

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

С.С. Панаиотти, А.И. Савельев, П.Н. Биленко

**АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ВЫСОКООБОРОТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Учебное пособие

Москва
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2003

УДК 621.5
ББК 31.56
П16

Рецензент:

канд. техн. наук, доц. Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана
А.В. Землянский

Научный редактор:

ст. преподаватель Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана
А.В. Зув

Утверждено методической комиссией КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
(протокол №7 от 13.05.2003)

П16 Панаиотти С.С., Савельев А.И., Биленко П.Н. Автоматизированное проектирование высокооборотного центробежного насоса: Учебное пособие. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 48 с., ил. 14.

Разработана математическая модель и создана программа для расчета и проектирования высокооборотного центробежного насоса. Обоснован выбор параметрических и функциональных ограничений. Приводятся необходимые справочные данные. Параметры проточной полости оптимизируются по нескольким критериям качества. Программа расчета и проектирования на ПЭВМ функционирует в среде Microsoft Excel.

Пособие предназначено для студентов специальности «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», выполняющих дипломное проектирование, и может быть полезно специалистам, занимающимся расчетом и проектированием центробежных насосов.

Ил. 14. Табл. 1. Библиогр. 30 назв.

УДК 621.5
ББК 31.56

© Панаиотти С.С.,
Савельев А.И.,
Биленко П.Н., 2003
© Издательство МГТУ
им. Н.Э. Баумана, 2003

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a	— эффективное стеснение
$C = 298\omega\sqrt{Q}/\Delta h^{3/4}$	— кавитационный коэффициент быстроходности (кавитационный параметр Руднева)
D, d	— диаметр, м
$D_Q = 0,47\sqrt[3]{Q/\omega}$	— единичный диаметр, м
$D_0 = D_r\sqrt{1-\bar{d}_1^2}$	— приведенный входной диаметр, м
\bar{d}_1	— втулочное отношение
F	— площадь, м ²
$F_0 = \pi D_0^2/4$	— площадь меридианного потока в горловине центробежного колеса, м ²
$F_1 = 2\pi R_{\text{ш}} l_{n1}$	— то же при входе на лопасть, м ²
$\bar{F}_1 = F_1/F_0$	— степень диффузорности входного участка рабочего колеса
$g = 9,81$	— ускорение свободного падения, м/с ²
H	— напор насоса, Дж/кг
$H_{\text{т}}$	— удельная работа колеса (теоретический напор), Дж/кг
$\bar{H} = H/U_2^2$	— коэффициент напора
Δh	— кавитационный запас на входе в насос, Дж/кг
K	— коэффициент проекции силы
$K_0 = D_0/D_Q$	— коэффициент приведенного входного диаметра
L	— длина хорды профиля, м
l_n	— длина нормали, м
$m = U_1/V_1$	— коэффициент режима
\dot{m}	— массовая подача, расход, кг/с
\dot{m}_y	— массовый расход утечки, кг/с

n — частота вращения, об/мин
 N — потребляемая мощность, Вт
 $n_s = 193,3\omega\sqrt{Q}/H^{3/4}$ — коэффициент быстроходности
 P — давление, Па
 $P_{нп}$ — давление насыщенного пара жидкости, Па
 $Q = \dot{m}/\rho$ — объемная подача, расход, м³/с
 r, R — радиус, м
 $R_{ц}$ — радиус центра тяжести, м
 Re — число Рейнольдса
 $S = 2\pi r \operatorname{tg}\beta_{л}$ — ход винтовой поверхности, м
 t — температура, °С
 $U = \omega r$ — окружная (переносная) скорость, м/с
 V, W — абсолютная, относительная скорость, м/с
 z — число лопастей
 α — угол абсолютного потока
 β — угол относительного потока
 $\beta_{л}$ — угол установки лопасти
 $\delta = \beta_{1л} - \beta_1$ — угол атаки
 $\bar{\delta} = \delta/\beta_{1л}$ — относительный угол атаки
 $\psi \approx 1 - \sigma/T \sin \beta_{л}$ — коэффициент стеснения
 η — коэффициент полезного действия
 λ — число кавитации лопастной решетки
 ρ — радиус, плотность
 σ — толщина лопасти, м
 $\bar{\sigma} = \sigma/T$ — относительная толщина лопасти
 $\tau = L/T$ — густота решетки лопастей
 $\varepsilon = 2\Delta h/V_1^2$ — безразмерный кавитационный запас
 $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость, рад/с

Индексы

вх — входа; г — гидравлический; д — дисковый; доп — допускаемый; кр — критический; л — лопасти; м — механический;

о — объемный; р — расчетный; ср — средний; т — теоретический; ц — центробежного колеса; э — экспериментальный; m — меридианные составляющие скорости; u — окружные составляющие скорости;

1 — вход в центробежное колесо; 2 — выход из центробежного колеса; I, II, III — первый, второй, третий критический режим кавитации; — — относительная величина.

Сокращения

ЛТ — линия тока; ОСЦК — осецентробежное рабочее колесо; ТЗ — техническое задание; ЦК — центробежное рабочее колесо.

ВВЕДЕНИЕ

Высокооборотные центробежные насосы характеризуются большими давлениями, частотами вращения, мощностью на единицу массы, малой массой и габаритными размерами, малым числом ступеней, высокими кавитационными качествами и сравнительно небольшим ресурсом работы.

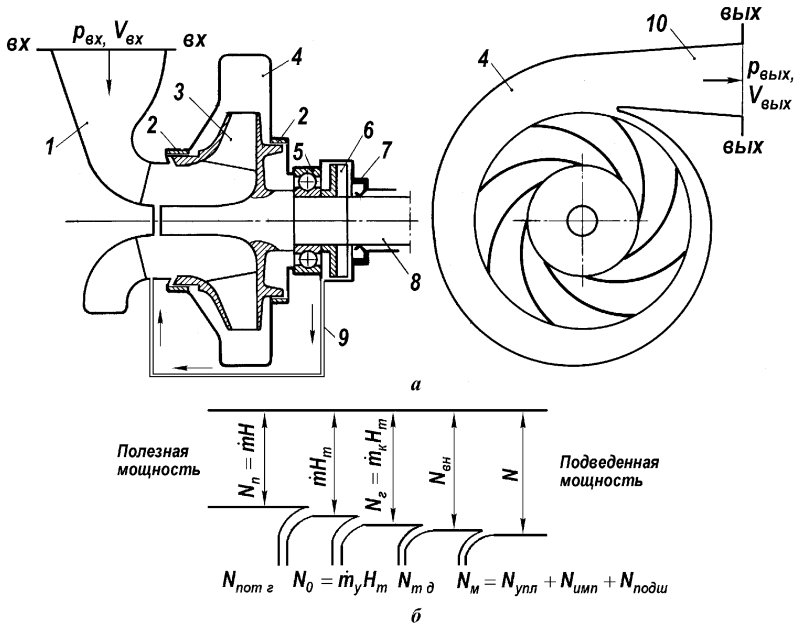


Рис. 1.1. Схема (а) и баланс энергии (б)
высокооборотного центробежного насоса:

- 1 — подвод; 2 — щелевые уплотнения на дисках рабочего колеса;
3 — центробежное рабочее колесо; 4 — спиральный канал; 5 — шарикоподшипник;
6 — гидродинамическое радиальное уплотнение вала; 7 — манжетное уплотнение вала;
8 — вал; 9 — канал отвода утечки; 10 — конический диффузор

Схема насоса приведена на рис. 1.1. Жидкость подводится к рабочему колесу кольцевым подводом 1. Из колеса 3 жидкость поступает в спиральный канал 4 и далее в конический диффузор 10.

В спиральном канале и коническом диффузоре кинетическая энергия преобразуется в энергию давления, а ее скорость уменьшается до допустимой скорости движения в напорном трубопроводе. Для предотвращения утечки жидкости из спирального канала на вход центробежного колеса его диски снабжены щелевыми уплотнениями 2. Гидродинамическое радиальное уплотнение 6 уменьшает давление перед манжетными уплотнениями 7, предотвращающими утечку рабочей жидкости.

Разработанные математическая модель и программа для ПЭВМ «Высокооборотный центробежный насос» позволяют рассчитывать и проектировать центробежные насосы с коэффициентом быстроходности $n_s \leq 140$. Предполагается, что поверхности тока в проточной полости центробежного насоса представляют собой поверхности вращения. Вдоль нормальной линии, пересекающей линии тока под прямым углом, меридианная скорость считается постоянной, т.е. *меридианный поток равносторонний*. Характерные сечения проточной полости и треугольники скоростей для среднерасходной линии тока показаны на рис. 1.2. Элементарные решетки центробежного колеса рассчитываются по гидродинамической теории *плоских решеток* на поверхностях тока этого равностороннего меридианного потока, и из элементарных решеток составляется лопасть, как описано в работах [12, 24]. Срывной кавитационный запас $\Delta h_{\text{к}}$ рассчитывается по эмпирическим формулам [26, 29, 30]. Последовательность расчета рабочего колеса на кавитацию в целом такая же, как в работах [17, 19].

Программой предусмотрен расчет кольцевого, коленообразного или прямоосного конфузорного подводов. Рассчитывается центробежное рабочее колесо с постоянным наружным диаметром. Лопастей рабочего колеса профилируются на ПЭВМ методом конформных отображений на цилиндр. Возможно проектирование центробежных рабочих колес с двухрядными решетками лопастей. Описываемая ниже версия программы рассчитывает спиральный отвод прямоугольного сечения, который получил широкое распространение в высокооборотных центробежных насосах среднего давления. Хотя программа предназначена для проектирования высокооборотных насосов ЖРД, обладающих специфическими особенностями, ее можно использовать и для расчета промышленных насосов.

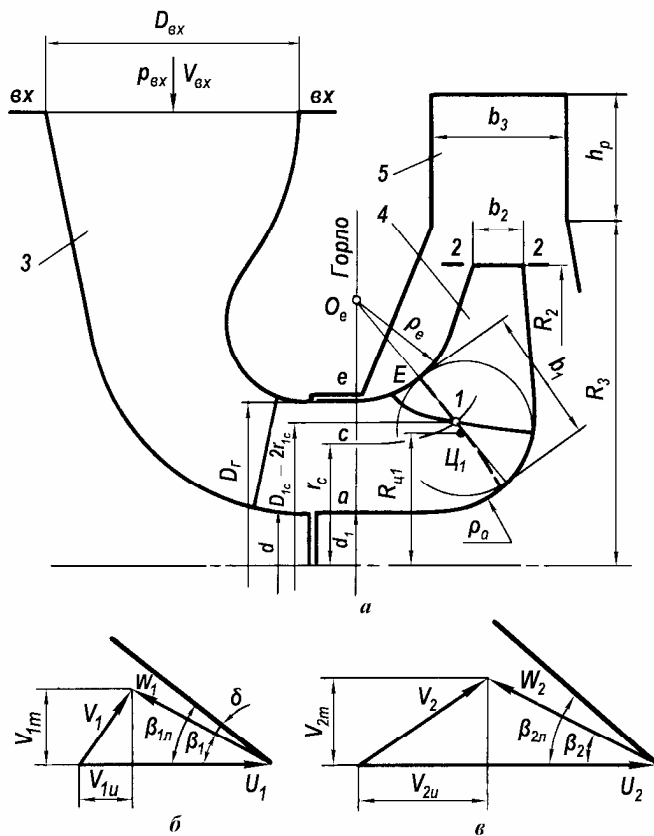


Рис. 1.2. Характерные сечения проточной полости центробежного насоса (а), треугольник скоростей на входе (б) и на выходе (в) из рабочего колеса:
 1 — вход в колесо; 2 — выход из колеса; 3 — подвод; 4 — рабочее колесо;
 5 — спиральный отвод; ----- — нормаль через точку 1 входной кромки

К центробежному насосу предъявляются следующие требования: высокие кавитационные качества, малые габариты и масса, низкие уровни кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, высокий КПД и другие. При выборе наилучшего варианта приходится учитывать различные *критерии качества*, среди которых встречаются *противоречащие друг другу*. Поэтому задача про-

ектирования насоса многокритериальная. Для решения этой задачи один критерий выбирается в качестве решающего, а остальные учитываются введением на них ограничений. Кроме того, вводятся *параметрические и функциональные ограничения*.

