще одно место, где давление меньше, чем в камере за диском гидропяты. Для того чтобы выходящая из торцового зазора струя жидкости с большой кинетической энергией не размывала детали крепления подпятника гидропяты, меняют направление потока (рис. 1.1 ∂). При этом струя сжимается, что уменьшает давление по сравнению с таковым в камере. Вследствие вращения диска найти аналитически коэффициент сжатия струи пока не удается.

Отводящий трубопровод гидропяты подает утечку жидкости $q_{\rm rn}$ во всасывающий патрубок насоса. Направленная поперек основного потока струя жидкости из отводящего трубопровода может вызвать неравномерное распределение скоростей на входе в ЦК первой ступени. Это приведет к уменьшению КПД насоса и ухудшению кавитационных качеств ЦК. Секундная кинетическая энергия тока утечки равна $\rho q_{\rm rn} V_2^2/2$. Секундная кинетическая энергия потока жидкости, поступающего во всасывающий патрубок насоса, составляет $\rho Q_{\rm H} V_{\rm Bx}^2/2$. Очевидно, что относительная кинетическая энергия $\varepsilon = \bar{q}_{\rm rn} (V_2/V_{\rm Bx})^2$. Так как $V_2 = 4q_{\rm rn}/\pi d_2^2$, а $V_{\rm Bx} = 4Q_{\rm H}/\pi D_{\rm Bx}^2$, то $\varepsilon = \bar{q}_{\rm rn}^3 (D_{\rm Bx}/d_2)^4$. (2.49)

Необходимо стремиться к уменьшению ε.

2.2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПЯТЫ

Давление насыщенного пара при температуре жидкости на входе в насос. Это давление выбирается в зависимости от температуры по табл. П.1 или рис. П.2, приведенной в «Приложении»:

$$p_{\rm H,\Pi} = f\left(t_{\rm BX}\right). \tag{2.50}$$

Давление насыщенного пара при температуре жидкости в камере за гидропятой. Это давление также выбирается по табл. П.1 или рис. П.2:

$$p_{\rm H,\Pi} = f\left(t_5\right). \tag{2.51}$$

Эквивалентная шероховатость. При шероховатости поверхностей Ra = 2,5...0,63 кольцевой щели, диска и подпятника эквивалентная шероховатость выбирается в соответствии с [5, 7, 12] равной:

$$\Delta = 0,01...0,005 \text{ MM}. \tag{2.52}$$

17

Таблииа 2.1

Торцовый зазор в зависимости от наружного радиуса диска

| <i>R</i> _{<i>a</i>} , мм | < 60 | 60100 | 100175 | >175 | | |
|-----------------------------------|---------|---------|---------|------|--|--|
| <i>b</i> ₁ , мм | 0,080,1 | 0,10,15 | 0,150,2 | 0,25 | | |

Торцовый зазор между диском гидропяты и подпятником. Он зависит от деформаций ротора, корпуса насоса, диска, допусков на изготовление и т.д. и назначается согласно работе [5, с. 211]

$$b_1 = (0,001...0,0012)R_a \tag{2.53}$$

и по данным справочника [6, с. 227], представленным в табл. 2.1.

Входной радиус торцовой щели. В первом приближении задается

$$R_a = (0, 7...1) R_2, \qquad (2.54)$$

а затем варьируется, чтобы получить необходимую силу F_d .

Внутренний радиус диска гидропяты. Обычно выбирают

$$R_e = (0, 7...0, 8) R_a \,. \tag{2.55}$$

Относительный перепад давлений на диске гидропяты. Рекомендуется [7, с. 123] назначать в пределах

$$\beta = 0, 3...0, 5. \tag{2.56}$$

Крайние значения $\beta = 0, 2...0, 8$. При увеличении β уменьшаются R_a и l_0 , однако увеличивается \overline{q}_{rn} и уменьшается коэффициент $\aleph = |dF_d/db_1|$ статической жесткости гидропяты как системы автоматического регулирования торцового зазора. В результате, малые изменения осевой силы на роторе приводят к большим изменениям торцового зазора, что увеличивает опасность контакта диска с подпятником ГП и появления задиров. Для иллюстрации вышеизложенного на рис. 2.1 представлены результаты расчетов трех вариантов гидропяты питательного насоса ПЭ-270-150 для восприятия одной и той же осевой силы $A = F_d = 250$ кH, у которых одна и та же F_d . Варианты отличаются значениями β , R_a , R_e , l_0 , \overline{q}_{rn} и графиками зависимости $F_d = f(b_1)$. При $\beta = 0,2$ наружный радиус диска превышает радиус рабочего колеса $(R_a = 1, 22R_2)$ и существенно увеличивается длина кольцевой щели $(l_0 = 300 \text{ мм} \approx 5R_0)$. При $\beta = 0.8$ заметно уменьшается коэффициент статической жесткости гидропяты. Фактическая осевая сила на роторе многоступенчатого насоса с последовательным



Рис. 2.1. Варианты гидропяты питательного насоса ПЭ-270-150: $F_d = 254 \text{ кH}$, $\Delta = 0.01 \text{ мм}$, $R_e/R_a = 0.072$, $R_0 = 61 \text{ мм}$, $b_0 = 0.3 \text{ мм}$ расположением рабочих колес может в 1,4...1,7 раза превышать таковую, рассчитанную без учета токов жидкости в зазорах между дисками рабочих колес и корпусом (табл. П.2). Поэтому вариант $\beta = 0.8$ является неприемлемым.

Радиус кольцевой щели. Обычно равен радиусу втулки центробежного колеса последней ступени со стороны ведущего диска

$$R_0 \approx d_1/2$$
. (2.57)

Радиальный зазор кольцевой щели. Выбирается примерно равным зазору в щелевом уплотнении рабочего колеса

$$b_0 \approx \delta_{\rm v}$$
. (2.58)

Длина отводящего трубопровода. Эта длина l_2 назначается в соответствии с установочным чертежом насоса.

Диаметр отводящего трубопровода. Диаметр *d*₂ задается так, чтобы выполнялось условие (2.67).

