

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

С.С. Панайотти, А.И. Савельев, А.В. Кузнецов

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫСОКООБОРОТНОГО
ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Учебное пособие

Калуга
2008

УДК 621.5
ББК 31.56
П16

Рецензент:

д-р техн. наук *Б.В. Овсянников*
(Московский государственный авиационный институт)

П16 Панайотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В. Автоматизированный расчет и проектирование высокооборотного шнекоцентробежного насоса: Руководство пользователя. — Калуга, 2008. — 70 с.

Разработана математическая модель и создана программа для расчета и проектирования высокооборотного шнекоцентробежного насоса. Кроме того, программа используется и для расчета шнекоцентробежной ступени насоса общепромышленного назначения. 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 специалистов, занимающихся расчетом и проектированием шнекоцентробежных насосов и может быть полезна студентам специальности «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», выполняющим дипломное проектирование.

Ил. 29. Табл. 3. Библиогр. 41 назв.

**УДК 621.5
ББК 31.56**

© Панайотти С.С., Савельев А.И.,
Кузнецов А.В., 2008

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}	— втулочное отношение
	F	— площадь, м ²
$F_0 = \pi D_0^2/4$		— площадь меридианного потока в горловине центробежного колеса, м ²
$F_1 = 2\pi R_{ц1}l_{n1}$		— то же при входе на лопасть, м ²
$\bar{F}_1 = F_1/F_0$		— степень диффузорности входного участка рабочего колеса
$\bar{F}_п = F_п/F_0$		— относительная площадь на повороте потока
$g = 9,81$		— ускорение свободного падения, м/с ²
	H	— напор насоса, Дж/кг
	H_T	— удельная работа колеса (теоретический напор), Дж/кг
	$H_{пот}$	— потенциальный напор колеса, 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
$m = U_1/V_1$		— 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	— абсолютное давление, Па
$p_0 = p + \rho V^2/2$		— абсолютное полное давление, Па
	$p_{н.п}$	— давление насыщенного пара жидкости, Па

$Q = \dot{m}/\rho$	—	объемная подача, расход, м ³ /с
r, R	—	радиус, м
$R_{ц}$	—	радиус центра тяжести, м
Re	—	число Рейнольдса
$S = 2\pi r t g \beta_{л}$	—	ход винтовой поверхности, м
T	—	шаг решетки профилей, абсолютная температура
$U = \omega r$	—	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
γ_0	—	угол заострения входной кромки лопасти
$\delta = \beta_{1л} - \beta_1$	—	угол атаки
$\bar{\delta} = \delta / \beta_{1л}$	—	относительный угол атаки
ψ	—	коэффициент стеснения
η	—	коэффициент полезного действия
λ	—	число кавитации лопастной решетки, угол между линией тока и меридианным сечением средней поверхности лопасти
ρ	—	радиус, плотность
σ	—	толщина лопасти, м
$\bar{\sigma} = \sigma / T$	—	относительная толщина лопасти
$\bar{\sigma}_1 = \sigma_1 / T$	—	относительная толщина входной кромки 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; мех — механический; о — объемный; р — расчетный; ср — средний; т — теоретический; ц — центробежного колеса; ш — шнека; э — экспериментальный; m — меридианные составляющие скорости; u — окружные составляющие скорости.

1 — вход в шнек (колесо); 2 — выход из шнека (колесо); I, II, III — первый, второй, третий критический режим кавитации; $\bar{}$ — относительная величина.

Сокращения

ЛТ — линия тока; ОСЦК — осецентрированное рабочее колесо; ТЗ — техническое задание; ШЦН — шнекоцентрированный насос; ЦК — центробежное рабочее колесо.

ВВЕДЕНИЕ

Для повышения кавитационных качеств центробежного насоса используются предвключенные лопастные системы, которые обладают высокими кавитационными качествами. Широкое распространение получили предвключенные осевые рабочие колеса — шнеки. Шнек увеличивает кавитационный запас перед центробежным колесом, обеспечивая его работу без кавитационного срыва. Центробежный насос с предвключенным шнеком называется шнекоцентробежным. Кавитационные коэффициенты быстроходности шнекоцентробежных насосов достигают $C_{II} = 4000\text{--}5000$.

Характерные особенности высокооборотных шнекоцентробежных насосов — это большие давление, частота вращения, мощность на единицу массы, малая масса и габаритные размеры, малое число ступеней, высокие кавитационные качества и небольшой ресурс работы.

Схема высокооборотного шнекоцентробежного насоса приведена на рис. 1.1. Жидкость подводится к шнеку 2 кольцевым подводом 1 и далее поступает в центробежное рабочее колесо 4. Затем жидкость поступает в спиральный канал 5 и в конический диффузор 11. В спиральном канале и коническом диффузоре кинетическая энергия жидкости преобразуется в энергию давления, а её скорость уменьшается до допускаемой скорости движения в напорном трубопроводе.