Программа для ПЭВМ функционирует в среде Microsoft Excel. Особенность расчетов в этой среде состоит в следующем. Имеется возможность войти в любое место программы — в начале, середине или ее конце — и изменить последовательность расчета. При изменении какого-либо входного параметра в любой ячейке электронной таблицы практически мгновенно пересчитываются все величины, зависящие от этого параметра. Проектировщик может моделировать влияние любого параметра на функции и критерии, что облегчает параметрическую оптимизацию.

1. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ

1.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Техническое задание содержит параметры насоса и рабочей жидкости. На рис. 1.2 показана проточная полость центробежного насоса окислителя, который выбран в качестве примера для проектирования с помощью описываемой программы. Пример расчета представлен в табл. 1.1. Окислитель — азотная кислота, физические свойства которой приведены в [4].

1.2. УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ВАЛА, КПД, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ НАСОСОМ МОЩНОСТЬ И ДИАМЕТР ВАЛА

С увеличением коэффициента быстроходности насоса

$$n_s = 193,3\omega\sqrt{Q}/H^{3/4} \quad (1.1)$$

увеличивается дисковый, объемный и полный КПД насоса. Последний достигает максимума при $n_s \approx 150$. Коэффициент быстроходности увеличивается при увеличении угловой скорости. Кроме того, при этом уменьшаются габариты и масса насоса. Однако из уравнения (1.23) следует, что

$$\omega = \frac{C_{\Pi}\Delta h_{\Pi}^{3/4}}{298\sqrt{Q}}. \quad (1.2)$$

Так как современные центробежные насосы имеют $C_{\Pi} \leq 3000$, то при постоянных Δh_{Π} и Q это ограничивает возможности увеличения угловой скорости вала насоса. Угловая скорость выбирается так, чтобы $C_{\Pi} \leq 2000$. В исключительных случаях можно брать большие C_{Π} .

Таблица 1.1

Пример расчета высокооборотного насоса

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение	Формула или рисунок
1	2	3	4	5	6
1. Техническое задание					
1	Массовая подача насоса	\dot{m}	кг/с	90	
2	Полное давление на выходе из насоса	$p_{\text{вых}}$	Па	1,50E+07	
3	Минимально допускаемое полное давление на входе в насос	$p_{\text{вх доп}}$	Па	8,50E+05	
4	Максимальная подача насоса	\dot{m}_{max}	кг/с		
5	Минимальная подача насоса	\dot{m}_{min}	кг/с		
6	Рабочая жидкость	Азотная кислота			
7	Максимальная температура жидкости на входе	t	°C	40	
8	Плотность	ρ	кг/м ³	1600	
9	Кинематическая вязкость	ν	м ² /с	9,00E-07	
10	Давление насыщенного пара	$p_{\text{н п}}$	Па	5,70E+04	
11	Минимальный КПД насоса	η_{min}		0,7	
12	Минимальный ресурс	T	час		
13	Форма напорной характеристики				
14	Расположение вала	Горизонтальное			
15	Уплотнения вала	Импеллер и манжеты			
16	Рабочее колесо	Одностороннего входа			
17	Тип подвода	Полуспиральный			
18	Отвод				
19	Другие требования				
2. Угловая скорость, КПД, потребляемая мощность и диаметр вала					
20	Угловая скорость вала	ω	рад/с	1727	
21	Число ступеней насоса	i		1	
22	Число потоков в ЦК	j		1	
23	Коэффициент быстроходности	n_s		87	(1.1)
24	Механический КПД	$\eta_{\text{м}}$		0,961	(1.3)
25	Дисковый КПД	$\eta_{\text{д}}$		0,959	(1.5)
26	Объемный КПД	$\eta_{\text{о}}$		0,957	(1.115)
27	Гидравлический КПД	$\eta_{\text{г}}$		0,83	(1.116)

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5	6
28	КПД насоса	η		0,73	(1.10)
29	Потребляемая насосом мощность	N	кВт	1083,0	(1.11)
30	Допускаемое напряжение	$[\tau]$	МПа	200	(1.13)
31	Минимальный диаметр вала	d_{\min}	м	0,0250	(1.12)
3. Подвод					
32	Коэффициент приведенного входного диаметра ЦК	K_0		5,3	(1.34)
33	Относительная площадь на входе в подвод	$\bar{F}_{\text{вх}}$		1,2	(1.14)
34	Диаметр подвода на входе	$D_{\text{вх}}$	м	0,0874	(1.15)
35	Коэффициент диаметра входного патрубка	$K_{D_{\text{вх}}}$		5,8	
36	Скорость на входе в подвод	$V_{\text{вх}}$	м/с	9,38	(1.16)
37	Коэффициент запаса по кавитационному срыву	$k_{\text{Пвх}}$		1,5	(1.29)
4. Центробежное колесо					
38	Критический кавитационный коэффициент быстроходности на входе в ЦК	C_{Π}		1586	(1.31)
39	Втулочное отношение	\bar{d}_1		0,35	
40	Относительная толщина входной кромки	$\bar{\sigma}_{1c}$		0,035	(1.40)
41	Параметр	\bar{S}_1		0,40	(1.27)
42	Степень диффузорности входного участка	\bar{F}_1		1,4	(1.35)
43	Относительный диаметр расположения входной кромки	\bar{D}_{1c}		0,95	(1.36)
44	Приведенный кавитационный коэффициент	\bar{C}_{Π}		1961	(1.33)
45	Коэффициент режима	m_c		8	Рис. 1.7
46	Коэффициент приведенного входного диаметра	K_0		5,22	(1.38)
47	Диаметр горловины	D_{Γ}	м	0,0839	(1.39)
48	Диаметр втулки	d_1	м	0,0294	(1.39)
49	Диаметр расположения входной кромки	D_{1c}	м	0,0797	(1.39)
50	Число лопастей первого ряда	Z_1		6	
51	Толщина входной кромки	σ_1	мм	1,5	(1.42)
52	Угол атаки в первом приближении	δ_c	градус	10	(1.43)
53	Угол установки лопасти	$\beta_{1л}$	градус	17,1	(1.44)
54	Коэффициент стеснения	ψ_1		0,881	(1.45)

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5	6
55	Относительный расход	\bar{Q}		0,460	(1.46)
56	Относительный критический расход	$\bar{Q}_{кр}$		0,377	(1.47)
57	Уточненный диаметр втулки	d_1	м	0,032	
58	Уточненный диаметр горловины	D_r	м	0,086	
59	Уточненный коэффициент приведенного входного диаметра	K_0		5,30	(1.38)
60	Относительный радиус	ρ_e		0,25	(1.48)
61	Радиус по ведомому диску	ρ_e	м	0,022	(1.49)
62	Ширина ЦК на входе	b_1	м	0,0271	(1.37), (1.50)
63	Радиус по ведущему диску	ρ_a	м	0,018	
64	Среднегеометрический радиус горловины	r_c	м	0,0324	
65	Длина нормали	l_{n1}	м	0,026	
66	Радиус центра тяжести	$R_{цт}$	м	0,043	
67	Среднегеометрический радиус входной кромки	r_{1c}	м	0,042	
68	Толщина входной кромки лопасти	σ_1	мм	1,5	(1.55)
69	Угол атаки во втором приближении	δ	градус	10	
70	Угол установки лопасти на входе	$\beta_{1л}$	градус	17,1	(1.56)
71	Коэффициент стеснения на входе	ψ_1		0,887	
72	Временное сопротивление материала ЦК	σ_b	МПа	620	
73	Радиус входной кромки на ведомом диске	r_{1e}	м	0,042	
74	Относительная скорость	W_{1e}	м/с	67,7	(1.57)
75	Пороговая скорость	$W_{п}$	м/с	21,6	(1.58)
76	Относительный расход	\bar{Q}		0,455	(1.46)
77	Относительный критический расход	$\bar{Q}_{кр}$		0,310	(1.47)
78	Оптимальная ширина на выходе	$b_{2опт}$	м	0,0109	(1.60)
79	Оптимальный наружный диаметр	$D_{2опт}$	м	0,1511	(1.61)
80	Угол установки лопасти на выходе	$\beta_{2л}$	градус	25	(1.65)
81	Число лопастей второго ряда	Z_2		6	
82	Параметр	R_1/R_2		0,56	
83	Параметр	$(R_1/R_2)^{2/2}$		0,03	
84	Коэффициент прозрачности	k		0	(1.68)
					Рис. 1.9
85	Коэффициент активного радиуса	y		0,889	(1.69)
					Рис. 1.10
86	Ширина на выходе	b_2	м		(1.70)
				0,012	(1.70)

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5	6
87	Толщина выходной кромки	σ_2	мм	3	(1.42)
88	Коэффициент стеснения на выходе	ψ_2		0,821	(1.71)
89	Наружный диаметр	D_2	м	0,1517	(1.72)
5. Отвод					
90	Ширина ЦК на выходе с дисками	b'_2	м	0,018	
91	Коэффициент ширины отвода	m_3		0,1	(1.81)
92	Ширина отвода	b_3	м	0,0332	
93	Входной радиус	R_3	м	0,0824	(1.84)
					(1.83)
94	Угол между языком и расчетным сечением	Φ_p	градус	350	(1.85)
95	Коэффициент диаметра выходного патрубка	$K_{D_{\text{вых}}}$			(1.89)
				3,8	(1.89)
96	Степень расширения диффузора	n_d		2,50	(1.90)
97	Скорость на выходе из диффузора	$V_{\text{вых}}$	м/с	21,9	(1.92)
98	Угол раскрытия эквивалентного диффузора	γ_3	градус	8	(1.93)
99	Длина диффузора	l_d	м	0,1505	(1.94)
100	Выходной диаметр диффузора	$D_{\text{вых}}$	м	0,0572	(1.88)
101	Высота расчетного сечения	h_p	м	0,0310	(1.78)
102	Минимальная толщина языка	$\sigma_{3\min}$	м	0,0031	(1.98)
6. Эскизное проектирование насоса					
7. Осевые и радиальные силы					
8. Потери энергии и КПД на расчетном режиме					
<i>Механический КПД</i>					
103	Относительная мощность на трение в подшипниках и уплотнителях	$\bar{N}_{\text{п.у}}$		0,01	(1.100)
104	Наружный радиус импеллера	$r_{2\text{имп}}$	м	0,05	
105	Длина бандажа импеллера	l_1	м	0,01	
106	Глубина паза в корпусе	l_2	м	0,005	
107	Механический КПД насоса	η_m		0,961	(1.3)
<i>Дисковый КПД</i>					
108	Коэффициент	m		2	(1.104)
109	Дисковый КПД насоса	η_d		0,959	(1.5)
<i>Объемный КПД</i>					
110	Диаметр щели уплотнения	D_y	мм	100	(1.106)
111	Радиальный зазор щели уплотнения	δ_y	мм	0,1	(1.107)
112	Длина щели уплотнения	l_y	мм	10	(1.107)
113	Эквивалентная шероховатость	Δ_y	мм	0,005	(1.108)

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5	6
114	Объемный КПД насоса	η_o		0,957	(1.115)
	<i>Гидравлический КПД</i>	η_r		0,830	(1.116)
9. Профилирование лопастей центробежного колеса					
10. Оценка критериев качества					
115	Кавитационный коэффициент быстроходности	$C_{Пвх}$		1476	(1.117)
116	Коэффициент запаса по кавитационному срыву	$k_{Пвх}$		1,50	(1.29)
117	Относительный параметр кавитационной эрозии	W_{1e}/W_{Π}		3,1	(1.57), (1.58)
118	Интенсивность обратных токов	$I_{от}$		0,68	(1.118)
119	КПД насоса	η		0,735	(1.10)
120	Коэффициент напора	\bar{H}		0,52	(1.62)

Расчет насоса начинается с вычисления КПД в первом приближении. В п. 8 они подсчитываются во втором приближении и вновь вводятся в программу. Баланс энергии насоса приведен на рис. 1.1, б.