Эквивалентная шероховатость стенок отводящего трубопровода. Если он изготовлен из новой цельнотянутой стальной трубы, то поданным [13, с. 63]

$$\Delta_2 = 0,05...0,1 \text{ MM} . \tag{2.59}$$

Коэффициент сжатия и коэффициент сопротивления входного участка отводящего трубопровода. Зависит от формы входного участка трубопровода (рис. 2.2). Для уменьшения давления перед концевым уп-



Рис. 2.2. Схемы потоков на входе в отводящий трубопровод: *a* — острая кромка; *б* — закругленная кромка; *в* — сопло; *г* — фаска;

лотнением условие (2.48) должно выполняться при возможно более низком давлении $p_{5\kappa p}$. В соответствии с (2.44) для этого необходимо увеличивать χ_2 и d_2 . Эти требования влияют на форму входного участка отводящего трубопровода и его диаметр.

Если трубопровод имеет острую кромку S, то поток отрывается от нее и сжимается (рис. 2.2*a*). В сечении C-C сжатие максимальное. Затем поток расширяется, в точке A присоединяется к стенке и далее движется по трубопроводу, заполняя все его сечение. В области SAдлиной $l = (2...3)d_2$ имеются вихри. Потеря энергии при входе $h_{\text{п.вх}}$ равна сумме потерь при сжатии и расширении потока. Последняя определяется формулой Борда. Так что

$$h_{\text{n.bx}} = \zeta_{\text{c}} V_{\text{c}}^2 / 2g + (V_{\text{c}} - V_2)^2 / 2g . \qquad (2.60)$$

Принимая во внимание уравнение расхода (2.42), получим

$$h_{\rm II.BX} = \zeta_{\rm BX} V_2^2 / 2g , \qquad (2.61)$$

где

$$\zeta_{\rm BX} = \zeta_{\rm c} / \chi_2^2 + \left(1/\chi_2 - 1 \right)^2.$$
 (2.62)

20

Коэффициенты сопротивления и сжатия

| r/d_2 | 0 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,08 | 0,12 | 0,16 | ≥0,20 | |
|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|---|
| $\zeta_{\rm BX}$ | 0,50 | 0,43 | 0,36 | 0,31 | 0,26 | 0,22 | 0,20 | 0,15 | 0,09 | 0,06 | 0,03 | 0 |
| χ_2 | 0,58 | 0,60 | 0,62 | 0,64 | 0,66 | 0,68 | 0,69 | 0,72 | 0,77 | 0,80 | 0,85 | 1 |

Так как $\zeta_c \ll 1$, то опуская в этой формуле первое слагаемое найдем приближенный коэффициент сопротивления:

$$\zeta_{\rm BX} = \left(1/\chi_2 - 1\right)^2. \tag{2.63}$$

Поэтому коэффициент сжатия

$$\chi_2 = 1 / (1 + \sqrt{\zeta_{BX}}).$$
 (2.64)

Так как в действительности $\zeta_c > 0$, то формула (2.64) занижает χ_2 , что идет в запас. При закруглении входной кромки поток отрывается от нее в точке *S*, как показано на рис. 2*6*. Сжатие струи уменьшается. Коэффициент χ_2 можно рассчитать по той же формуле (2.64). В табл. 2 приведены экспериментальные коэффициенты сопротивления по данным [2, с. 103] и рассчитанные по формуле (2.64) коэффициенты сжатия. Даже небольшое закругление $r/d_2 \approx 0.05$ существенно уменьшает ζ_{px} и χ_2 .

Если вход в трубопровод выполнить в виде сопла, струя сжиматься не будет. В этом случае можно выбирать:

$$\chi_2 = 1;$$

 $\zeta_{\rm BX} = 0,03...0,06$. (2.65)

На входе в отводящий трубопровод можно выполнить коническую фаску с углом α при вершине конуса и размером m. По данным [2, с.105] коэффициент сопротивления $\zeta_{\rm BX}$ зависит от угла α и относительного размера фаски m/d_2 . При $\alpha = 0$ и $\alpha = 180^\circ$ имеем вход в трубопровод с острой кромкой, как на рис. 2.2*a*. В обоих случаях $\zeta_{\rm BX} = 0,5$. При увеличении угла в интервале $0 \le \alpha \le 180^\circ$ коэффициент сопротивления уменьшается, при $\alpha \approx 50^\circ$ достигает минимума, затем снова увеличивается. При $\alpha =$ сопst с увеличением m/d_2 коэффициент сопротивления $\zeta_{\rm BX}$ уменьшается. В табл. 2.3 приведены коэффициенты сопротивления $\zeta_{\rm BX} = f(\alpha, m/d_2)$ по данным [2, с.105] и рассчита-

Таблица 2.3

| m/d_2 | 0,025 | 0,05 | 0,075 | 0,10 | 0,15 | 0,60 | | | | | |
|----------------------|-------|------|-------|------|------|------|--|--|--|--|--|
| Угол конуса α = 50° | | | | | | | | | | | |
| $\zeta_{\rm bx}$ | 0,41 | 0,32 | 0,24 | 0,20 | 0,16 | 0,11 | | | | | |
| χ_2 | 0,61 | 0,64 | 0,67 | 0,69 | 0,72 | 0,75 | | | | | |
| Угол конуса α = 118° | | | | | | | | | | | |
| ζ_{bx} | 0,43 | 0,38 | 0,35 | 0,32 | 0,31 | 0,30 | | | | | |
| χ_2 | 0,60 | 0,62 | 0,63 | 0,64 | 0,64 | 0,65 | | | | | |

Коэффициенты сопротивления и сжатия при наличии фаски на кромке

нные по формуле (2,64) коэффициенты сжатия χ_2 . При первом угле $\alpha = 50^{\circ}$ получаем минимальный коэффициент сопротивления и минимальное сжатие потока. Второй угол $\alpha = 118^{\circ}$ соответствует углу заточки стандартного спирального сверла, с помощью которого удобно снимать фаску.