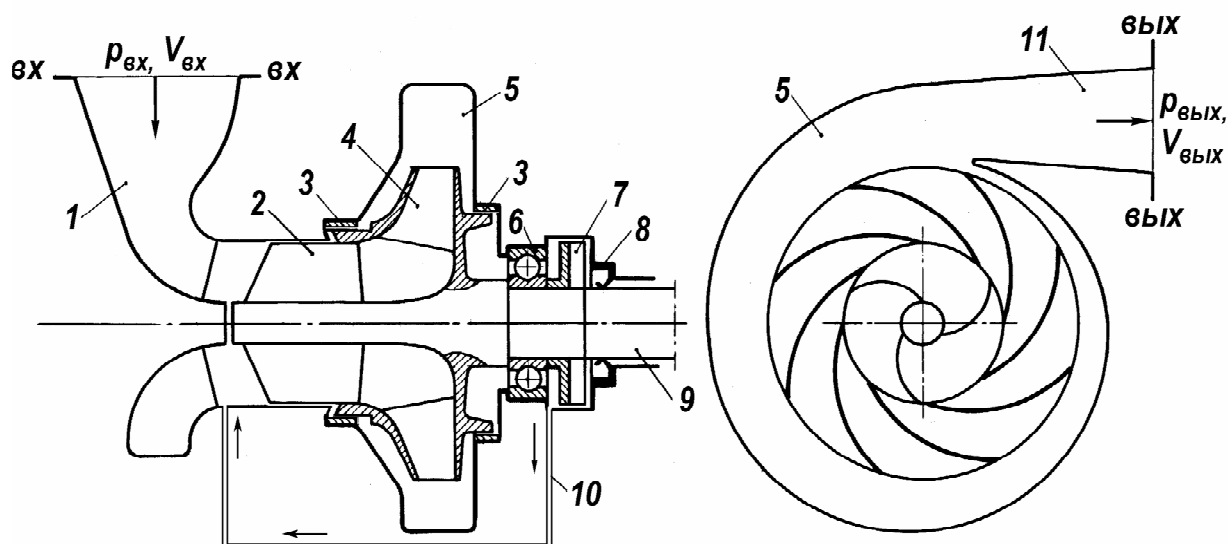


Рис. 1.1. Схема высокооборотного шнекоцентробежного насоса:

1 — подвод; 2 — шнек; 3 — щелевые уплотнения на дисках рабочего колеса; 4 — центробежное рабочее колесо; 5 — спиральный канал; 6 — шарикоподшипник; 7 — гидродинамическое радиальное уплотнение вала; 8 — манжетное уплотнение вала; 9 — вал; 10 — канал отвода утечки; 11 — конический диффузор

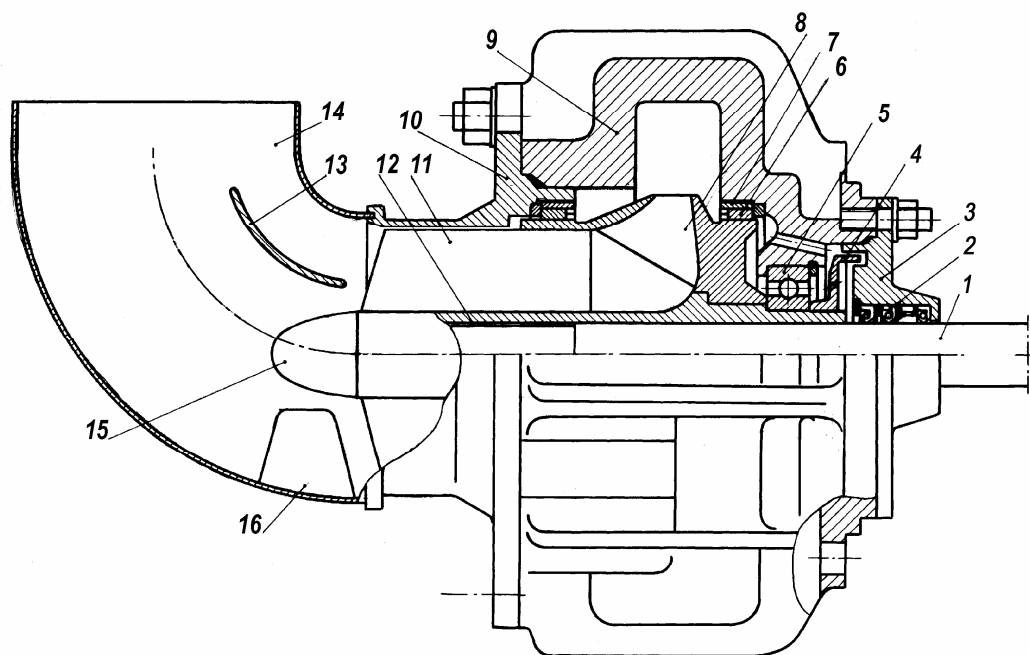


Рис. 1.2. Пример конструкции высокооборотного шнекоцентробежного насоса:

1 — вал; 2 — манжетное уплотнение вала; 3 — корпус уплотнения; 4 — гидродинамическое радиальное уплотнение; 5 — шарикоподшипник; 6 — кольцо плавающее; 7 — обойма; 8 — центробежное рабочее колесо; 9 — корпус; 10 — крышка; 11 — шнек; 12 — шлицы; 13 — лопатка направляющая; 14 — подвод коленообразный; 15 — гайка-обтекатель; 16 — ребро

Для предотвращения утечки жидкости из спирального канала на вход центробежного колеса его диски снабжены щелевыми уплотнениями 3. Гидродинамическое радиальное уплотнение 7 уменьшает давление перед манжетными уплотнениями 8, предотвращающими утечку рабочей жидкости. Конструкция шнекоцентробежного насоса представлена на рис. 1.2.

Разработанная математическая модель и программа для ПЭВМ «Высокооборотный шнекоцентробежный насос» позволяют рассчитывать и проектировать высокооборотные шнекоцентробежные насосы с коэффициентом быстроходности $n_s \leq 300$. Кроме того, на основе этой программы создана программа «Шнекоцентробежный насос» для расчета шнекоцентробежного насоса общепромышленного назначения. Особенности его проектирования изложены в главе 2.

Программой предусмотрен расчет кольцевого, коленообразного или прямоосного конфузорного подводов. В общем случае проектируется конический шнек переменного хода с конической втулкой. Лопасти 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 шнекоцентробежных насосах среднего давления. Кроме того, рассчитывается спиральный отвод трапецеидального сечения, применяемый в промышленных насосах.