Механический КПД насоса

$$\eta_m = 1 - N_m / N \quad (1.3)$$

учитывает мощность N_m , затраченную на преодоление трения в подшипниках, контактных и импеллерных уплотнениях вала. По данным [15],

$$\eta_m = \begin{cases} 0,99 \div 0,995, & \text{если нет импеллерных уплотнений;} \\ 0,95 \div 0,97, & \text{если есть импеллерные уплотнения.} \end{cases} \quad (1.4)$$

Дисковый КПД насоса

$$\eta_d = 1 / \left[1 + N_{тд} / (\dot{m} + \dot{m}_y) H_r \right] \quad (1.5)$$

учитывает мощность $N_{тд}$, затраченную на преодоление трения обоих дисков центробежного колеса. Для оценочных расчетов

$$\eta_d = 1 / \left(1 + 600 / n_s^2 \right) \quad (1.6)$$

(в интервале $n_s = 30 \div 140$ для значений расходного параметра $q_p = V_{2m} / U_2 \operatorname{tg} \beta_{2л} = 0,2$ и коэффициента диаметра горловины центробежного колеса $K_{D_r} = 6,5$ этот КПД соответствует данным [15]).

Массовый расход жидкости \dot{m}_y из области высокого давления на выходе из центробежного колеса через щелевые уплотнения возвращается на вход колеса. При этом мощность $N_y = \dot{m}_y H_T$ теряется, превращаясь в тепло. (В \dot{m}_y входит и массовый расход через устройство для разгрузки осевых сил на роторе.) Эта потеря учитывается объемным КПД насоса

$$\eta_o = \dot{m} / (\dot{m} + \dot{m}_y). \quad (1.7)$$

В том же интервале n_s при тех же q_p и $K_{D\Gamma}$, что и в формуле (1.6), и двух одинаковых уплотнениях на дисках рабочего колеса

$$\eta_o = 1 / \left(1 + 1,2 / n_s^{2/3} \right). \quad (1.8)$$

Потери в проточной полости насоса характеризуются гидравлическим КПД. По данным [15], гидравлический КПД в основном зависит от D_{1c}/D_2 . Его можно оценить как

$$\eta_r = 0,80 \div 0,85. \quad (1.9)$$

КПД проектируемого насоса

$$\eta = \eta_m \eta_d \eta_o \eta_r \quad (1.10)$$

полезно сравнить с КПД существующих насосов (рис. 1.3).

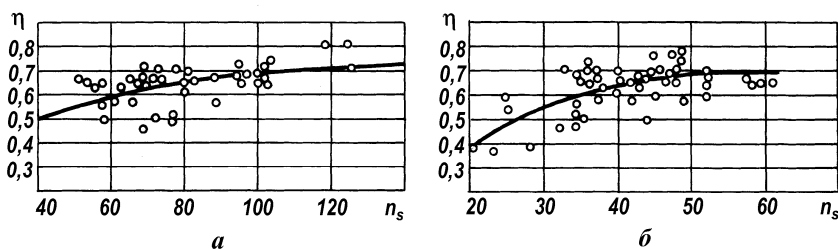


Рис. 1.3. Зависимость КПД насосов окислителя (а) и горючего (б) на расчетном режиме от коэффициента быстроходности по данным [3]

Потребляемая насосом мощность

$$N = \dot{m} H / \eta. \quad (1.11)$$

Ориентировочный минимальный диаметр вала насоса из легированных сталей

$$d_{\min} = \sqrt[3]{N/0,2\omega[\tau]}, \quad (1.12)$$

где допускаемое напряжение

$$[\tau] = 100 \div 200 \text{ МПа}. \quad (1.13)$$

1.3. Подвод

В высокооборотных центробежных насосах применяются следующие подводы: прямоосный конфузор, кольцевой (рис. 1.4), коленообразный (рис. 1.5) и полуспиральный. Подвод должен обеспечить осесимметричный поток с равномерным распределением скоростей на входе в рабочее колесо при минимальных потерях энергии и габаритах. Площадь сечения подвода монотонно уменьшается от входа к выходу, что способствует выравниванию потока перед колесом.

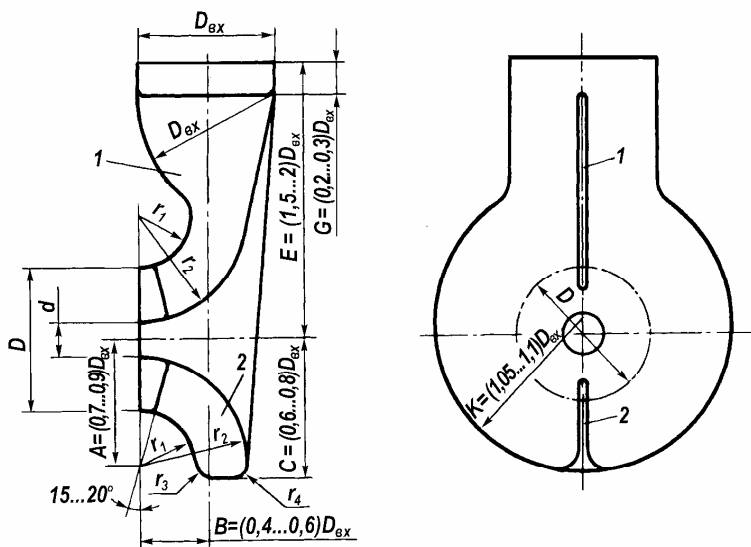


Рис. 1.4. Кольцевой подвод [15]:

1 — разделительное ребро; 2 — направляющее ребро

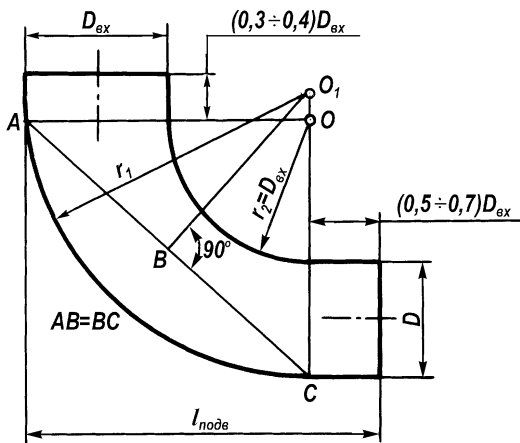


Рис. 1.5. Коленообразный подвод [6]

Как правило, для конфузорных, коленообразных и кольцевых подводов отношение площади $F_{\text{вх}}$ на входе в подвод к площади F_0 на выходе из подвода составляет

$$\bar{F}_{\text{вх}} = F_{\text{вх}} / F_0 = 1,15 \div 1,2. \quad (1.14)$$

Кольцевой подвод проектируемого насоса рассчитаем согласно [15]. Диаметр подвода на входе

$$D_{\text{вх}} = K_0 D_Q \sqrt{\bar{F}_{\text{вх}}}, \quad (1.15)$$

где коэффициент приведенного входного диаметра K_0 центробежного колеса выбирается предварительно в соответствии с формулой (1.34).

Коэффициент диаметра входного патрубка

$$K_{D_{\text{вх}}} = D_{\text{вх}} / D_Q.$$

Рекомендуемая скорость на входе в подвод

$$V_{\text{вх}} = 4Q / \pi D_{\text{вх}}^2 = 5 \div 15 \text{ м/с}. \quad (1.16)$$

Если $V_{\text{вх}} > 15 \text{ м/с}$, то следует увеличить $\bar{F}_{\text{вх}}$. Площадь, диаметр и скорость на выходе из подвода:

$$F_0 = F_{\text{вх}} / \bar{F}_{\text{вх}}, \quad (1.17)$$

$$d = (1 \div 1,1) d_1, \quad (1.18)$$

$$V_0 = Q/F_0. \quad (1.19)$$

По данным [5, 7], коэффициент сопротивления подвода

$$\zeta_{\text{подв}} = \begin{cases} 0,75/\bar{F}_{\text{вх}}^2, & \text{если коленообразный или кольцевой;} \\ 0,1 \div 0,15, & \text{если конфузор,} \end{cases} \quad (1.20)$$

а потери энергии

$$L_{\text{подв}} = \zeta_{\text{подв}} V_0^2/2. \quad (1.21)$$

Поэтому срывной кавитационный запас на входе в колесо

$$\Delta h_{\text{II}} = \Delta h_{\text{Пвх}} - L_{\text{подв}}, \quad (1.22)$$

а соответствующий критический кавитационный коэффициент бы-
строходности

$$C_{\text{II}} = 298\omega\sqrt{Q}/\Delta h_{\text{II}}^{3/4}. \quad (1.23)$$

Размеры кольцевого подвода выбираются в долях от $D_{\text{вх}}$ по ре-
комендациям [15] и отображаются на листе «Геометрические раз-
меры».

Коленообразный подвод с поворотом потока на 90° рассчиты-
вается по тем же формулам при условии, что

$$d = 0.$$

Рекомендуемые в работе [6] соотношения размеров и последо-
вательность построений очевидны из рис. 1.5.

Для расчета конфузорного подвода в ПЭВМ вводятся $d = 0$, $\zeta_{\text{подв}}$
— по уравнению (1.20).

Проектирование полуспирального подвода в этой работе не рас-
сматривается. Он проектируется в соответствии с работой [2]. При-
нятый для расчетов момент скорости, который создает полуспи-
ральный подвод на входе в рабочее колесо,

$$(rV_u)_1 = 0,06\sqrt[3]{Q^2 n}. \quad (1.24)$$

Тип подвода выбирается из раскрывающегося списка в строке
№17, а потери в подводе рассчитываются ПЭВМ по одной из
формул (1.20).

1.4. ЦЕНТРОБЕЖНОЕ РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

В высокооборотных центробежных насосах применяются различные центробежные рабочие колеса. По положению входной кромки лопастей рабочие колеса можно разделить на три типа (рис. 1.6). В рабочих колесах типа 1 лопасти продлены в горловину. В колесах типа 2 входные кромки расположены в области поворота потока из осевого направления в радиальное, а в колесах типа 3 — за область поворота, примерно на диаметре горловины. Лопасти рабочих колес типов 1 и 2 пространственные, типа 3 — преимущественно цилиндрические (рис. 1.6, *з*, *д*, *е*).