Из представленных данных очевидно, что наименьшее давление p_5 в камере будет, если вход в трубопровод выполнять по рис. 2.26 и 2.2*г* с углом фаски $\alpha \approx 50^\circ$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений на отводящем трубопроводе. Коэффициенты сопротивления колен, отводов и поворотов определяются по справочникам [2,13]. Например, по данным [13, c.41] при плавном повороте трубы круглого поперечного сечения на 90° и отношением радиуса гибки трубы к ее диаметру R/d = 2...6 можно принимать $\zeta = 0, 3...0, 2$ соответственно. Так что при двух поворотах на отводящем трубопроводе

$$\sum \zeta = 0, 6....0, 4.$$
 (2.66)

Давление в камере за диском. Чтобы обеспечить бескавитационную работу гидропяты это давление должно быть больше или равно критическому, $p_5 \ge p_{5 \text{кp}}$. Принимая во внимание погрешности расчета, необходимо назначить

$$p_5/p_{5\kappa p} = 1,1...1,2$$
 (2.67)

Если это условие не выполняется, то как следует из (2.26) и (2.47), следует уменьшить диаметр отводящего трубопровода d_2 , что увеличит Δp_2 и p_5 .

Для выбора концевого уплотнения вала со стороны гидропяты так-

же необходимо знать давление *p*₅ перед ним. Абсолютное давление определяется уравнением (2.47) и отображается на экране ПЭВМ. В конструкции насоса может применяться сальниковое или торцовое уплотнение вала. В качестве традиционных уплотнительных материалов используются набивки из асбестосодержащих, хлопчатобумажных и синтетических материалов с различными видами пропитки. Согласно данным [18], абсолютное давление перед ним не должно превышать

$$p_5 = 1 \text{ M}\Pi a$$
. (2.68)

Новые уплотнительные материалы на основе терморасширенного графита, экспандированного политетрафторэтилена и их композиты с применением армирующих высокопрочных волокон под общей торговой маркой ГРАФЛЕКС [18] допускают более высокие давления до

$$p_5 = 3 \text{ M}\Pi a$$
. (2.69)

Все более широкое применение получают торцовые уплотнения валов [16, 17], способные работать при давлениях до

$$p_5 = 20 \text{ M}\Pi a$$
. (2.70)

Относительная кинетическая энергия утечки через гидропяту. Она определяется уравнение (1.64). Систематические данные по допустимой относительно кинетической энергии отсутствуют. Можно лишь указать, что в работе [11] для щелевого уплотнения рабочего колеса с вводом потока утечки поперек основного потока значение $\varepsilon = 0.5$ считается большим. По-видимому, для гидропяты можно допустить

$$\varepsilon < 0,5. \tag{2.71}$$

Если это условие выполнить невозможно, следует направить утечку по направлению потока во всасывающем патрубке (тангенциальный ввод, козырьки и др.).

Входные данные вводятся с клавиатуры и отображаются на экране дисплея (табл. 2.4). При проектировании варьируем параметры гидропяты и добиваемся, чтобы выполнялись следующие параметрические и функциональные ограничения:

$$0,3 \le \beta \le 0,6;$$
 (2.72)

$$R_a \to \min;$$
 (2.73)

$$1,4 \le F_d / \Sigma A \le 1,7$$
; (2.74)

$$0,02 \le \overline{q}_{rrr} \le 0,06;$$
 (2.75)

 $1.5 \le l_0/R_0 \le 3;$ $1.1 \le p_5/p_{5\kappa p} \le 1.2$ $\epsilon \rightarrow \min .$ (2.76)

$$1 \le p_5 / p_{5_{\rm KD}} \le 1.2$$
; (2.77)

(2.78)

23

Пример расчета гидропяты

| № п/п | Наименование величины | Обозначение | Размер- ность | Значение | Формула или рисунок |
|----------|--|---|-------------------|--------------|------------------------|
| | 1. Техническое задание | | | | |
| 4 | | 0 | м ³ /ч | 150 | |
| | Объемная подача насоса | G H | м ³ /с | 0,04167 | |
| 2 | Напор насоса | Н _н | м | 955 | |
| 3 | Частота вращения насоса | n _H | об/мин | 2979 | |
| 4 | Допускаемый кавитационный запас насоса | Δh _{дon} | м | 5 | |
| 5 | Число ступеней насоса | n | | 7 | |
| 6 | Диаметр всасывающего патрубка насоса | D _{BX} | мм | 140 | |
| 7 | Подаваемая жидкость | | Пита | тельная вода | |
| 8 | Температура жидкости на входе в насос | t _{BX} | °C | 165 | |
| ٥ | Средняя плотность жидкости | 0 | кг/м ³ | 905 | Табл. П.1 |
| 10 | Кинематическая вязкость жилкости | P V | M ² /C | 2 00E-07 | Табл П 1 |
| 11 | Изобарная теппоемкость жилкости | C. | кЛж/(кг.К) | 4.3 | (2 79) |
| 12 | | 0p n | цци: (штт) | 1,0 | (2.10) |
| 12 | Объмный КПД насоса | <u>'</u> ¶⊬ n. | | 0,886 | |
| 14 | | 10 n. | | 0,876 | (2.80) |
| 15 | пидравлический клад насоса Мощность трения втупки в кольцевой щели и лиска ГП | N _n | кВт | 1 36 | (2.00) |
| 13 | Подноств Грения Втулки в кольцевой щели и дискатт 2. Осевая сила на роторе насоса | T.m | KD1 | 1,00 | |
| 16 | | л | мм | 160 | |
| 10 | | d, | MM | 110 | |
| 17 | | | | 110 | |
| 18 | Диаметр торловины цк | | MM | 200 | |
| 19 | паружный диаметр цк | <i>D</i> ₂ | MM | 308 | |
| 20 | | <i>D</i> ₂ | мм | 14 | - |
| 21 | коэффициент стеснения на выходе из цк | Ψ2 | | 0,92 | Due 4.4 |
| 22 | | ϵ_2 | градус | 00 | РИС. 1.1 |
| 23 | Осевая сила на роторе | ΣA _i | н | 51608 | (1.15) |
| | з. Расчет гидропяты | | 0 - | 100.0 | (0.00) |
| 24 | Температура в камере за диском III | | -C | 168,2 | (2.39) |
| 25 | давл. насыщенного пара при температуре на входе в насос | $p_{H,n}(l_{BX})$ | | 7,05E+05 | (2.50) |
| 26 | Давл. насыщенного пара при температуре в камере за I II | р _{н.п} (<i>t</i> ₅) | lla | 7,58E+05 | (2.51) |
| 27 | Эквивалентная шероховатость поверхностей щелей | Δ | ММ | 0,01 | (2.52) |
| 28 | Торцовый зазор | D ₁ | ММ | 0,15 | (2.53) |
| 29 | Выходной радиус торцовой щели | R _a | ММ | 115 | (2.54) |
| 30 | Входной радиус торцовой щели | R _e | ММ | 80 | (2.55) |
| 31 | Относительный перепад давлений на диске | ß | | 0,55 | (2.56) |
| 32 | Радиус кольцевой щели | R_0 | MM | 57,5 | (2.57) |
| 33 | Радиальный зазор | <i>b</i> ₀ | мм | 0,3 | (2.58) |
| 34 | Длина отводящего трубопровода | l ₂ | ММ | 1500 | |
| 35 | Диаметр отводящего трубопровода | d ₂ | ММ | 20 | (2.67) |
| 36 | Эквивалентная шероховатость стенок отводящего трубопр. | Δ_2 | мм | 0,05 | (2.59) |
| 37 | Коэф. сжатия струи при входе в отводящий трубопровод | X 2 | | 0,8 | (2.64) |
| 38 | Коэф. сопротивления при входе в отводящий трубопровод | ζ _{ex} | | 0,06 | Табл. 2.2, 2.3 |
| 39 | Сумма коэф. местных сопротивлений на отвод. трубопроводе | Σζ | | 0,6 | (2.66) |
| 40 | Длина кольцевой щели | <i>l</i> ₀ | ММ | 105,7 | (2.25) |
| 41 | Относительная осевая сила на диске | $F_{\rm g}/\Sigma A_i$ | н | 1,53 | (2.7), (1.15) |
| 42 | Относительный расход | q _{rn} | | 0,076 | (2.13) |
| 43 | Относительное давление в камере за ГП | р ₅ / р _{5кр} | | 1,0986 | (2.44),(2.47).(2.67) |
| 44 | Давление в камере за ГП | p ₅ | Па | 9,12E+05 | (2.47) |
| 45 | Относительная кинетическая энергия струи | 3 | | 1,06 | (2.49) |