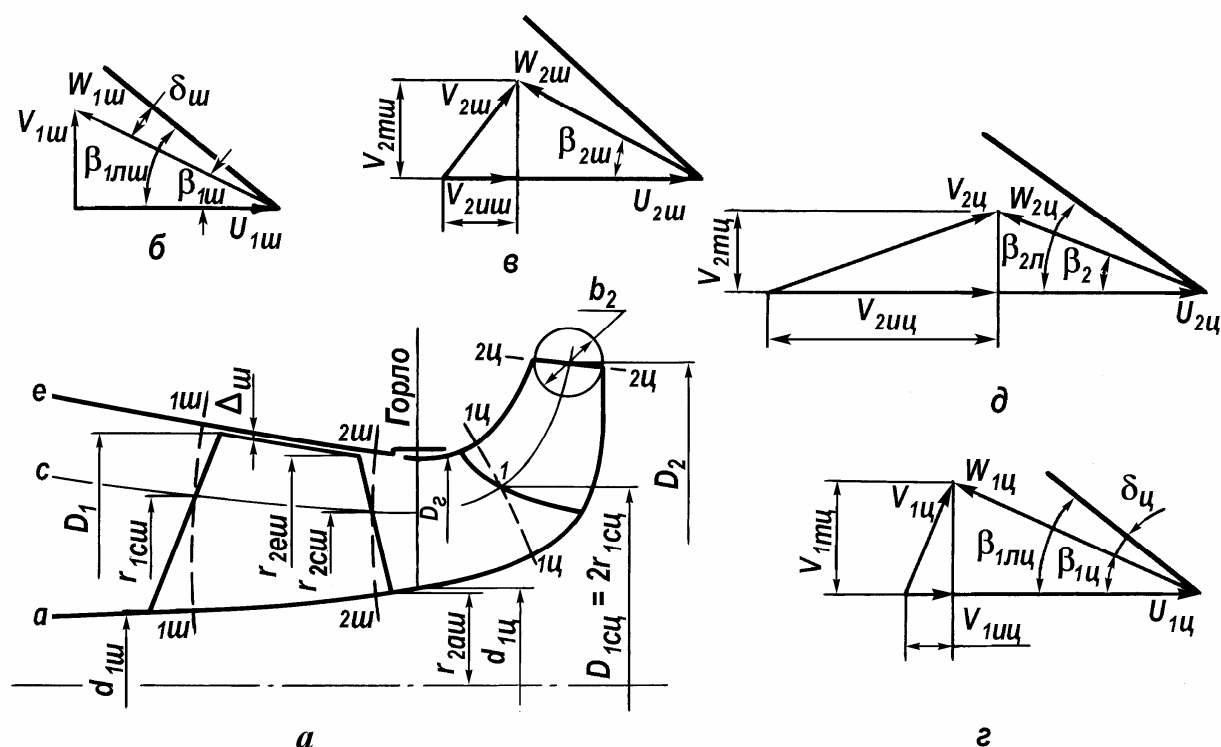


Рис. 1.3. Характерные сечения проточной полости шнекоцентробежного насоса (а), треугольники скоростей на входе (б) и на выходе (в) из шнека, на входе (г) и на выходе (д) из центробежного рабочего колеса для среднерасходной линии тока с:

1ш — вход в шнек; 2ш — выход из шнека; 1ц — вход в центробежное колесо; 2ц — выход из центробежного колеса

Предполагается, что поверхности тока в проточной полости шнекоцентробежного насоса представляют собой поверхности вращения. Вдоль нормальной линии, пересекающей линии тока под прямым углом, меридианная скорость считается постоянной, т.е. *меридианный поток равноскоростной*. Характерные сечения и треугольники скоростей для среднерасходной линии тока показаны на рис. 1.3. Элементарные решетки шнека и центробежного колеса рассчитываются по гидродинамической теории *плоских решеток* на поверхностях тока этого равноскоростного меридианного потока, и из элементарных решеток составляется лопасть, как описано в работах [18, 30]. Срывной кавитационный запас $\Delta h_{II} \approx \Delta h_{III}$ рассчитывается по схеме *суперкавитационного течения* в элементарных решетках входного участка шнека на этих же поверхностях тока. Математическая модель подробно описана в работе [24].

К шнекоцентробежному насосу могут предъявляться следующие требования: высокие кавитационные качества, малые габариты и масса, низкие уровни кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, высокий КПД и др. При выборе наилучшего варианта приходится учитывать различные критерии качества, среди которых встречаются противоречащие друг другу. Поэтому задача проектирования насоса многокритериальная. Для решения этой задачи вводятся параметрические и функциональные ограничения. Один критерий выбирается в качестве решающего, а остальные учитываются введением на них ограничений.

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫСОКООБОРОТНОГО ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

1.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Техническое задание содержит параметры насоса и рабочей жидкости. На рис. 1.4 представлена проточная полость шнекоцентробежного насоса окислителя, который выбран в качестве примера для проектирования с помощью описываемой программы. Шнек имеет переменные наружный и внутренний диаметры. На начальном участке эти диаметры постоянные, а затем увеличиваются. Радиус $r_{2аш} > d_{1ц} / 2$, хотя это и необязательно. Форма проточной полости может уточняться в ходе проектирования. Пример расчета представлен в табл. 1.1. Рабочая жидкость — азотная кислота; ее физические свойства приведены в [5].