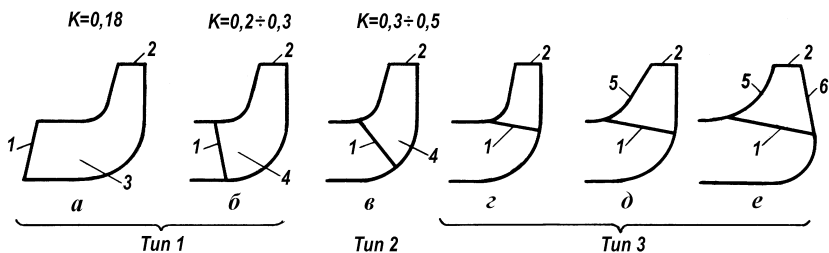


Рис. 1.6. Типы центробежных рабочих колес:

1 — входная кромка; 2 — выходная кромка; 3 — осевой входной участок; 4 — полуосевой входной участок; 5 — наклонный покрывной диск; 6 — наклонный основной диск

Рабочие колеса типов 1 и 2 обладают более высоким КПД, чем колеса типа 3. Однако они более сложны в изготовлении. В насосах ЖРД среднего давления широкое распространение получили центробежные колеса типа 3 с цилиндрическими лопастями. Описываемой ниже программой предусмотрен расчет рабочих колес только типа 3. Рабочие колеса типов 1 и 2 рассчитываются по другой программе [19].

Коэффициент кавитации λ_{Π} для срывного режима центробежного колеса в уравнении

$$2\Delta h_{\Pi} = V_1^2 + \lambda_{\Pi} W_1^2 \quad (1.25)$$

зависит от типа рабочего колеса.

Для центробежных рабочих колес типа 3 при углах атаки $\delta > 6^\circ$, согласно [26, 29, 30],

$$\lambda_{\Pi} = \begin{cases} 1, 2 \operatorname{tg} \beta_1 + (0,07 + 0,42 \operatorname{tg} \beta_1)(\bar{S}_1 - 0,615), & \text{если } 0,15 < \operatorname{tg} \beta_1 < 0,4; \\ 0,65 \operatorname{tg} \beta_1 (1 + 1,35 \bar{S}_1), & \text{если } \operatorname{tg} \beta_1 \leq 0,15, \end{cases} \quad (1.26)$$

где толщина входной кромки лопасти учитывается параметром

$$\bar{S}_1 = 11,31 \bar{\sigma}_1. \quad (1.27)$$

Угол атаки

$$\delta = \beta_{1\text{л}} - \beta_1. \quad (1.28)$$

В этих формулах все величины подсчитываются для точки I входной кромки на линии тока c (рис. 1.2).

В зависимости от условий работы насоса, вида рабочей жидкости, быстродействия системы регулирования и др. выбирается коэффициент запаса по кавитационному срыву

$$k_{\text{Пвх}} = \Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{\text{Пвх}}. \quad (1.29)$$

В отсутствие специальных требований

$$1,2 \leq k_{\text{Пвх}} \leq 1,4. \quad (1.30)$$

В соответствии с работами [18, 26] критический кавитационный коэффициент быстроходности на входе в рабочее колесо

$$C_{\Pi} = 1777 m_c \sqrt{\eta_0 \bar{b}_1} / \epsilon_{\Pi}^{3/4}, \quad (1.31)$$

где относительная ширина колеса при входе на лопасти

$$\bar{b}_1 = b_1 / D_{1c}, \quad (1.32)$$

а безразмерный кавитационный запас

$$\epsilon_{\Pi} = 2 \Delta h_{\Pi} / V_1^2 = 1 + \lambda_{\Pi} (1 + m_c^2).$$

Шириной b_1 рабочего колеса на входе назван диаметр вписанной окружности, которая касается основного и покрывного дисков; диаметр проходит через точку касания E и точку I входной кромки (рис. 1.2). При таком определении этот диаметр примерно равен длине нормали l_{n1} равноскоростного меридианного потока.

Графики зависимости приведенного кавитационного коэффициента быстроходности

$$\bar{C}_{\Pi} = C_{\Pi} / \sqrt{2 \eta_0 \bar{b}_1} = 1256 m_c / \epsilon_{\Pi}^{0,75} = f(m_c, \bar{S}_1), \quad (1.33)$$

представлены на рис. 1.7 [7]. В диапазоне $m_c < 6,7$ расчет производился с использованием первой формулы (1.26), а в диапазоне $m_c > 6,7$ — второй формулы (1.26). При увеличении m_c , η_o , \bar{b}_1 и уменьшении \bar{S}_1 коэффициент C_{II} монотонно увеличивается и может достигать $C_{II} \approx 3000$.

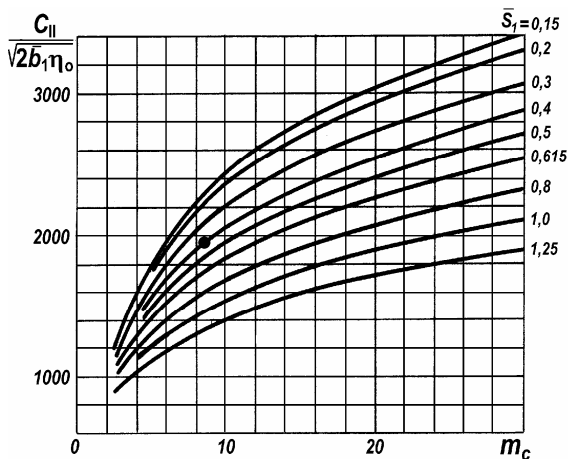


Рис. 1.7. Зависимость критического кавитационного коэффициента быстроходности от режима работы и относительной толщины входной кромки, согласно [7]

При проектировании рабочих колес будем руководствоваться рекомендациями [29, 30] и выбирать коэффициент приведенного входного диаметра в нулевом приближении

$$K_0 = \begin{cases} 3,5 \div 3,8, & \text{если } C_{II} < 500; \\ 4,3 \div 4,6, & \text{если } 1200 < C_{II} < 1400; \\ 5,2 \div 5,7, & \text{если } 1400 < C_{II} < 2000. \end{cases} \quad (1.34)$$

Степень диффузорности выбирается в пределах

$$1,2 \leq \bar{F}_1 = F_1 / F_0 \leq 2,5, \quad (1.35)$$

а относительный диаметр

$$0,8 \leq \bar{D}_{1c} = D_{1c} / D_r \leq 1. \quad (1.36)$$

Площадь при входе на лопасть $F_1 = 2\pi R_{цл} l_{n1}$, где $R_{цл}$ — радиус центра тяжести нормали длиной l_{n1} , проходящей через точку I входной кромки (рис. 1.2). Полагая $2R_{цл} \approx D_{1c}$ и $l_{n1} \approx b_1$ и принимая во внимание, что

$$F_1 = \pi D_0^2 \bar{F}_1 / 4 = \pi D_r^2 (1 - \bar{d}_1^2) \bar{F}_1 / 4,$$

получим относительную ширину рабочего колеса при входе

$$\bar{b}_1 = (1 - \bar{d}_1^2) \bar{F}_1 / 4 \bar{D}_{1c}^2. \quad (1.37)$$

Расчет выполняется в следующей последовательности. С учетом приведенных выше рекомендаций, а также данных [19] задаемся значениями \bar{d}_1 , $\bar{\sigma}_{1c}$, \bar{F}_1 , \bar{D}_{1c} . По вычисленным ПЭВМ значениям \bar{S}_1 и \bar{C}_{II} с помощью рис. 1.7 находим коэффициент режима m_c и вводим его в соответствующую ячейку. На основании уравнения (1.8) работы [17] уточненный (в первом приближении) коэффициент приведенного входного диаметра

$$K_0 = \sqrt[3]{m_c \sqrt{1 - \bar{d}_1^2} / 0,0411 \bar{F}_1 \eta_0 \bar{D}_{1c}} \quad (1.38)$$

и диаметры горловины, втулки и средний диаметр

$$D_r = K_0 D_Q / \sqrt{1 - \bar{d}_1^2}, \quad d_1 = D_r \bar{d}_1, \quad D_{1c} = D_r \bar{D}_{1c}. \quad (1.39)$$

Принимая во внимание [19], назначаем число лопастей Z_1 первого ряда.

Относительная толщина входной кромки лопасти выбирается из диапазона

$$0,02 \leq \bar{\sigma}_{1c} \leq 0,07 \quad (1.40)$$

так, чтобы ее абсолютная толщина

$$\sigma_{1c} = \pi D_{1c} \bar{\sigma}_{1c} / Z_1 \quad (1.41)$$

удовлетворяла *ограничению* [24] (все размеры в мм):

D_2	σ_1	σ_2	σ_{\max}	
100	1–1,5	3	4	(1.42)
200	1–1,5	3,5–4	4–5	
300	1,5–2,5	4–4	6–7	

Соответствующий этим данным профиль лопасти центробежного колеса имеет относительные толщины $\sigma_1/\sigma_{\max} = 0,3 \div 0,4$, $\sigma_2/\sigma_{\max} = 0,7 \div 0,8$, а максимум толщины лопасти σ_{\max} располагается на расстоянии 50–60% длины лопасти, считая от ее передней кромки. В работе [17] рекомендуется задавать максимальную толщину лопасти $\sigma_{\max} = (0,05 \div 0,08) b_{\text{л}}$ примерно на середине ее длины $b_{\text{л}}$, а входную и выходную кромки лопасти заострить на длине $(0,2 \div 0,3) b_{\text{л}}$.

Для уменьшения коэффициента стеснения, средней относительной скорости и потерь энергии при входе в колесо, диффузорности межлопаточного канала, а также коэффициента кавитации λ_{II} угол атаки рекомендуется выбирать

$$7^\circ \leq \delta_c \leq 10^\circ. \quad (1.43)$$

Задавшись углом атаки, проверяем выполнение условий

$$\beta_{\text{л}} = \arctg(1/m_c) + \delta_c \geq 15^\circ, \quad (1.44)$$

$$\psi_1 \approx 1 - \bar{\sigma}_1 / \sin \beta_{\text{л}} \geq 0,8. \quad (1.45)$$

Интенсивность низкочастотных пульсаций давления и расхода увеличивается при работе центробежного колеса с обратными токами на входе в него. В соответствии с работой [17], в которой использованы исследования А.С. Руднева, колесо будет работать без обратных токов, если

$$\bar{Q} = (\tg \beta_1 / \psi_1 \tg \beta_{\text{л}}) > \bar{Q}_{\text{кр}}, \quad (1.46)$$

где

$$\bar{Q}_{\text{кр}} = \begin{cases} 1,65 - 1,34 r_{1c} / r_{1e}, & \text{если } r_{1c} / r_{1e} > 0,86; \\ 0,5, & \text{если } r_{1c} / r_{1e} \leq 0,86. \end{cases} \quad (1.47)$$

В последнем уравнении

$$r_{1c} = D_{1c} / 2, \quad r_{1e} = D_r / 2.$$

Добившись выполнения всех перечисленных выше *параметрических и функциональных ограничений*, переходим к расчетам второго приближения. В случае необходимости назначаем уточненные окончательные размеры d_1 и D_r . Выбираем

$$0,15 \leq \bar{\rho}_e \leq 0,6 \quad (1.48)$$

и вычисляем

$$\rho_e = \bar{\rho}_e D_\Gamma, \quad (1.49)$$

$$b_1 = \bar{b}_1 D_{1c}. \quad (1.50)$$

По размерам $d_1, D_\Gamma, D_{1c}, b_1, \rho_a, b_{2\text{опт}}, D_{2\text{опт}}$ и A строим меридианное сечение, как показано на рис. 1.8. Затем приближенно строится средняя линия равноскоростного потока и нормаль к ней, проходящая через точку 1 входной кромки. Чтобы облегчить проектировщику эти построения, вычисляется радиус средней линии тока в горловине колеса $r_c = \sqrt{(D_\Gamma^2 + d_1^2)}/2$. Длина нормали l_{n1} , радиус центра тяжести $R_{ц1}$ и радиус r_{1c} определяются из чертежа и вводятся в ПЭВМ.