Рис. 2.3. Зависимости силы на диске гидропяты и утечки от торцового зазора

Среди них имеются противоречащие друг другу. Поэтому выбирается компромиссный вариант.

Затем при найденных геометрических размерах гидропяты l_0 , b_0 , R_a , $R_e = \text{const}$ ПЭВМ меняет торцовый зазор b_1 и строит график зависимости $F_d = f(b_1)$, как показано на рис. 2.3. По графику определяется F_d при минимально допустимом b_1 , и эта сила сравнивается с осевой силой ΣA_i на роторе.

По данным [13] питательные насосы ТЭС с подачами 270...1130 м³/ч, напорами 1640...3620 м и частотами вращения 2980...8500 об/мин имеют $b_0 = 0, 2...0, 4$ мм, $R_a = 110...175$ мм, $R_0/R_a = 0, 43...0, 63$, $R_e/R_a = 0, 7...0, 835$, $R_a/R_{2\mu} = 0, 72...1, 0$, $l_0/R_0 = 1, 4...3, 1$. Опытные значения относительных торцовых зазоров и объемных потерь составляют $b_0/R_a = 0,0005...0,001$, $\overline{q}_{cm} = 0,02...0,06$.

При проектировании гидропяты можно использовать данные поверочных расчетов в табл. П.2 приложения.

2.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ГИДРОПЯТЫ

Пример расчета гидропяты питательного насоса ПЭ-150-85 приведен в табл. 2.4 и на рис. 2.3. Эта таблица и графики отображаются на экране монитора.

Хотя программа «Гидропята» (ГП) тесно связана с программой «Многоступенчатый центробежный насос» (МЦН), описанной в [3], данные этой программы пока не экспортируются в программу ГП, а вводятся вручную. Все величины, кроме c_p и $N_{\text{т.гп}}$ уже вводились в программу МЦН. На основании данных [10] при давлении на выходе из насоса $p_{\text{вых}} \leq 40$ МПа изобарная теплоемкость в кДж/кг·К:

$$c_p = \begin{cases} 4,1, \text{ если } 20 \text{ °C} \le t \le 40 \text{ °C}; \\ 4,3, \text{ если } 150 \text{ °C} \le t \le 170 \text{ °C}. \end{cases}$$
(2.79)

Мощность жидкостного трения втулки в кольцевой щели и диска гидропяты назначаем в соответствии с программой МЦН.

Для расчета осевой силы на роторе насоса в соответствующие ячейки-окна вводятся D_y , d_1 , D_r , ..., q_{rn} , имеющиеся в программе МЦН. Температура перекачиваемой жидкости t_5 рассчитывается ПЭВМ, а $p_{H,\Pi}(t_{Bx})$, $p_{H,\Pi}(t_5)$, ..., $\sum \zeta$ вводятся в программу ГП с учетом рекомендаций в п. 2.2. В результате получаем выходные параметры l_0 , F_d , ..., ε . Кроме того, ПЭВМ строит графики $F_d = f(b_1)$ и $\overline{q}_{rn} = \varphi(b_1)$, как показано на рис. 2.3. Диапазон торцовых зазоров b_1 для построения графика выбирается произвольно.