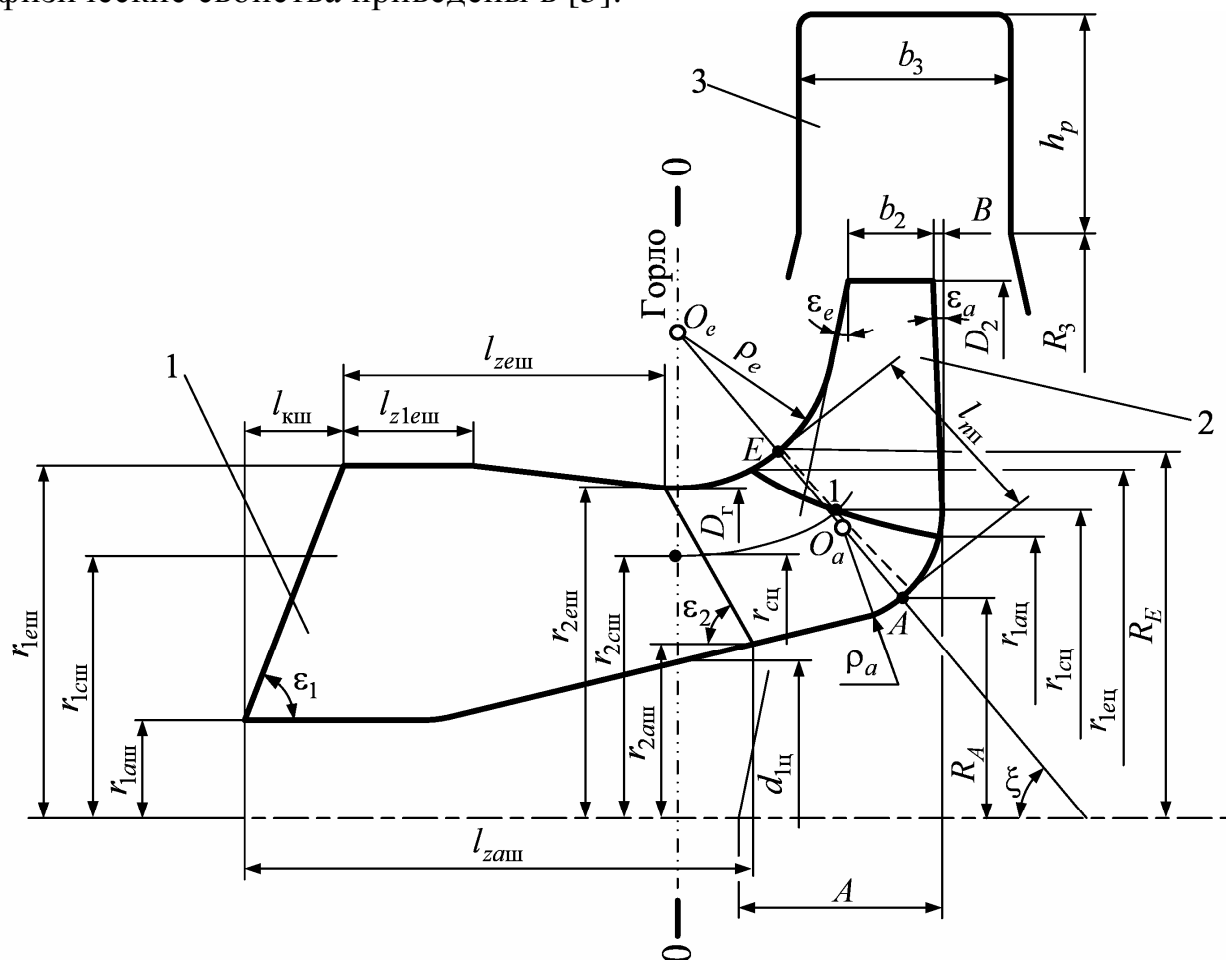


Рис. 1.4. Проточная полость проектируемого шнекоцентробежного насоса (подвод не показан):

1 — шнек; 2 — центробежное рабочее колесо; 3 — спиральный отвод

Таблица 1.1

Пример расчета шнекоцентробежного насоса

№№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Единица измерен.	Значение	Формула или рисунок
1. Техническое задание					
1	Массовая подача насоса	M	кг/с	90	
2	Абс. полное давление на выходе из насоса	$p_{0\text{вых}}$	Па	1,600E+07	
3	Абс. допускаем. полное давление на входе в насос	$p_{0\text{вх.доп}}$	Па	2,800E+05	
4	Макс. температура жидкости на входе в насос	$T_{\text{вх}}$	К	313	
5	Давление насыщенного пара	$p_{\text{н.п}}$	Па	5,700E+04	
6	Плотность жидкости	ρ	кг/м ³	1600	
7	Кинематическая вязкость	ν	м ² /с	9,000E-07	
2. Угловая скорость, КПД, потребляемая насосом мощность и диаметр вала					
8	Угловая скорость	ω	рад/с	1727,9	
9	Кэффициент быстроходности	n_s		80	(1.1)
10	Механический КПД	$\eta_{\text{мех}}$		0,973	(1.4)
11	Дисковый КПД	η_d		0,915 0,948	(1.6)
12	Объемный КПД	η_o		0,939 0,98	(1.8)
13	Гидравлический КПД	η_r		0,83	(1.9)
14	КПД насоса	η		0,750	(1.10)
15	Потребляемая насосом мощность	N	кВт	1178,6	(1.11)
16	Допускаемое напряжение	$[U]$	МПа	300	(1.13)
17	Минимальный диаметр вала	d_{min}	м	0,0225	(1.12)
3. Подвод					
18	Диаметр	d	м	0,03	(1.15)
19	Относительная площадь на входе в подвод	$F_{\text{вх}}$		1,2	(1.14)
20	Диаметр подвода на входе	$D_{\text{вх}}$	м	0,1098	(1.16)
21	Кэффициент диаметра входного патрубка	$K_{D\text{вх}}$		7,3	(1.17)
22	Скорость на входе в подвод	$V_{\text{вх}}$	м/с	5,9	(1.18)
23	Кэффициент сопротивления подвода	$\zeta_{\text{подв}}$		0,52	(1.22) (1.23)
24	Кэффициент запаса по кавитационному срыву	$k_{\text{III вх}}$		1,3	(1.29)
25	Кавитационный резерв на входе в насос	$\Delta h_{\text{рез}}$	Дж/кг	32,2	(1.31)
4. Входной участок шнека					
26	Критический кав. коэф. быстроход. на входе в Ш	C_{III}		4041	(1.32)
27	Втулочное отношение Ш на входе	d_1		0,28	(1.33)
28	Относительная толщина входной кромки Ш	σ_{1c}		0,01	(1.34)
29	Эффективное стеснение	a_c		0,0018	(1.35)
30	Кэффициент приведенного входного диаметра Ш	K_0		6,4	Рис. 1.8
31	Наружный диаметр Ш на входе	D_1	м	0,1003	(1.36)
32	Диаметр втулки Ш на входе	d_1	м	0,0281	(1.36)
33	Число лопастей Ш	$Z_{\text{ш}}$		3	(1.37)
34	Толщина входной кромки Ш на среднем радиусе	σ_{1c}	мм	0,8	(1.38)
35	Оптимальный угол атаки лопасти Ш на сред. радиусе	$\delta_{\text{опт.с}}$	градус	7,0	(1.41)
36	Выбранный угол атаки лопасти Ш на сред. радиусе	δ_c	градус	6,1	(1.44)
37	Угол установки лопасти Ш на среднем радиусе	$\beta_{1\text{лс}}$	градус	13,0	(1.45)
38	Относительный расход Ш	Q		0,52	(1.42)
39	Ход Ш на входе	S_1	м	0,0535	(1.46)
40	Ширина межлопаточного канала Ш	a_1	м	0,0178	(1.47)
41	Относительная высота межлопаточного канала Ш	h		2,0	(1.48)
5. Центробежное колесо					
42	Тип ЦК	1-2-3		3	Рис. 1.9
43	Число уплотнений на ЦК	$n_{\text{упл}}$		2	
44	Относительный диаметр горловины ЦК	$D_r/D_{1\text{ш}}$		0,95	(1.58)
45	Диаметр втулки ЦК	$d_{1ц}$	м	0,044	
46	Диаметр горловины ЦК	D_r	м	0,0953	
47	Кэффициент приведенного входного диаметра ЦК	$K_{0ц}$		5,62	(1.59)
48	Угол	ξ	градус	50	(1.60)
49	Относительный радиус ЦК	ρ_e		0,23	(1.61)
51	Радиус по вращающему диску ЦК	ρ_a	м	0,0219	
50	Радиус по ведомому диску ЦК	ρ_e	м	0,0219	
52	Макс. допускаемая относит. площадь ЦК на повороте	$F_{\text{п. max}}$		2,04	
53	Относительная площадь ЦК на повороте	$F_{\text{п}}$		1,3	(1.62)
54	Длина нормали на повороте	$l_{\text{нп}}$	м	0,0275	(1.63)