Далее рассчитываются момент скорости, площадь на входе в рабочее колесо и скорости

$$V_{lu} = (rV_u)_1 / r_{1c}, \quad V_{lm} = Q / F_1 \eta_0, \quad u_1 = \omega r_{1c},$$

$$V_1^2 = V_{lu}^2 + V_{lm}^2, \quad W_1^2 = (U_1 - V_{lu})^2 + V_{lm}^2. \quad (1.51)$$

Из уравнения (1.25) и треугольника скоростей на рис. 1.2 следует, что

$$\lambda_{II} = (2\Delta h_{II} - V_1^2) / W_1^2, \quad (1.52)$$

$$\text{tg}\beta_1 = V_{lm} / (U_1 - V_{lu}). \quad (1.53)$$

В соответствии с (1.26) параметр, учитывающий толщину входной кромки,

$$\bar{S}_1 = \begin{cases} \frac{\lambda_{II} - 1,2 \text{tg}\beta_1}{0,07 + 0,42 \text{tg}\beta_1} + 0,615, & \text{если } \text{tg}\beta_1 > 0,15; \\ \frac{1}{1,35} \left(\frac{\lambda_{II}}{0,65 \text{tg}\beta_1} - 1 \right), & \text{если } \text{tg}\beta_1 \leq 0,15, \end{cases} \quad (1.54)$$

а ее толщина

$$\sigma_1 = \bar{S}_1 r_{1c} / 1,8 Z_1. \quad (1.55)$$

Она должна удовлетворять ограничениям (1.42). В случае необходимости во втором приближении можно задать новый угол атаки δ и уточнить

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \delta \quad (1.56)$$

и коэффициент стеснения ψ_1 по уравнению (1.45).

Хотя в высокооборотных насосах с малым ресурсом работы кавитационная эрозия не является решающим критерием, программой предусмотрен расчет максимальной относительной скорости

$$W_{1e} = \sqrt{(U_1 - V_{1u})^2 + V_{1m}^2} \quad (1.57)$$

и пороговой скорости [13]

$$W_{п} = \sqrt{k\sigma_b/\rho}, \quad (1.58)$$

где $k = 1,2 \cdot 10^{-3}$ — опытный безразмерный коэффициент, σ_b — временное сопротивление материала рабочих колес, ρ — плотность перекачиваемой жидкости. Согласно [13], для безэрозионной работы необходимо, чтобы

$$W_{1e} \leq W_{п}. \quad (1.59)$$

Во втором приближении также проверяется условие работы колеса без обратных токов (1.46).

Оптимальные по минимуму потерь энергии в отводе и на дисковое трение ширина и диаметр рабочего колеса на выходе:

$$b_{2\text{опт}} = \begin{cases} 0,78(n_s/100)^{1/2} D_Q, & \text{если } n_s < 180; \\ 0,64(n_s/100)^{5/6} D_Q, & \text{если } n_s \geq 180, \end{cases} \quad (1.60)$$

$$D_{2\text{опт}} = \left[9,35 / (n_s/100)^{1/2} \right] D_Q. \quad (1.61)$$

Угол $\beta_{2л}$ установки лопасти на выходе из рабочего колеса выбирают на основе рекомендаций [15]. Этот угол влияет на диффузорность межлопаточного канала и коэффициент реактивности, а поэтому и на КПД насоса. Приемлемая форма межлопаточного канала получается при $\beta_{2л} = 20 \div 40^\circ$. Радиальный габарит рабочего колеса можно охарактеризовать коэффициентом напора

$$\bar{H} = H/U_2^2. \quad (1.62)$$

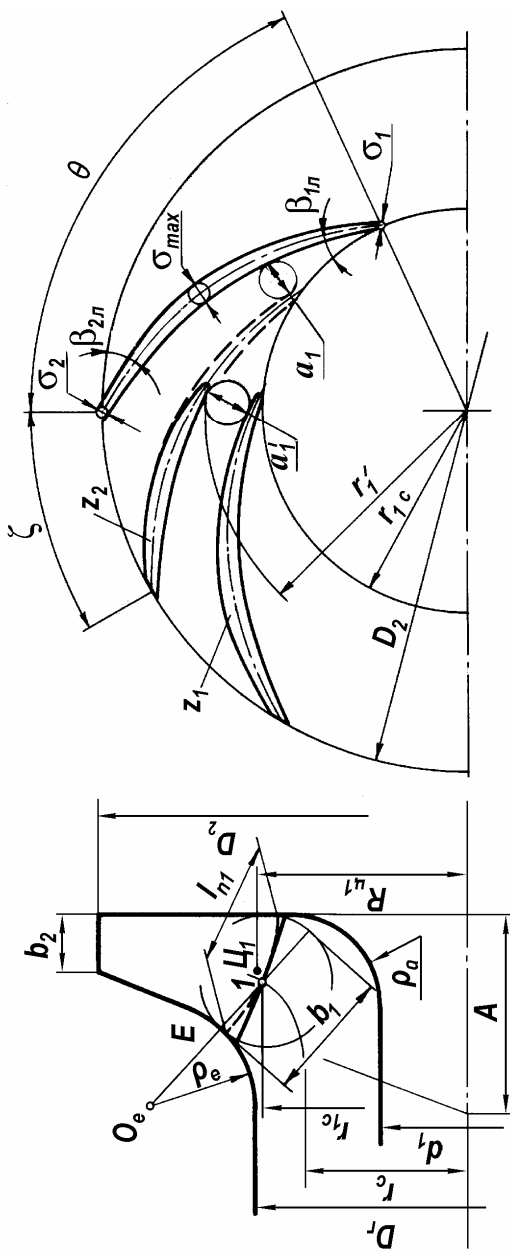


Рис. 1.8. Центробежное рабочее колесо проектируемого насоса

Из уравнения (2.3) работы [17] следует, что эта величина

$$\bar{H} = (y - V_{2m}/U_2 \Psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}) \eta_r.$$

Поэтому в насосах с малыми значениями параметра V_{2m}/U_2 ($V_{2m}/U_2 < 0,1$) коэффициент напора $\bar{H} \approx \eta_r$ почти не зависит от угла $\beta_{2л}$ и для таких насосов можно выбрать

$$\beta_{2л} = 20 \div 40^\circ, \quad (1.63)$$

что уменьшает диффузорность межлопаточного канала. В насосах с большими значениями параметра V_{2m}/U_2 ($V_{2m}/U_2 > 0,1$) увеличение $\beta_{2л}$ приводит к существенному повышению коэффициента напора и для них

$$\beta_{2л} = 50 \div 70^\circ. \quad (1.64)$$

При увеличении угла $\beta_{2л}$ изменяется форма напорной и мощностной характеристик, увеличивается интенсивность вибрации и шума. Для получения непрерывно падающей напорной характеристики насоса желательно иметь $\beta_{2л} < 30^\circ$. Кроме того, на выбор угла $\beta_{2л}$ влияют отношение D_{1c}/D_2 и окружная скорость рабочего колеса. Последняя связана с его прочностью. Согласно [15], оптимальный угол для насосов ЖРД лежит в пределах

$$20^\circ \leq \beta_{2л} < 60^\circ. \quad (1.65)$$

Если условие (1.45) для коэффициента стеснения на входе в рабочее колесо не выполняется или мала ширина межлопаточного канала на входе в колесо, то можно применить рабочее колесо с двухрядной решеткой лопастей (рис. 1.8). В таком колесе уменьшается число лопастей Z_1 в первом ряду и добавляется второй ряд. Число лопастей второго ряда Z_2 часто выбирается равным числу лопастей первого ряда Z_1 как показано на рис. 1.8 (для однорядной решетки $Z_2 = 0$). Коэффициенты прозрачности k и активного радиуса y двухрядной решетки лопастей можно приближенно найти по рис. 1.9 и 1.10 [23], полагая $R_1 = r_1'$, $Z = Z_1 + Z_2$ и $\beta_{л} = \beta_{2л}$. Как следует из уравнения (2.3) работы [17], для увеличения теоретического напора рабочего колеса радиус r_1' следует выбрать так, что-

бы при $(R_1/R_2)^{Z/2} = (R_1/R_2)^{(Z_1+Z_2)/2}$ и заданном $\beta_{2л}$ получить коэффициент прозрачности $k < 0,01$.

Окончательное значение ширины рабочего колеса на выходе определяется на основе следующих соображений. Исследования показывают, что изменение ширины по сравнению с оптимальной в пределах $\pm 30\%$ мало влияет на потери энергии в отводе насоса и дисковое трение. Для уменьшения потерь энергии в рабочем колесе целесообразно ограничить степень диффузорности относительного потока

$$\bar{W}_2 = W_2/W_1 = F_1 \sin \beta_{1лс} / \pi D_2 b_2 \sin \beta_{2лс}.$$

Следовательно,

$$b_{2\text{овс}} = F_1 \sin \beta_{1лс} / \pi D_{2\text{опт}} \bar{W}_2 \sin \beta_{2л}, \quad (1.66)$$

где принято $D_2 = D_{2\text{опт}}$ и в соответствии с [15]

$$0,7 \leq \bar{W}_2 \leq 1. \quad (1.67)$$

Обычно ширина рабочего колеса по уравнению (1.60) меньше, чем по (1.66). Согласно уравнению (1.72), ширина рабочего колеса влияет на его диаметр так же, как угол $\beta_{2л}$. Кроме того, в соответствии с [15] для предотвращения смыкания пограничных слоев на выходе из колеса его ширина должна быть не менее 3–4 мм. Выбранная проектировщиком с учетом высказанных выше соображений ширина рабочего колеса вводится в ПЭВМ как окончательная.

В первом приближении коэффициенты прозрачности k , активного радиуса y и ширина b_2 рассчитываются ПЭВМ по умолчанию. Во втором приближении они уточняются проектировщиком по рис. 1.9 и 1.10 и в двойные ячейки вводятся:

$$k = \begin{cases} 0, & \text{if } \beta_{2л} \leq \beta_{2л\text{кр}}; \\ f[\beta_{2л}, (R_1/R_2)^{Z/2}], & \text{if } \beta_{2л} > \beta_{2л\text{кр}}, \end{cases} \quad (1.68)$$

$$y = \begin{cases} 1 - \pi \sin \beta_{2л} / z, & \text{по умолчанию;} \\ \varphi(\beta_{2л}, z), & \text{по рис. 1.10,} \end{cases} \quad (1.69)$$

$$b_2 = \begin{cases} b_{2\text{опт}}, & \text{по умолчанию;} \\ \text{значение задается проектировщиком.} \end{cases} \quad (1.70)$$

На толщину выходной кромки σ_2 накладывается *ограничение* (1.42), и обычно коэффициент стеснения

$$\psi_2 \approx 1 - Z\sigma_2 / \pi D_{2\text{в}} \sin \beta_{2\text{в}} \geq 0,85. \quad (1.71)$$

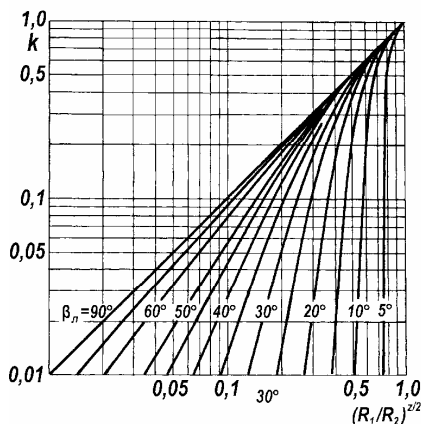


Рис. 1.9. Зависимость $k = f[\beta_n, (R_1/R_2)^{1/2}]$

для круговой решетки из отрезков логарифмических спиралей [23]

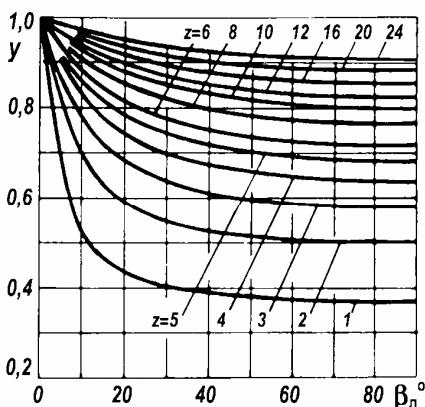


Рис. 1.10. Относительный активный радиус круговой решетки [23]

Наружный диаметр рабочего колеса по теории [23] плоских гидродинамических решеток

$$D_2 = 2 \sqrt{\frac{1}{\omega y} \left(\frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \eta_o \operatorname{tg} \beta_{2\text{л}}} + \frac{gH}{(1-k)\omega \eta_r} + (rV_u)_1 \right)}. \quad (1.72)$$

Центробежное рабочее колесо проектируемого насоса показано на рис. 1.8.