2.4. РАБОТА ГИДРОПЯТЫ ПРИ МИНИМАЛЬНОЙ И МАКСИМАЛЬНОЙ ПОДАЧАХ

После того, как для расчетной подачи найдены геометрические размеры гидропяты, необходимо оценить ее работу при заданных минимальной Q_{\min} и максимальной Q_{\max} подачах насоса. Для этого нужно по графикам характеристик насоса в программе МЦН найти при $Q = Q_{\min}$ напор, допускаемый кавитационный запас и КПД насоса и ввести их в программу ГП. Балансовые испытания [4] и [11] и расчеты коэффициентов полезного действия [9] показывают, что при изменении подачи механический η_{M} и объемный η_{O} коэффициенты полезного действия голезного полезного полезного полезного полезного полезновают, что при изменении подачи механический η_{M} и объемный η_{O} коэффициенты полезного действия голезного полезного полезновают, что при изменении подачи механический незначительно: $\eta_{M} \approx \text{const и } \eta_{O} \approx \text{const}$. Гид-

равлический КПД насоса на расчетной подаче $\eta_{r.H} = \eta_H / \eta_M \eta_o$ и минимальной подаче $\eta_{r.min} = \eta_{min} / \eta_M \eta_o$. Поэтому в ТЗ следует оставить то же значение η_o , а гидравлический КПД пересчитать по соотношению

$$\eta_{\rm r.min} = \eta_{\rm r.H} / \eta_{\rm min} \eta_{\rm H} \tag{2.80}$$

и ввести его в ТЗ. Ввиду малого влияния на подогрев жидкости в камере за гидропятой изменением $N_{\text{т.гп}}$ при уменьшении подачи можно пренебречь и оставить в ТЗ мощность $N_{\text{т.гп}}$ для расчетного режима,

что пойдет в запас. В связи с увеличением напора и уменьшением КПД насоса в соответствии с (2,37) увеличится температура t_5 . Поэтому необходимо ввести новое значение $p_{\text{н.п}}(t_5)$. Все геометрические размеры и параметры Δ , b_1 , R_a , ..., $\Sigma \zeta$ остаются без изменений. *Относительный перепад давлений* β следует изменить и подобрать таким, чтобы получить ту же самую длину l_0 кольцевой щели.

Все вышеизложенное в равной степени относится и к максимальной подаче.

Получив данные для трех подач Q_{\min} , Q_{H} , Q_{\max} , следует проверить, выполнены ли ограничения (2.72)...(2.78). В случае необходимости корректируем расчет.

3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОСЕВЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РАБОЧЕЕ КОЛЕСО И РОТОР НАСОСА

Такое устройство применяется в одноступенчатых горизонтальных и вертикальных центробежных насосах АЭС, в турбонасосных агрегатах летательных аппаратов, в химических и других насосах (рис. 3.1). Устройство имеет кольцевую щель 2 постоянного сопротивления и торцевую щель 4 переменного сопротивления.

Проведем замкнутую контрольную поверхность, как показано на рис. 3.1, и построим эпюры давлений. Падением давления в отверстиях 7 пренебрегаем и считаем, что давление в камере 6 на радиусе R_1 равно давлению p_1 на входе в рабочее колесо. Изменение количеств движения объема, ограниченного контрольной поверхностью, ввиду малости не учитываем. Найдем суммарный перепад давлений на кольцевой и торцовой щелях $\Delta p = \Delta p_0 + \Delta p_1$. С учетом вращения жидкости в зазорах между дисками рабочего колеса и корпусом, а также в камерах 3 и 7, давления в характерных точках, указанных на рис. 3.1,

будут равны:
$$p_1 = p_2 - \rho g H_{\text{пот}}$$
, $p_2 = p_3 + \frac{\rho \omega^2}{8} \left(R_2^2 - R_0^2 \right)$, $p_3 = p_4 + \Delta p_0$,

$$p_4 = p_5 + \frac{\rho\omega^2}{8} \left(R_0^2 - R_e^2 \right), p_5 = p_6 + \Delta p_1, \quad p_6 = p_1 + \frac{\rho\omega^2}{8} \left(R_a^2 - R_1^2 \right).$$
 Скла-

дывая эти уравнения, получим:

$$\Delta p = \rho g H_{\text{nor}} - \rho \omega^2 R_2^2 \left[1 + \left(R_a / R_2 \right)^2 - \left(R_e / R_2 \right)^2 - \left(R_1 / R_2 \right)^2 \right] / 8.$$
(3.1)

Вычтем из давлений на левую и правую части контрольной поверхности давление, меняющееся по параболическому закону, как показано на рис. 3.1. Тогда проекцию на ось z сил, действующих на левую часть контрольной поверхности при $r < R_0$, можно представить как сумму проекций сил F_1 , F_2 , F_3 . Они равны:

$$F_1 = \pi \Delta p \left(R_0^2 - R_y^2 \right), \tag{3.2}$$



Рис. 3.1. Устройство для уравновешивания осевых сил и эпюра давлений на контрольной поверхности:

1 — рабочее колесо; 2 — кольцевая щель; 3 — камера перед торцовой щелью; 4 — торцовая щель; 5 — подпятник; 6 — камера за торцовой щелью; 7 — отверстия

$$F_{2} = -\frac{\pi\rho\omega^{2}}{16} \left(R_{y}^{2} - R_{1}^{2}\right) \left[1 - \left(\frac{R_{1}^{2} - R_{b}^{2}}{R_{y}^{2} - R_{1}^{2}}\right)^{2}\right] \approx 0, \qquad (3.3)$$

$$F_3 = \pi R_b^2 p_1. \tag{3.4}$$

Проекции F_1 , F_2 и F_3 не изменяются при осевом перемещении ротора. Если так же, как в [5], предположить, что давление в торцовой щели изменяется линейно, то $\Delta p(r) = (1-\varphi)\Delta p_1(r-R_a)/(R_e-R_a)$. Изменяющаяся при осевом перемещении ротора проекция силы

$$-F_{d} = \pi \left(R_{0}^{2} - R_{e}^{2}\right) \Delta p_{1} + \int_{R_{a}}^{R_{e}} (1 - \varphi) \Delta p_{1} \frac{r - R_{a}}{R_{e} - R_{a}} 2\pi r dr = \psi \pi \left(R_{0}^{2} - R_{a}^{2}\right) \Delta p_{1}.$$
(3.5)