Продолжение табл. 1.1

55	Параметр наклона ведущего диска ЦК	B	м	0,002	Рис. 1.10а,б
56	Параметр наклона ведомого диска ЦК	A	м	0,028	Рис. 1.10а,б
57	Степень диффузности относительного потока в ЦК	W_2		0,9	(1.66)
58	Ширина ЦК на выходе	$b_{2опт}$	м	0,0105	(1.64)
		b_{20BC}	м	0,0127	(1.67)
		b_2	м	0,012	
59	Угол наклона ведомого диска ЦК	ε_e	градус	10,4	Рис. 1.10а,б
60	Координата торца входной воронки ЦК	z_o	м	0,002	Рис. 1.10а,б
61	Осевая длина меридианной проекции ЦК	l_z	м	0,0383	Рис. 1.10а,б
62	Средний геометрический радиус горловины ЦК	r_{oc}	м	0,0371	
63	Радиус средней линии тока на повороте ЦК	$r_{оп}$	м	0,0435	(1.68)
64	Входной радиус ЦК	r_{1oc}	м	0,0435	(1.73)
65	Длина нормали ЦК	l_{n1}	м	0,0275	Рис. 1.10е
				0,0275	(1.73)
				0,0423	Рис. 1.10е
66	Радиус центра тяжести нормали	$R_{ц1}$	м	0,0423	(1.73)
67	Степень диффузности входного участка ЦК	F_1		1,30	(1.73)
68	Число лопастей первого ряда ЦК	Z_1		6	(1.75)
69	Относительная толщина входной кромки ЦК	σ_{1oc}		0,04	(1.76)
70	Толщина входной кромки ЦК	σ_{1oc}	мм	1,8	(1.78)
71	Оптимальный наружный диаметр ЦК	$D_{2опт}$	м	0,1571	(1.65)
72	Угол установки лопасти ЦК на выходе	$\beta_{2п}$	градус	25	(1.82)
73	Число лопастей второго ряда ЦК	Z_2		6	Рис. 1.11
74	Входной радиус второго ряда лопастей ЦК	r_1'	м	0,055	Рис. 1.11
75	Параметр	$(R_1/R_2)^{2/2}$		0,12	
76	Коэффициент прозрачности решетки ЦК	k		0,0	(1.83)
77	Относительный активный радиус решетки ЦК	y		0,88	(1.83)
				0,88	
78	Толщина выходной кромки ЦК	σ_2	мм	2,5	(1.78)
79	Коэффициент стеснения на выходе ЦК	ψ_2		0,85	(1.85)
80	Максимальная толщина лопасти ЦК	σ_{max}	мм	5	(1.78)
81	Уточненный наружный диаметр ЦК	D_2	м	0,1519	(1.86)
82	Фактическая степень диффузности потока в ЦК	W_2/W_1		0,95	(1.66)
83	Коэффициент реактивности ЦК	ρ		0,66	
84	Расходный параметр ЦК на расчетном режиме	q_p		0,16	(1.203)
6. Согласование шнека с центробежным колесом					
85	Коэффициент запаса по срыву ЦК	ξ		1,7	(1.92)
86	Гидравлический КПД шнека	$\eta_{гш}$		0,6	Рис. 1.17
87	Относительный диаметр входной кромки ЦК	D_{1c}		0,914	(1.118)
88	Радиус вдоль входной кромки ЦК	r_{1ec}	м	0,049	Рис. 1.4
		r_{1oc}		0,0435	
		r_{1ec}		0,04	
89	Радиус вдоль выходной кромки Ш	r_{2ec}	м	0,0476	Рис. 1.4
		r_{2oc}		0,0377	
		r_{2ec}		0,024	

График согласования

90	Коэффициент закрутки потока перед ЦК при $S_1=S_2$	V_{1oc}		0,2096	
91	Коэффициент закрутки потока перед ЦК	V_{1oc}		0,3	(1.120)
92	Относит. наружный радиус ОТ на выходе из Ш	$R_{от}$		0,87	(1.117)
93	Козф. напора на наружном выходном диаметре Ш	$H_{2ше}$		0,151	
94	Угол установки лопасти ЦК	β_{1oc}	градус	18	(1.57)
95	Угол атаки лопасти ЦК	δ_{oc}	градус	9,5	(1.55)