1.5. Отвод

Отвод насоса предназначен для отвода жидкости от рабочего колеса, преобразования кинетической энергии потока на выходе из колеса в энергию давления, уменьшения момента скорости и подвода жидкости к напорному патрубку насоса. Размеры выходного

сечения отвода в значительной степени определяют оптимальную подачу насоса.

Если окружная скорость на выходе из колеса не превышает 150–200 м/с, то обычно применяется спиральный отвод (рис. 1.11). Сечение спирального канала может быть круглым, трапецеидальным, прямоугольным и др. В соответствии с работой [16] предполагаем, что течение в отводе установившееся, плоское, осесимметричное, а скорость жидкости V постоянна в любом радиальном сечении и равна

$$V = V_p = (0,6 \div 0,7) V_{2u}, \quad (1.73)$$

где V_p — скорость в расчетном сечении DE спирального канала, расположенного под углом φ_p к языку отвода.

Так как объемный расход жидкости через цилиндрическую поверхность AB равен расходу через поперечное сечение BC спирального канала, расположенного под углом φ , то при принятых предположениях

$$\varphi Q / 2\pi = V_p F. \quad (1.74)$$

Поэтому площадь промежуточного сечения

$$F = \varphi Q / 2\pi V_p, \quad (1.75)$$

а расчетного, расположенного под углом $\varphi = \varphi_p$,

$$F_p = \varphi_p Q / 2\pi V_p. \quad (1.76)$$

Площадь промежуточного сечения можно выразить через площадь расчетного:

$$F = \varphi F_p / \varphi_p. \quad (1.77)$$

Задавшись углом φ_p и формой промежуточных и расчетного сечений, найдем очертания внешней стенки спирального канала.

В высокооборотных центробежных насосах часто применяется спираль прямоугольного сечения. Так как для прямоугольного сечения $F = b_3 h$, $F_p = b_3 h_p$, то высота расчетного сечения

$$h_p = F_p / b_3, \quad (1.78)$$

а промежуточного на основании (1.77)

$$h = \varphi h_p / \varphi_p. \quad (1.79)$$

Поскольку h прямо пропорциональна φ , то внешняя стенка прямоугольного отвода — это спираль Архимеда.

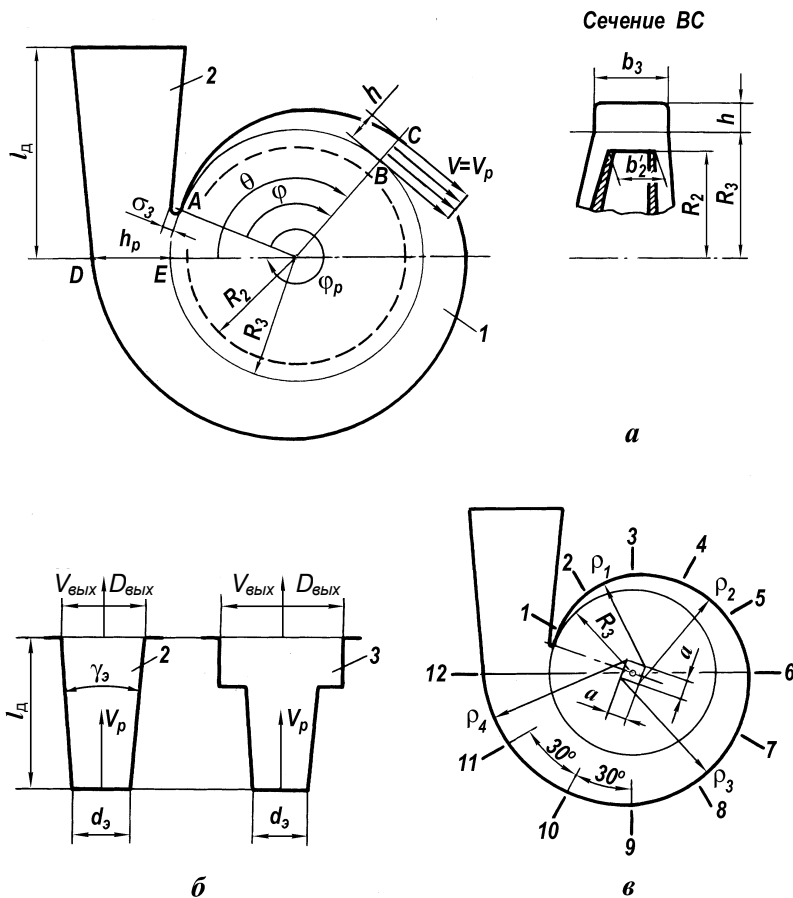


Рис. 1.11. Спиральный отвод (а), диффузоры (б) и сечения спирального канала (в):
1 — спиральный канал; 2 — диффузор; 3 — ступенчатый диффузор

Ширина b_3 спирали выбирается больше ширины центробежного рабочего колеса. При этом увеличиваются допуски на осевое сме-

щение колеса при сборке насоса, а осевые и радиальные силы не изменяются из-за неточной установки колеса при сборке или осевых смещениях ротора. Кроме того, под действием центробежной силы с дисков рабочего колеса в спираль стекает пограничный слой, обладающий некоторым моментом количества движения. Часть энергии дискового трения восстанавливается, что увеличивает КПД насоса. Поэтому

$$b_3 = b'_2 + m_3 D_2, \quad (1.80)$$

где b'_2 — ширина рабочего колеса на выходе вместе с дисками, а коэффициент ширины согласно [15]

$$0,04 \leq m_3 \leq 0,06. \quad (1.81)$$

В некоторых случаях этот коэффициент может выбираться $m_3 > 0,06$. Так как для облегчения изготовления конического диффузора желательно, чтобы расчетное сечение было близко к квадратному, коэффициент m_3 можно выбрать также из условия

$$b_3 \approx h_p. \quad (1.82)$$

Радиус входа в отвод обычно назначается

$$R_3 = [1 + (0,04 \div 0,08)] R_2. \quad (1.83)$$

При увеличении этого радиуса увеличиваются потери энергии на участке «выход из рабочего колеса — вход в отвод» и уменьшается КПД насоса. Однако при этом существенно снижается вибрация насоса. Для уменьшения вибрации на лопаточной частоте без заметного снижения КПД в работе [21] предлагается выбрать

$$R_3 = (1 + 0,001 n_s) R_2. \quad (1.84)$$

По умолчанию ПЭВМ вычисляет R_3 по этой формуле и отображает его на экране монитора. В случае необходимости в соответствующую двойную ячейку можно ввести другой радиус.

Из условия сопряжения спирального канала с коническим диффузором без «подрезки» языка и с целью уменьшения размеров отвода, особенно при больших коэффициентах быстроходности, угол между языком и расчетным сечением выбирают $\varphi_p \leq 360^\circ$:

n_s	60	80	100	130	170	220	≥ 280	(1.85)
φ_p	360°	350°	345°	340°	330°	325°	310°	

По окружной составляющей абсолютной скорости

$$V_{2u} = 2 \left[H / \omega \eta_{\Gamma} + (r V_u)_1 / D_2 \right] \quad (1.86)$$

вычисляются $V_p = 0,65 V_{2u}$ и далее, по уравнениям (1.76), (1.78) и (1.79), площадь F_p и высоты h_p, h .

К спиральному каналу примыкает прямоосный конический диффузор, в котором скорость потока уменьшается до допускаемой скорости выхода и большая часть динамического напора колеса преобразуется в давление. Входное сечение диффузора прямоугольное, выходное — круглое. Заменим этот диффузор эквивалентным круглым коническим, который имеет ту же длину и те же площади сечений на входе и выходе, что и рассчитываемый диффузор. Диаметр эквивалентного круга в расчетном сечении

$$d_3 = \sqrt{4 F_p / \pi}, \quad (1.87)$$

а диаметр круга в выходном сечении

$$D_{\text{вых}} = K_{D_{\text{вых}}} D_Q, \quad (1.88)$$

где коэффициент диаметра выходного патрубка

$$K_{D_{\text{вых}}} = \begin{cases} 2,4 + n_s / 100, & \text{по умолчанию;} \\ \text{значение задается проектировщиком.} \end{cases} \quad (1.89)$$

Последние два диаметра определяют степень расширения диффузора

$$n_d = F_{\text{вых}} / F_p = (D_{\text{вых}} / d_3)^2. \quad (1.90)$$

Диффузоры с большой степенью расширения неэффективны, так как поток в них отрывается от стенок и повышение давления по длине диффузора прекращается. Поэтому степень расширения следует ограничить:

$$n_d = (D_{\text{вых}} / d_3)^2 \leq 2 \div 2,5. \quad (1.91)$$

Для уменьшения потерь в напорном трубопроводе, диаметр которого равен выходному диаметру диффузора, скорость на выходе из диффузора также ограничивается:

$$V_{\text{вых}} = 4 Q / \pi D_{\text{вых}}^2 \leq 15 \div 30 \text{ м/с.} \quad (1.92)$$

Если при максимальном $n_d = 2,5$ скорость превышает допустимую, то следует увеличить $K_{D_{\text{вых}}}$ по уравнению (1.89). Это приведет к увеличению n_d ($n_d > 2,5$) и уменьшению $V_{\text{вых}}$. Затем следует применить ступенчатый диффузор (рис. 1.11, б). Угол раскрытия эквивалентного диффузора выбирается вблизи оптимального по минимуму потерь энергии

$$6^\circ \leq \gamma_3 \leq 12^\circ \quad (1.93)$$

так, что длина диффузора

$$l_d = (D_{\text{вых}} - d_3) / 2 \operatorname{tg}(\gamma_3 / 2). \quad (1.94)$$

Обычно длина диффузора $l_d \approx D_2$. Если по конструктивным соображениям необходим диффузор большей длины, то следует уменьшить угол раскрытия.