Как показали наши расчеты, коэффициент ψ можно находить по уравнению (1.23), в правой части которого знак плюс следует изменить на минус. Сила в сечении вала контрольной поверхностью равна:

$$A = F_1 - F_2 + F_3 - F_d . ag{3.6}$$

Расчет потерь энергии в торцовой щели с течением от периферии к центру, выполненный нами также, как в работе [5] для торцовой щели с течением от центра к периферии, показал следующее. Коэффициент расхода этой щели определяется тем же уравнением (2.10) с заменой $l_1 = R_a - R_e$ на $l_1 = R_e - R_a$. Все остальные формулы остаются без изменений. Сила F_d рассчитывается по старой программе «Гидропята» версии v2.52, которая пока не обновлялась. Перепад давлений Δp вычисляется по уравнению (3.1). Уравновешиваемую силу A находим по уравнениям (3.2)...(3.6). Если это необходимо, силу F_d можно увеличить, установив в камере 3 перед торцовой щелью радиальные ребра. Последние уменьшают окружную составляющую скорости жидкости и выравнивают эпюру давлений, увеличивая давления в этой камере. Число ребер и их геометрические размеры находятся экспериментально.

В таблице 3.1 приведен пример расчета вышеописанного устройства для уравновешивания осевых сил в одноступенчатом насосе для воды с параметрами: $Q = 0,007 \text{ м}^3/\text{c}$, H = 25 м, n = 2950 об/мин ($\omega = 309 \text{ рад/c}$), $H_{\text{пот}} = 18,4 \text{ м}$, $R_1 = 20 \text{ мм}$, $R_2 = 72 \text{ мм}$, $R_y = 35 \text{ мм}$, $\Delta h_{\text{доп}} = 1 \text{ м}$, температура воды $t \le 50 \text{ °C}$, $\rho = 988 \text{ кг/m}^3$, $p_{\text{нп}} = 12,3 \text{ кПа}$, $\nu = 6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{c}$. Уравновешиваемая сила в сечении вала A = 110 H.

Согласно уравнению (3.1) перепад давлений на обеих щелях

$$\Delta p = 988 \cdot 9,81 \cdot 18,4 - \frac{988 \cdot 309^2 \cdot 0,072^2}{8} \left[1 + \left(\frac{25}{72}\right)^2 - \left(\frac{28}{72}\right)^2 - \left(\frac{20}{72}\right)^2 \right] = 1,24 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

В соответствии с уравнениями (3.2)...(3.4) силы $F_1 = \pi \cdot 1,24 \cdot 10^5 \times (0,056^2 - 0,035^2) = 744 \text{ H}, \quad F_2 \approx 0, \quad F_3 = \pi \cdot 0,018^2 \cdot 22000 = 22 \text{ H},$

где $p_1 \approx \rho g \Delta h_{\text{доп}} + p_{\text{HII}} = 988 \cdot 9,81 \cdot 1 + 12300 = 22000 \text{ Па}$, $F_d = 648 \text{ H}$.

Для уменьшения l_0 и R_0 выбраны сравнительно большой $\beta = 0,7$ и минимальные конструктивно допустимые R_e и R_a .

Таблица 3.1

| Величина | Обозн. | Единица | Уравнение | Значение | | | |
|-------------------------|------------------------|-------------------|-----------|-------------------|--|--|--|
| Bxo | дные парам | иетры | | | | | |
| Подача насоса | Q^{-} | м ³ /с | | 0,007 | | | |
| Частота вращения | п | об/мин | | 2950 | | | |
| Перепад давлений | Δp | Па | (3.1) | $1,24.10^{5}$ | | | |
| Плотность жидкости | ρ | кг/м ³ | | 988 | | | |
| Кинематическая вязкость | ν | м ² /с | | $6 \cdot 10^{-7}$ | | | |
| жидкости | | | | | | | |
| Торцовый зазор | b_1 | MM | | 0,2 | | | |
| Эквивалентная шерохова- | Δ | ММ | | 0 | | | |
| тость | | | | | | | |
| Выходной радиус торцо- | R_a | MM | | 25 | | | |
| вой щели | | | | | | | |
| Входной радиус торцовой | R_e | MM | | 28 | | | |
| щели | | | | | | | |
| Относительный перепад | β | | | 0,7 | | | |
| давлений | | | | | | | |
| Радиус кольцевой щели | R_0 | ММ | | 56 | | | |
| Зазор в кольцевой щели | b_0 | MM | | 0,25 | | | |
| B | ыходные п | араметры | | | | | |
| Осевая сила | F_d | Γ Η Γ | | 648 | | | |
| Длина кольцевой щели | l_0 | ММ | | 21 | | | |
| Относительный расход | $\overline{q}_{ m rm}$ | | | 0,053 | | | |

Пример расчета устройства для уравновешивания осевых сил

4. ПРОГРАММА «ГИДРОПЯТА»

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Программа «Гидропята» используется при автоматизированном проектировании автоматических устройств для уравновешивания осевых сил в лопастных насосах.

Программа написана и функционирует в среде офисного приложения Microsoft Excel 97 и выше. Соответственно при работе с программой используются почти все средства и возможности этого приложения.

Программа, в версии 3.1х состоит из пяти листов:

О программе — титульный лист, содержащий название, назначение и версию программы.

Проектирование — лист на котором производятся ввод, редактирование и считывание данных. На этом же листе находится график, анализирующий работу гидропяты.

Доп. расчеты — лист, содержащий промежуточные вычисления.

Графики — лист, на котором рассчитываются величины для построения графика (рис. 2.3).

История изменений — лист, на котором фиксируются все изменения вносимые разработчиками при обновлениях программы.

Служебные листы Доп. расчеты и История изменений скрыты от пользователя. Названия листов находятся в левой нижней части экрана, и переход на нужный лист осуществляется щелчком мыши по его названию.

4.2. ВВОД И РЕДАКТИРОВАНИЕ ДАННЫХ НА ЛИСТЕ «ПРОЕКТИРОВАНИЕ»

В таблице 2.4 и на рис. 2.3 представлены экранные копии листа **Проектирование**. Для того чтобы ввести параметры технического задания, рабочего колеса и гидропяты необходимо выделить требуемую ячейку, щелкнув по ней левой клавишей мыши и с помощью цифровой клавиатуры ввести необходимое число. Если требуется слегка подкорректировать уже введенное число, то можно дважды

щелкнуть по ячейке, и затем, установив курсор в нужную позицию, изменить необходимую цифру. Выделять ячейки можно также клавишами со стрелками, а корректировать отдельные цифры в поле редактирования. Ввод завершается нажатием клавиши **Enter** или выделением другой ячейки. При этом происходит пересчет всех значений. Верные окончательные результаты будут получены после ввода всех исходных данных.