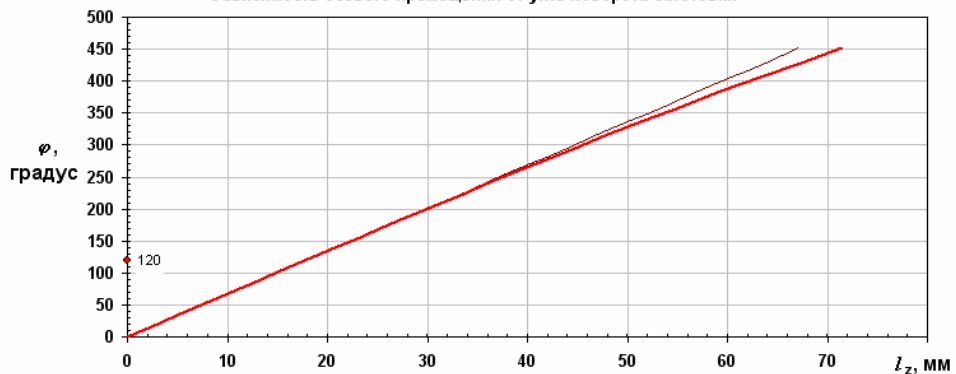
Продолжение табл. 1.1

96	Угол установки лопасти Ш на выходе	$\beta_{2лш}$	градус	15,9	(1.104)
97	Ход Ш на выходе	S_2	м	0,0674	(1.105)
98	Относительное уменьшение напора Ш	$\Delta H_{ш}$		0,10	(1.95)
99	Коэффициент стеснения на входе в ЦК	$\psi_{1сц}$		0,87	(1.56)
100	Относительный расход ЦК	\bar{Q}		0,53	(1.87)
101	Относительный критический расход ЦК	$\bar{Q}_{кр}$		0,46	(1.88)
102	Угол поворота потока на наружном диаметре Ш	$\Delta\beta_e$	градус	7,0	(1.106)
103	Угол потока на наружном диаметре на выходе Ш	$\beta_{2eш}$	градус	12,1	(1.107)
104	Ширина межлопаточного канала на входе в ЦК	a_1	м	0,0106	(1.89)

7. Геометрические параметры шнека

№№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значения по линиям тока			Формула или рис.
				е	с	а	
105	Радиус вдоль входной кромки Ш	r_1	м	0,0502	0,0368	0,0140	
106	Угол установки лопасти Ш на входе	$\beta_{1л}$	градус	9,6	13,0	31,2	(1.123)
107	Угол атаки лопасти Ш	δ	градус	4,5	6,1	13,6	(1.124)
108	Толщина входной кромки лопасти Ш	σ_1	мм	0,4 0,8	0,8	3,9 0,8	(1.129)
109	Коэффициент стеснения на входе в Ш	ψ_1		0,95	0,95	0,95	(1.130)
110	Запас на угол заострения лопасти Ш	$\Delta\gamma$	градус	1	1	1	(1.131)
111	Угол заострения лопасти Ш	γ_0	градус	3,5	5,1	12,6	(1.132)
112	Угол установки лопасти Ш на выходе	$\beta_{2л}$	градус	12,7	15,9	24,1	(1.123)
105	Осевая длина входной конусной части Ш	l_k	м	0,0134			(1.134)
106	Густота решетки входного участка Ш	τ_{1e}		1			(1.136)
107	Угол подрезки входной кромки Ш	ε_1	градус		69,7		(1.135)
108	Угол подрезки выходной кромки Ш	ε_2	градус		60		(1.141)
109	Осевая длина входного участка Ш	l_{z1e}	м	0,0176			(1.137)
110	Коэффициент густоты решетки Ш	τ_0			3		(1.139)
111	Густота решетки Ш	τ		2,2	2,9	5,2	(1.144)
112	Осевые длины Ш	l_z	м	0,0445		0,0715	(1.142)
113	Относительная толщина лопасти Ш	σ		0,01		0,03	(1.145)
114	Толщина лопасти Ш	σ	мм	2,3		4,6	(1.146)
115	Относит. толщина каверны на лопасти Ш	h_m		3,6	2,6	1,5	(1.147)
116	Длина заострения лопасти Ш	L_0	мм	24,2	26,4	17,5	(1.148)
117	Относительный радиальный зазор Ш	$\Delta_{ш}$		0,03			(1.150)
118	Радиальный зазор Ш	$\Delta_{ш}$	мм	2,2			
119	Мин. ширина межлопаточного канала Ш	$a_{1ш}$	мм	15,3			(1.47)
120	Относит. высота межлопаточ. канала Ш	h_1		2,4			(1.48)
121	Показатель степени	n			3		(1.155)

Зависимость осевого перемещения от угла поворота заготовки



№№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение	Формула или рисунок
8. Отвод					
<i>Отвод прямоугольного сечения</i>					
122	Ширина ЦК на выходе с дисками	b_2'	м	0,018	
123	Коэффициент ширины отвода	m_3		0,08	(1.164)
124	Ширина отвода	b_3	м	0,0302	(1.163)
125	Входной радиус	R_3	м	0,082032	(1.167)
126	Угол между языком и расчетным сечением	φ_p	градус	350	(1.168)
127	Коэффициент выходного диаметра диффузора	$K_{Dвых}$		3,20 3,4	(1.172)
128	Степень расширения диффузора	n_d		2,21	(1.173)
129	Скорость на выходе из диффузора	$V_{вых}$	м/с	27,4	(1.174)
130	Угол раскрытия эквивалентного диффузора	γ_a	градус	6	(1.175)
131	Длина диффузора	l_d	м	0,1594	(1.176)
132	Выходной диаметр диффузора	$D_{вых}$	м	0,0512	(1.171)