Контур стенки спирали можно построить по точкам согласно уравнению (1.79). Здесь удобно отсчитывать углы от расчетного сечения, как показано на рис. 1.11, а. Введем новую переменную $\theta = 360^\circ - \varphi_p + \varphi$ и определим высоты 12 фиксированных сечений при $\theta = 0, 30^\circ, 60^\circ, \dots, 360^\circ$:

$$h = \begin{cases} 0, & \text{если } \theta \leq 360^\circ - \varphi_p; \\ (\theta + \varphi_p - 360) h_p / \varphi_p, & \text{если } 360^\circ - \varphi_p < \theta \leq 360^\circ, \end{cases} \quad (1.95)$$

где все углы измеряются в градусах. На листе «Геометрические размеры» приводится таблица значений $h = f(\varphi)$. Кроме того, для построения спирали можно воспользоваться «конструкторским квадратом», сторона которого также вычисляется ПЭВМ

$$a = 0,25Q / V_p b_3. \quad (1.96)$$

Эти построения очевидны из рис. 1.11, в, причем на листе «Геометрические размеры» приводятся радиусы дуг окружностей

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 &= R_3 + 0,5a; \\ \rho_2 &= R_3 + 1,5a; \\ \rho_3 &= R_3 + 2,5a; \\ \rho_4 &= R_4 + 3,5a. \end{aligned} \right\} \quad (1.97)$$

Согласно [5], минимальная толщина языка

$$\sigma_{3\min} = 0,1h_p. \quad (1.98)$$

Проектировщик назначает толщину языка

$$\sigma_3 \geq \sigma_{3\min}.$$

1.6. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСА

Эскизное проектирование ведется либо традиционным ручным способом, либо машинным с использованием программ AutoCAD, SOLID WORKS и др. Конструируются рабочие колеса, их уплотнения, а также импеллерные и манжетные или торцевые уплотнения вала, выбирается устройство для уравнивания осевых и радиальных сил на роторе насоса. Проектируются опоры ротора, система смазки и охлаждения последних. Рассчитываются прогибы и критические частоты вращения ротора, проектируются корпусные детали насоса.

1.7. ОСЕВЫЕ И РАДИАЛЬНЫЕ СИЛЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЯ

Расчет выполняется по программам, описанным в [18].

1.8. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И КПД НА РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

Механический КПД насоса определяется формулой (1.3), в которой механические потери мощности

$$N_m = N_{\text{упл}} + N_{\text{имп}} + N_{\text{подш}}. \quad (1.99)$$

Мощность, затраченная в подшипниках и контактных уплотнениях вала,

$$N_{\text{подш}} + N_{\text{упл}} = \bar{N}_{\text{п,у}} \cdot N,$$

где, по данным [15], доля

$$\bar{N}_{\text{п,у}} = 0,005 \div 0,01. \quad (1.100)$$

Большая часть мощности механических потерь затрачивается на вращение импеллеров гидродинамических радиальных уплотнений, которые широко применяются в ТНА. Импеллер может быть открытым или закрытым и иметь оребрение в виде пазов или лопаток (рис. 1.12, в, з). Согласно исследованиям [9], уплотнения с закрытым импеллером потребляют в 1,5–2 раза меньшую мощность, чем с открытым. Кроме того, в уплотнениях с закрытым импеллером меньше барботаж газа. Поэтому авторы работы [9] в подавляющем большинстве случаев рекомендуют применять закрытый импеллер.

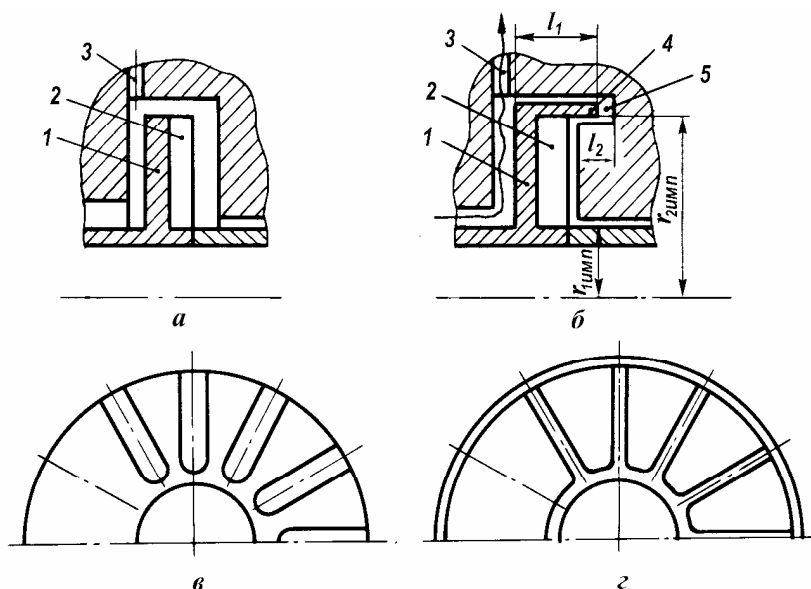


Рис. 1.12. Гидродинамическое радиальное уплотнение вала с открытым (а) и закрытым (б) импеллерами с оребрением в виде пазов (в) или лопаток (з):
1 — диск импеллера; 2 — лопатки или пазы; 3 — охлаждение импеллера;
4 — козырек (бандаж); 5 — паз в корпусе

Согласно [8, 9], мощность, потребляемая закрытым импеллером с лопатками при полном заполнении,

$$N_{\text{имп}} = C_{\text{имп}} \rho \omega^3 r_{2\text{имп}}^5, \quad (1.101)$$

где коэффициент трения обеих сторон импеллера

$$C_{\text{имп}} = 0,0037 \left(1 + 5l_2 / r_{2\text{имп}} \right) + 0,0011 \left(1 + 5l_1 / r_{2\text{имп}} \right). \quad (1.102)$$

Геометрические размеры l_1 , l_2 и $r_{2\text{имп}}$ определяются при расчете импеллера, который данной версией программы не предусмотрен.

Дисковый КПД насоса подсчитывается по формуле (1.5). В соответствии с [27] мощность дискового трения обоих дисков рабочего колеса

$$N_{\text{тд}} = mc_f \rho \omega^3 R_2^5, \quad (1.103)$$

где m — безразмерный коэффициент, учитывающий форму поверхностей пазух и дисков колеса, наличие цилиндрической поверхности на наружном диаметре колеса и уплотнений на диске, а также направление движения жидкости в пазухе (к оси вращения или в противоположную сторону). По данным [7, 27], в интервале $n_s = 60 \div 150$ коэффициент

$$m = 1,5 \div 2,4. \quad (1.104)$$

Коэффициент трения

$$c_f = \begin{cases} 1,334 / \sqrt{\text{Re}}, & \text{если } 2 \cdot 10^4 < \text{Re} < 10^5; \\ 0,037 / \sqrt[5]{\text{Re}}, & \text{если } \text{Re} \geq 10^5, \end{cases} \quad (1.105)$$

где $\text{Re} = \omega R_2^2 / \nu$. Более точные расчеты дискового трения приведены в работе [2].

Объемный КПД насоса учитывает потери энергии, обусловленные утечками жидкости через уплотнения рабочего колеса и в системе разгрузки ротора от осевых сил, и вычисляется по уравнению (1.7).

В высокооборотных шнекоцентробежных насосах часто применяют уплотнения: щелевое, с плавающим кольцом и лабиринтное (рис. 1.13). Для увеличения гидродинамических центрирующих сил внутренняя поверхность плавающего кольца выполняется конической. В этом случае утечка через уплотнение рассчитывается по среднему зазору в уплотнении. Программой предусмотрен расчет утечки через два одинаковых щелевых или уплотнения с плавающими кольцами.

Диаметр щели уплотнения определяется диаметром горловины, толщиной кольца на диске колеса, толщиной напрессованного на него защитного кольца и др. В среднем

$$D_y \approx 1,1D_r. \quad (1.106)$$

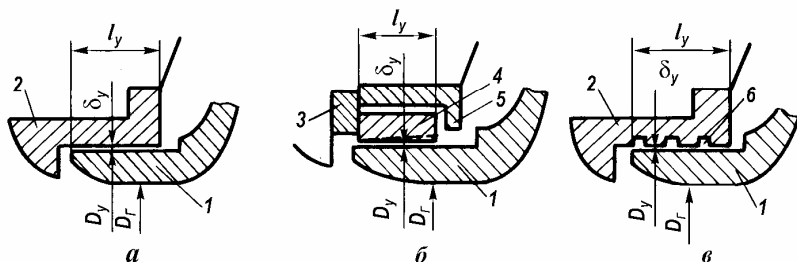


Рис. 1.13. Щелевое (а), с плавающим кольцом (б) и лабиринтное (в) уплотнения:
1 — кольцо на диске рабочего колеса; 2 — кольцо корпуса;
3 — упорное кольцо; 4 — плавающее кольцо; 5 — обойма;
б — цилиндрическая канавка

Зазор и длина щели уплотнения зависят от прогиба вала, несомности вращающегося и неподвижного колец уплотнения, допусков на изготовление и др. и по рекомендациям [5, 8, 15, 25]

$$\begin{aligned} \delta_y &= (0,5 \div 1,5) \cdot 10^3 D_y, \\ l_y &= (50 \div 250) \delta_y, \end{aligned} \quad (1.107)$$

причем $\delta_y \geq 0,2$ мм, а для уплотнений с плавающим кольцом выбираются $\delta_y \geq 0,04$ мм и l_y — по верхнему пределу.

Эквивалентная шероховатость поверхностей щели при $R_a = 2,5 \div 0,63$

$$\Delta_y = 0,01 \div 0,005 \text{ мм}. \quad (1.108)$$

Расход утечки через уплотнение рассчитывается методом последовательных приближений. В первом приближении на основании (1.8) расход утечки через одно уплотнение

$$Q_{y1}^{(1)} = 1/(\eta_0 - 1) Q/2. \quad (1.109)$$

Осевая и окружная составляющие абсолютной скорости в щели уплотнения и число Рейнольдса:

$$\begin{aligned} V_z &= Q_{y1} / \pi D_y \delta_y, \quad V_u = \omega D_y / 2, \\ \text{Re} &= 2\delta_y \sqrt{V_z^2 + V_u^2} / \nu. \end{aligned} \quad (1.110)$$

Коэффициент трения при турбулентном течении

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_y}{2\delta_y} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (1.111)$$

С учетом вращения кольца уплотнения коэффициент трения для щели

$$\lambda_y = \lambda \sqrt{1 + (V_u / V_z)^2}. \quad (1.112)$$

Перепад напоров на уплотнении

$$H_y = H_\tau - \frac{V_{2u}^2}{2} - \left[1 - \left(\frac{D_y}{D_1} \right)^4 \right] \frac{U_2^2}{8}. \quad (1.113)$$

где $U_2 = \omega R_2$, а коэффициент расхода

$$\mu = 1 / \sqrt{\lambda_y l_y / 2\delta_y + 1,3}. \quad (1.114)$$

Поэтому во втором приближении

$$Q_{y1}^{(2)} = \mu \pi D_y \delta_y \sqrt{2H_y}.$$

Все последующие приближения выполняются ПЭВМ автоматически до достижения относительной погрешности двух последовательных значений расхода 10^{-5} , и затем вычисляется объемный КПД насоса

$$\eta_o = 1 / (1 + 2Q_{y1} / Q). \quad (1.115)$$

Гидравлический КПД насоса определяется по данным [15]:

$$\eta_{\text{г}} = \begin{cases} 0,83, & \text{если } r_{1c} / D_2 < 0,7; \\ 0,83 - 50(2r_{1c} / D_2 - 0,7)^3, & \text{если } 0,7 \leq 2r_{1c} / D_2 < 0,8. \end{cases} \quad (1.116)$$

Рассчитанные, как описано выше, КПД второго приближения вводятся в ячейки №24–27. ПЭВМ практически мгновенно пересчитывает все величины и, в частности, сами КПД (третье приближение). Можно выполнить еще одно приближение, введя в те же ячейки КПД третьего приближения. Однако, как показывает опыт, необходимость в четвертом приближении отпадает. Найденный в третьем приближении полный КПД насоса сравнивается с таковым на рис. 1.3. Если полный КПД спроектированного насоса существенно меньше КПД на вышеупомянутом рисунке и желательно его увеличить, то следует выяснить, какой КПД низкий — дисковый, объемный или гидравлический — и принять меры для его увеличения.