Для того, чтобы проанализировать работу гидропяты при изменении торцового зазора b_1 , необходимо ввести значения минимального и максимального зазора в строке «Выбранный диапазон торцовых зазоров b_1 , мм». Результаты анализа в виде зависимостей осевой силы F_d и относительного расхода \overline{q}_{rn} от торцового зазора b_1 отображаются на рис. 2.3. Если перемещать курсор с помощью мыши вдоль кривых, то в отмеченных узловых точках, будут появляться значения F_d или \overline{q}_{rn} .

По окончании расчетов можно распечатать лист **Проектирование**, содержащий все полученные данные.

приложение

Для проектирования вышеописанных разгрузочных устройств ниже приведены некоторые справочные данные. На рис. П.1 представлены коэффициенты сопротивления гидравли-

На рис. П.1 представлены коэффициенты сопротивления гидравлически гладких и шероховатых труб с равномерной шероховатостью по данным Прандтля-Никурадзе. Испытания проведены в широких диапазонах относительных гладкостей стенок R/k = 500...15 и чисел Рейнольдса Re = $500...10^6$.

В таблице П.1 даны термодинамические свойства воды и водяного пара по данным [10]. Так как вязкость и плотность мало изменяются при изменении давления, то приведенные в таблице значения можно выбирать и для других давлений

По программе «Гидропята» выполнены поверочные расчеты гидропят питательных насосов [14]. Результаты представлены в табл. П.2, Они дают представление о геометрических размерах гидропят, перепадах давлений, осевых силах и др. Эти сведения можно использовать при расчете новых гидропят. В последней колонке приведено отношение \overline{A} осевой силы, рассчитанной в работе [14], с учетом токов жидкости в пазухах, к осевой силе без учета токов жидкости по нашей программе. Видно, что токи жидкости в пазухах увеличивают осевую силу в 1,4...1,7 раза и более.



Рис. П.1. Коэффициенты сопротивления гидравлически гладких и шероховатых труб с равномерной шероховатостью [15]:

1 — $\lambda = 64/\text{Re}$; 2 — $\lambda = 0,3164/\sqrt[4]{\text{Re}}$; 3 — техническая шероховатость

34

Таблица П.1

| t, | $p_{\scriptscriptstyle \mathrm{H.\Pi}},$ | μ, | ρ, | ν, |
|-----|--|--------------------------------|-------------------|---------------------------------------|
| °C | ×10 ⁵ Па | $\times 10^{-4} \Pi a \cdot c$ | кг/м ³ | $\times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{c}$ |
| 20 | 0,02337 | 9,980 | 1007,2 | 9,91 |
| 30 | 0,04242 | 8,003 | 1004,4 | 7,97 |
| 40 | 0,07375 | 6,583 | 1000,8 | 6,58 |
| 50 | 0,12335 | 5,529 | 996,6 | 5,55 |
| 60 | 0,19919 | 4,729 | 991,8 | 4,77 |
| 70 | 0,31161 | 4,109 | 986,4 | 4,16 |
| 80 | 0,47359 | 3,618 | 980,5 | 3,69 |
| 90 | 0,70180 | 3,221 | 974,2 | 3,31 |
| 100 | 1,01325 | 2,893 | 967,4 | 2,99 |
| 110 | 1,4326 | 2,620 | 960,2 | 2,73 |
| 120 | 1,9854 | 2,390 | 955,2 | 2,50 |
| 130 | 2,7012 | 2,194 | 944,7 | 2,32 |
| 140 | 3,6136 | 2,025 | 936,4 | 2,16 |
| 150 | 4,7597 | 1,879 | 927,7 | 2,02 |
| 160 | 6,1804 | 1,752 | 918,6 | 1,91 |
| 170 | 7,9202 | 1,642 | 909,2 | 1,80 |
| 180 | 10,027 | 1,544 | 899,3 | 1,72 |

Давление насыщенного водяного пара $p_{\rm H,II}$, динамическая μ , кинематическая ν вязкость и плотность ρ воды при давлении 20 МПа по данным [10]



Рис. П.2. Давление насыщенного водяного пара по данным [10]

Таблица П.2

Поверочные расчеты гидропят питательных насосов ТЭС

(температура питательной воды *t*=160°С, плотность р=919 кг/м³, кинематическая вязкость v=1,940⁻⁷ м²/с,

эквивалентная шероховатость Д=0,01 мм)