Продолжение табл. 1.1

133	Высота расчетного сечения	h_p	м	0,0309	(1.161)		
134	Минимальная толщина языка	$\sigma_{3 \min}$	м	0,0031	(1.180)		
135	Толщина языка	σ_3	м	0,004			
Отвод трапецеидального сечения							
136	Угол наклона боковой стенки сечения	α	градус	20	(1.185)		
137	Высота сечения	h	м	0,0182			
138	Угол расположения сечения	θ	градус	350,7	(1.183)		
9. Эскизное проектирование насоса							
139	Выполняется любым доступным способом						
10. Осевые, радиальные силы и устройства для их уравнивания							
140	Рассчитываются по отдельной программе						
11. Потери энергии и КПД на расчетном режиме							
Механический КПД							
141	Относит. мощность трения в подшип. и уплотнениях	$N_{п.у}$		0,01	(1.187)		
142	Наружный радиус импеллера	$r_{2имп}$	м	0,05			
143	Длина бандажа импеллера	l_1	м	0,01			
144	Глубина паза в корпусе	l_2	м	0,005			
145	Механический КПД насоса	$\eta_{мех}$		0,973	(1.3), (1.88), (1.189)		
Дисковый КПД							
146	Козффициент	m		2	(1.191)		
147	Дисковый КПД насоса	η_d		0,948	(1.5)		
Объемный КПД							
148	Диаметр щели уплотнения	D_y	мм	105	(1.193)		
149	Радиальный зазор щели уплотнения	δ_y	мм	0,05	(1.194)		
150	Длина щели уплотнения	l_y	мм	10	(1.194)		
151	Эквивалентная шероховатость	Δ_y	мм	0,005	(1.195)		
152	Объемный КПД насоса	η_o		0,980	(1.201)		
153	Гидравлический КПД	η_r		0,830	(1.202)		
12. Профилирование лопастей центробежного колеса методом конформных отображений							
154	Напор	H	м	1001,5			
155	Расход через ЦК	Q_k	м ³ /с	0,05740			
156	Частота вращения	n	об/мин	16500			
157	Момент скорости на выходе из Ш	$(rV_u)_{2ш}$	м ² /с	0,90	0,87	0,79	(1.114)
158	Окруж. составл. скорости на выходе из Ш	$V_{2ш}$	м/с	18,82	23,15	33,04	(1.113)
159	Мерид. составл. скорости на выходе из Ш	$V_{2мш}$	м/с	13,63	11,39	3,59	(1.111)
13. Энергетическая и срывная кавитационная характеристики							
$n = 16500 \text{ об/мин}$							
Напорная характеристика			КПД - характеристика				
Мощностная характеристика			Кавитационная характеристика				

Окончание табл. 1.1

14. Оценка критериев качества					
160	Кавитационный коэффициент быстроходности	$C_{III\text{ вх}}$		3661	(1.32)
161	Коэффициент запаса по кавитационному срыву	$K_{III\text{ вх}}$		1,30	(1.28)
162	Интенсивность обратных токов на входе	$I_{от}$		0,95	(1.210)
163	КПД насоса	η		0,750	(1.10)
164	Коэффициент напора	H		0,57	(1.79)
165	КПД ступени или насоса по данным ВНИИГидромаш	$\eta_{ВНИИГ}$		0,76	Рис. 1.25
166	КПД ступени или насоса по формуле Шапиро	$\eta_{ШАП}$		0,795	(1.211)
167	КПД ступени или насоса по формуле Овсянникова	$\eta_{ОВС}$		0,719	(1.215)
168	Коэф. напора по статистике ВНИИГидромаш	$H_{ВНИИГ}$		0,533	(1.213)
169	Коэффициент напора по данным EUROPUMP	H_{EURO}		0,542	(1.214)

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

Расчет насоса начинается с выбора угловой скорости вала насоса. С увеличением коэффициента быстроходности насоса

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

увеличивается дисковый, объемный и КПД насоса. Последний достигает максимума при $n_s \approx 150$, как показано на рис. 1.24—1.28. Коэффициент быстроходности увеличивается с повышением угловой скорости. Кроме того, при этом уменьшаются габариты и масса насоса. Однако из уравнения (1.32) следует, что

$$\omega = \frac{\tilde{N}_{III}\Delta h_{III}^{3/4}}{298\sqrt{Q}}. \quad (1.2)$$

Так как современные шнекоцентробежные насосы имеют $C_{III} \leq 6000$, то при постоянных Δh_{III} и Q это ограничивает возможности увеличения угловой скорости вала насоса. Угловая скорость выбирается так, как описано в п. 1.4.

Вначале КПД вычисляются в первом приближении. В п. 11 табл. 1.1 КПД подсчитываются во втором приближении и их значения вновь вводятся в программу.

Механический КПД насоса

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - N_{\text{мех}}/N \quad (1.3)$$

учитывает мощность $N_{\text{мех}}$, затраченную на преодоление трения в подшипниках, в контактных и импеллерных уплотнениях вала. По данным [22],

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

Дисковый КПД насоса

$$\eta_d = 1/\left[1 + N_{\text{т.д}}/(\dot{m} + \dot{m}_y)H_T\right] \quad (1.5)$$

учитывает мощность $N_{\text{т.д}}$, затраченную на преодоление трения обоих дисков центробежного колеса. В первом приближении

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

(В интервале коэффициентов быстроходности $n_s=30-140$ для значений расходного параметра на расчетном режиме $q_p = V_{2mp}/U_2 \operatorname{tg} \beta_{2л} = 0,2$ и коэффициента диаметра горловины центробежного колеса $K_{Dr} = 6,5$ этот КПД соответствует данным [22]).