1.9. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА

Форма меридианного сечения рабочего колеса в первом приближении определяется найденными выше d_1 , D_r , b_2 , D_2 , выбранным наклоном покрывного диска и радиусами ρ_e и ρ_a (рис. 1.8). Профилирование лопастей выполняется на ПЭВМ в интерактивном режиме по отдельной программе. Они профилируются на осесимметричных поверхностях тока равноскоростного меридианного потока с применением конформных отображений, как описано в работах [12, 24, 28]. При профилировании уточняются форма меридианной проекции, положение входной и выходной кромок, углы установки лопасти и др.

1.10. ОЦЕНКА КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА

Спроектированный насос оценивается по следующим критериям: *кавитационному коэффициенту быстроходности $C_{ПВХ}$, коэффициенту запаса $k_{ПВХ}$ по кавитационному срыву, интенсивности обратных токов $I_{от}$ на входе в центробежное колесо, КПД насоса и коэффициенту напора \bar{H} .*

Кавитационный коэффициент быстроходности

$$C_{ПВХ} = 298\omega\sqrt{Q}/\Delta h_{ПВХ}^{3/4}. \quad (1.117)$$

Коэффициент запаса

$$k_{\text{Пвх}} = \Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{\text{Пвх}} > 1.$$

Условие отсутствия обратных токов на входе в рабочее колесо

$$I_{\text{от}} = Q_{\text{кр}} / Q < 1. \quad (1.118)$$

Эффективность работы насоса оценивается посредством сравнения рассчитанного КПД с достигнутым КПД лучших насосов этого же типа на рис. 1.3.

Радиальный габарит рабочего колеса характеризуется коэффициентом напора, который подсчитывается по (1.62). Чем меньше наружный диаметр колеса, тем меньше окружная скорость на наружном диаметре и больше коэффициент напора. Этот коэффициент зависит от n_s и его можно сравнить со средними значениями коэффициентов напора промышленных насосов:

n_s	40	60	80	100	120	140	180	220	260	300
\bar{H}	0,67	0,59	0,53	0,50	0,47	0,44	0,41	0,38	0,36	0,34

2. ПРОГРАММА «ВЫСОКОБОРОТНЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС»

Программа размером 300 Кб написана и функционирует в среде офисного приложения Microsoft Excel 97 и выше. Она состоит из четырех листов. Расчет и проектирование насоса удобно вести в режиме «Во весь экран» (меню Вид).

«Титульный лист» содержит название и назначение программы.

Лист «Проектирование» включает в себя техническое задание, расчеты КПД, потребляемой насосом мощности и оценку диаметра вала, расчет центробежного колеса и др., как показано в табл. 1.1.

Данные технического задания и варьируемые параметры вводятся на листе «Проектирование» в соответствующие светлые ячейки-окна «поверх» чисел, имеющих в них (рис. 2.1). Ячейки, выделенные цветом, содержат величины, рассчитанные ПЭВМ, и защищены от ввода. Если проектировщик пытается по ошибке ввести в такие ячейки какое-либо число, то появляется сообщение о защите ячейки. Кроме того, ПЭВМ выполняет проверку вводимых значений. Например, массовая подача насоса $\dot{m} > 0$, коэффициент приведенного входного диаметра $K_0 = 3 \div 10$ и т.д. При вводе неверного значения появляется соответствующее сообщение. Чтобы при завершении расчетов проектировщик не забыл ввести в ячейки №24–27 уточненные КПД, числа в них выделены красным цветом, а ячейки снабжены желтыми всплывающими подсказками. Соответствующие окна сообщений показаны на рис. 2.1.

Чтобы ввести число или текст, следует:

1. Выделить требуемую ячейку, щелкнув по ней левой клавишей мыши.
2. Клавишей NumLock включить цифровую клавиатуру и набрать число.
3. Подтвердить ввод, нажав клавишу Enter, или щелкнув мышью на другой ячейке, или покинув текущую ячейку с помощью клавиш управления курсором. Кроме того, удобно пользоваться клавишами Tab и Shift + Tab.

Вариант расчета для данного набора параметров практически мгновенно отображается на экране. В случае необходимости можно задать новое значение любого параметра.

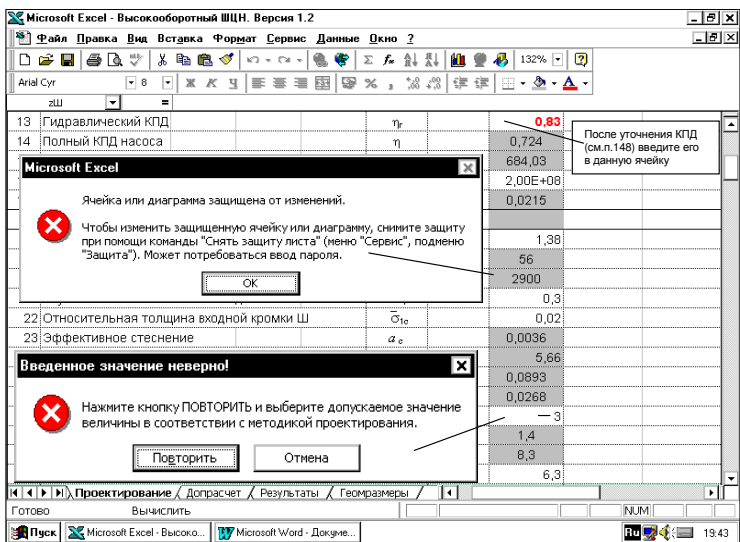


Рис. 2.1. Фрагмент листа «Проектирование»

По окончании проектирования насоса печатается лист «Проектирование», который содержит всю информацию, приведенную в табл. 1.1, и лист «Геометрические размеры» (рис. 2.1). По данным этого листа выполняются рабочие чертежи подвода, центробежного колеса и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Байбаков О.В., Руднев С.С.* Расчет рабочего колеса и подвода лопастного насоса: Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию / Под ред. И.В. Матвеева. — М.: МВТУ им Н.Э. Баумана, 1983. — 46 с.
2. *Байбиков А.С., Караханьян В.К.* Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. — М.: Машиностроение, 1982. — 112 с.
3. *Беляев Е.Н., Чванов В.К., Черваков В.В.* Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей: Учебник / Под ред. В.К. Чванова. — М.: МАИ, 1999. — 228 с.
4. *Большаков Г.Ф.* Химия и технология компонентов жидкого ракетного топлива. — Л.: Химия, 1983. — 320 с.
5. *Боровский Б.И.* Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. — М.: Машиностроение, 1989. — 184 с.
6. *Боровский Б.И., Кравчик Н.И., Толстиков Л.А.* Гидравлический расчет шнекового бустерного насоса: Учебное пособие / Под ред. Н.И. Кравчика. — М.: МАИ, 1987. — 52 с.
7. *Высокооборотные* лопаточные насосы / Под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. — М.: Машиностроение, 1975. — 336 с.
8. *Ефремов Г.В., Карасев В.П., Краев М.В.* Автоматизированное проектирование турбонасосных агрегатов: Учебное пособие / Под ред. М.В. Краева. — Красноярск: Красноярский политехнический институт, 1989. — 118 с.
9. *Краев М.В., Овсянников Б.В., Шапиро А.С.* Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов. — М.: Машиностроение, 1976. — 104 с.
10. *Кузнецов А.В., Панайотти С.С., Савельев А.И.* Автоматизированное проектирование центробежного насоса: Методическое пособие / Под ред. С.С. Панайотти. — М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2002. — 48 с.
11. *Ломакин А.А.* Центробежные и осевые насосы. — М.—Л.: Машиностроение, 1966. — 364 с.
12. *Мелашенко В.И., Зуев А.В.* Профилирование лопастей рабочих колес центробежных насосов. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1980. — 52 с.
13. *Методическое пособие по расчету шнекоцентробежной ступени насоса* / Под ред. Л.Г. Подвизза. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1974. — 64 с.
14. *Норенков И.П.* Основы автоматизированного проектирования. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 360 с.
15. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1986. — 376 с.

16. *Овсянников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В.* Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса. — М.: МАИ, 1996. — 72 с.
17. *Панаиотти С.С.* Основы расчета и автоматизированное проектирование лопастных насосов с высокой всасывающей способностью. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 48 с.
18. *Панаиотти С.С., Савельев А.И.* Автоматизированное проектирование автоматических устройств для уравнивания осевых сил в лопастных насосах: Методическое пособие / Под ред. И.В. Матвеева. — Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. — 18 с.
19. *Панаиотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В.* Автоматизированный расчет и проектирование высокооборотного шнекоцентробежного насоса: Учебное пособие. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 60 с.
20. *Петров В.И., Чебаевский В.Ф.* Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. — М.: Машиностроение, 1982. — 192 с.
21. *Покровский Б.В.* Научные основы расчета и проектирования малопшумных судовых центробежных насосов: Автореф. дисс. канд. техн. наук. — М.: 1997. — 41 с.
22. *Пфлейдерер К.* Лопаточные машины для жидкостей и газов. — М.: Машгиз, 1960. — 682 с.
23. *Руднев С.С.* Основы теории лопастных решеток. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1976. — 78 с.
24. *Руднев С.С., Матвеев И.В.* Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1974. — 72 с.
25. *Селифонов В.С., Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания двигательной установки: Учебное пособие / Под ред. Б.В. Овсянникова. — М.: МАИ, 1980. — 80 с.
26. *Сточек Н.П., Шапиро А.С.* Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 128 с.
27. *Суханов Д.Я.* Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. — М.: Машгиз, 1952. — 34 с.
28. *Тимофеев Д.В., Савельев А.И., Панаиотти С.С.* Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Методическое пособие / Под ред. С.С. Панаиотти. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 24 с.
29. *Шемель В.Б.* Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов // Труды ВИГМ. — 1958. — Вып. 22. — С.13–29.
30. *Шемель В.Б.* Оптимальные параметры, определяющие кавитационные качества центробежных насосов // Труды ВИГМ. — 1958. — Вып. 22. — С. 30–48.

СОДЕРЖАНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	3
ВВЕДЕНИЕ	6
1. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ	10
1.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ	10
1.2. УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ВАЛА, КПД, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ НАСОСОМ МОЩНОСТЬ И ДИАМЕТР ВАЛА	10
1.3. ПОДВОД	17
1.4. ЦЕНТРОБЕЖНОЕ РАБОЧЕЕ КОЛЕСО	20
1.5. ОТВОД	30
1.6. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСА	36
1.7. ОСЕВЫЕ И РАДИАЛЬНЫЕ СИЛЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЯ	36
1.8. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И КПД НА РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ	36
1.9. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА	41
1.10. ОЦЕНКА КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА	41
2. ПРОГРАММА «ВЫСОКООБОРОТНЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС»	43
ЛИТЕРАТУРА	45

С.С. Панаиотти, А.И. Савельев, П.Н. Биленко

**АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ВЫСОКОБОРОТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Учебное пособие

Редактор *С.Н. Капранов*
Корректор *А.В. Жарков*
Технический редактор *А.Л. Репкин*

Изд. лиц. №020523 от 25.04.97. Подписано в печать 11.07.03.
Формат 60×84/16. Печать офсетная. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Печ. л. 3. Усл. п. л. 2,79. Тираж 50 экз. Заказ №15.

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5

Изготовлено в Редакционно-издательском отделе
КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
248600, г. Калуга, ул. Баженова, 4, тел. 57–31–87

Налоговая льгота — общероссийский классификатор продукции
ОК–005–93, том 2; 953000 — книги, брошюры