| | Ā | | 1,5 | | | 1,9 | | | | | | 1,5 | 1,4 | 1,7 | 1,5 | | | | | |
|---|----------|------------------------------------|-------------------|------------|------------|--------------|-----------|--------------|----------------|------------|--------------|------------|------------|--------------|------------|-------------|--------------|--------------|----------------|--|
| | e | Ic | $q_{ m rn}, \ \%$ | 7,0 | 5,6 | 6,3 | 8,7 | 6,6 | 3,0 | 7,2 | 6,8 | 4,4 | 5,0 | 3,6 | 3,7 | 4,9 | 3,4 | | | |
| | четны | | b_1 , MM | 0,16 | 0,16 | 0,18 | 0,20 | 0, 19 | 0,11 | 0,17 | 0,18 | 0,16 | 0,20 | 0,15 | 0, 19 | 0,23 | 0,13 | | | |
| | Pac | Bel | β | 0,44 | 0,46 | $0,\!43$ | 0,22 | 0,30 | 0,29 | 0,46 | 0,34 | 0,33 | 0,29 | 0, 49 | 0,33 | 0,31 | 0,65 | | | |
| | | A, <10 ⁴ H | | 22 | 25 | 26 | 17 | 17 | 21 | 27 | 32 | 32 | 22 | 19 | 42 | 43 | 69 | | | |
| | | Δp , (10 ⁴ IIa) | | 1540 | 1900 | 1900 | 2670 | 2670 | 2020 | 2100 | 2100 | 2100 | 3200 | 3200 | 3400 | 3400 | 3500 | 3560 | 3530 | |
| ` | IM: | войх | R_{e} | 102 | 115 | 130 | 115 | 95 | 117 | 115 | 130 | 130 | 100 | LL | 130 | 140 | 125 | 140 | 112 | |
| | ей в м | торцс | R_a | 142 | 140 | 160 | 135 | 130 | 138 | 140 | 160 | 160 | 140 | 110 | 175 | 175 | 150 | 180 | 145 | |
| | пеле | ой | r_0 | 61 | 80 | 66 | 73 | 70 | 65 | 80 | 75 | 75 | 73 | 65 | 100 | 100 | 92 | 100 | 88 | |
| | меры | тыцев | l_0 | 66 | 117 | 150 | 107 | 118 | 200 | 117 | 150 | 202 | 143 | 117 | 142 | 142 | 189 | 180 | 190 | |
| | Pa3 | КОЈ | b_0 | 0,30 | 0,32 | 0,32 | 0,30 | 0,28 | 0, 22 | 0,33 | 0,33 | 0,33 | 0,32 | 0,27 | 0,27 | 0,35 | 0,35 | 0,40 | 0,35 | |
| | | <i>п</i> , об/мин | | 2980 | 2980 | 2980 | 8500 | 6850 | 3520 | 2900 | 2900 | 2900 | 6300 | 7500 | 5150 | 5150 | 4700 | 4665 | 6000 | |
| | | H, M | | 1640 | 2000 | 2000 | 2770 | 2770 | 2120 | 2200 | 2200 | 2200 | 3300 | 3300 | 3500 | 3500 | 3620 | 3660 | 3630 | |
| | - | 2 | m^3/c | 0,075 | 0,139 | 0,139 | 0,107 | 0,107 | 0,111 | 0,119 | 0,119 | 0,161 | 0,167 | 0,167 | 0,314 | 0,314 | 0,264 | 0,417 | 0,317 | |
| | | × | M^3/H | 270 | 500 | 500 | 385 | 385 | 400 | 430 | 430 | 580 | 600 | 600 | 1130 | 1130 | 950 | 1500 | 1140 | |
| | | Тип насоса | | ПЭ-270-150 | ПЭ-500-180 | ПЭ-500-180-2 | OCIIT-320 | СВПЭ-280-320 | 3HPT-10-32-20P | ПЭ-430-200 | ПЭ-430-200-2 | ПЭ-580-200 | ПЭ-600-300 | СВПЭ-320-550 | OCIIT-1150 | OCITT-1150M | СВПТ-350-850 | IIH-1500-350 | CBITT-340-1000 | |
| | № П/П | | | 1 | 0 | б | 4 | S | 9 | 7 | 8 | 6 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | |

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. — М.: Машиностроение, 1982.— 113 с.

2. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 560 с.

3. *Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И.* Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса: Учебное пособие. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 124 с.

4. *Лабораторный* курс гидравлики, насосов и гидропередач: Учеб. пособие для машиностроительных вузов / О.В. Байбаков, Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова и др.; Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. — М.: Машиностроение, 1964. — 416 с.

5. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. — М.: Машиностроение, 1966.— 364 с.

6. Лопастные насосы: Справочник/В.А. Зимницкий, А.В. Каплун и др; Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. — М.: Машиностроение, 1986.— 334 с.

7. *Марцинковский В.А. Гидродинамика* и прочность центробежных насосов. — М.: Машиностроение, 1970.— 272 с.

8. *Марцинковский В.А., Ворона П.Н.* Насосы атомных электростанций. — М.: Энергоатомиздат, 1987.— 256 с.

9. Панаиотти С.С., Кузнецов А.В., Зуев А.В. Модельная ступень центробежного насоса. — Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 70 с.

10. *Ривкин С.Л., Александров А.А.* Термодинамические свойства воды и водяного пара. — М.: Энергия, 1975.— 80 с.

11. *Руднев С.С. Баланс* энергии в центробежном насосе // Химическое машиностроение. — 1938. — №5. — С. 17–26.

12. Руднев С.С., Матвеев И.В. Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. — М.: Ротапринт МВТУ, 1975. — 72 с.

13. Справочник по гидравлическим расчетам / Киселев П.Г., Альтшуль А.Д. и др.; Под ред. П.Г. Киселева — М.: Энергия, 1972. — 312 с.

14. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1978.— 160 с.

15. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. — М.: Наука, 1969.— 742 с.

3.09.2009 (v.11)

16. www.anod.ru17.www.hermetika.ru18. www.unichimtek.ru

СОДЕРЖАНИЕ

| Условные обозначения | 3 |
|--|----|
| Индексы | 4 |
| Сокращения | 4 |
| Введение | 5 |
| 1. Осевая сила на роторе насосе | 6 |
| 2. Гидропята многоступенчатого насоса | 10 |
| 2.1. Расчет гидропяты | 10 |
| 2.2. Выбор параметров гидропяты | 17 |
| 2.3. Пример расчета гидропяты | 24 |
| 2.4. Работа гидропяты при минимальной и максимальное подачах | 25 |
| 3. Автоматическое устройство для уравновешивания осевых сил, | |
| действующих на рабочее колесе и ротор насоса | 28 |
| 4. Программа «Гидропята» | 32 |
| 4.1. Общие сведения | 32 |
| 4.2. Ввод и редактирование данных на листе «Проектирование» | 32 |
| Приложение | 34 |
| Список литературы | 37 |
| | |

Елизавета Васильевна Карева Александр Иванович Савельев Сергей Семенович Панаиотти

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОСЕВЫХ СИЛ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Руководство пользователя

Компьтерная верстка: Савельев А.И.

Формат 60×84/16. Печать офсетная. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс». Печ. л. 2,5. Усл. п. л. 2,4. Тираж 50 экз. Заказ № .

Отпечатано с готового оригинал-макета в КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана 248600, г. Калуга, ул. Циолковского 25, тел. 77–45–02