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_{Dr} , что и в формуле (1.5), и двух одинаковых уплотнениях на дисках рабочего колеса:

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

Потери в проточной полости шнекоцентробежного насоса характеризуются гидравлическим КПД. По данным [22], гидравлический КПД в первую очередь зависит от отношения D_{1c}/D_2 . На основании обобщения экспериментальных данных его можно оценить как

$$\eta_r = 0,85 \dots 0,9. \quad (1.9)$$

КПД проектируемого насоса

$$\eta = \eta_{\text{мех}} \eta_d \eta_o \eta_r \quad (1.10)$$

следует сравнить с достигнутым КПД насосов того же типа (рис. 1.24–1.28).

Потребляемая насосом мощность

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

Ориентировочный минимальный диаметр вала насоса:

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

где допускаемое напряжение для легированных сталей

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

1.3. ПОДВОД

В шнекоцентробежных насосах применяются следующие подводы: прямоосный конфузор, коленообразный, кольцевой и полуспиральный (рис. 1.5, 1.6). Подвод должен обеспечить осесимметричный поток с равномерным распределением скоростей на входе в шнек при минимальных потерях энергии и габаритах. Площадь сечения подвода монотонно уменьшается от входа к выходу, что способствует выравниванию потока перед шнеком.

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

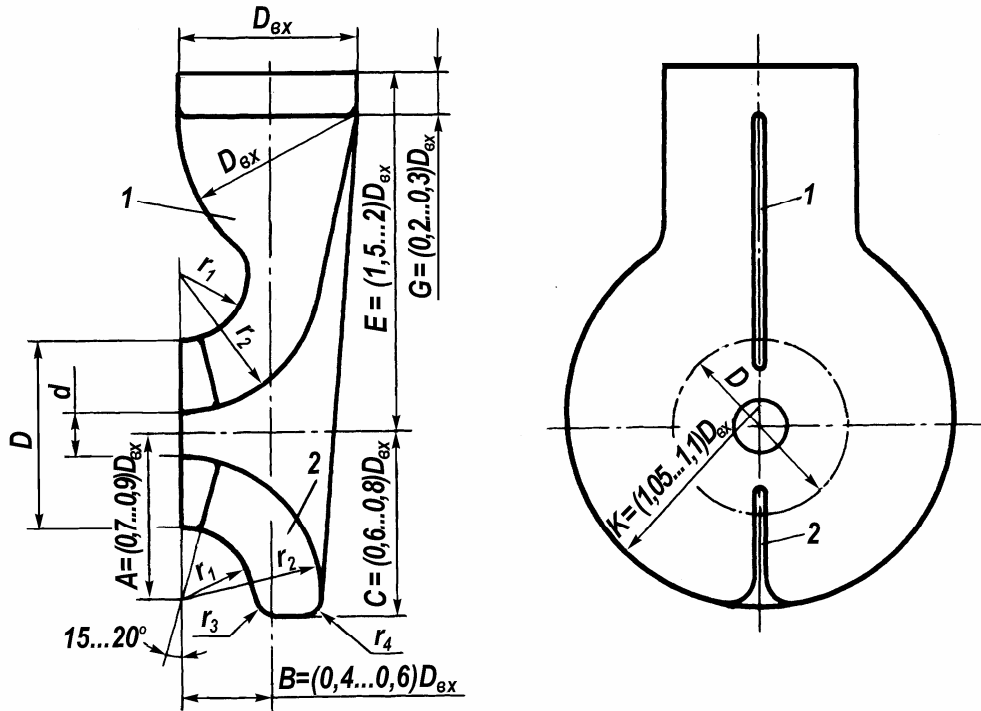


Рис. 1.5. Кольцевой подвод [20]:

1 — разделительное ребро; 2 — направляющее ребро

$$\bar{F}_{\text{BX}} = F_{\text{BX}} / F_{\text{ВЫХ}} = 1,15 - 1,2. \quad (1.14)$$

Кольцевой подвод (рис. 1.5) проектируемого насоса рассчитаем согласно [22]. Диаметр подвода на выходе

$$d = (1-1,1)d_{1\text{ш}}. \quad (1.15)$$

Диаметр подвода на входе

$$D_{\text{BX}} = \sqrt{[(D_{1\text{ш}} + 2\Delta_{\text{ш}})^2 - d^2]} \bar{F}_{\text{BX}}, \quad (1.16)$$

коэффициент входного диаметра

$$K_{D_{\text{BX}}} = D_{\text{BX}} / D_Q \quad (1.17)$$

и скорость

$$V_{\text{BX}} = 4Q / \pi D_{\text{BX}}^2. \quad (1.18)$$

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

$$F_{\text{ВЫХ}} = F_{\text{BX}} / \bar{F}_{\text{BX}}, \quad (1.19)$$

$$D = D_{1\text{ш}} + 2\Delta_{\text{ш}}, \quad (1.20)$$

$$V_{\text{ВЫХ}} = Q / F_{\text{ВЫХ}}. \quad (1.21)$$

По данным [6, 9], коэффициент сопротивления подвода

$$\zeta_{\text{подв}} = \begin{cases} 0,75 / \bar{F}_{\text{BX}}^2 & \text{— коленообразный и кольцевой подводы,} \\ 0,07 & \text{— конфузор,} \end{cases} \quad (1.22)$$

$$(1.23)$$

а потери энергии

$$L_{\text{подв}} = \zeta_{\text{подв}} V_{\text{вых}}^2 / 2. \quad (1.24)$$

Эмпирическая формула (1.22) справедлива в диапазоне $0,85 \leq F_{\text{вх}} \leq 2,5$.

Размеры кольцевого подвода выбираются в долях от $D_{\text{вх}}$ по рекомендациям [22] и отображаются на листе «Геометрические размеры».

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

$$d = 0.$$

Рекомендуемые в работе [7] соотношения размеров и последовательность построений очевидны из рис. 1.6. Направляющая лопатка в подводящем колене (рис. 1.2) уменьшает неравномерность распределения скоростей на выходе и сопротивление подвода. При прочих равных условиях она позволяет уменьшить радиус $r_2 < D_{\text{вх}}$ и длину $l_{\text{подв}}$. Радиальное ребро стабилизирует поток и препятствует вращению жидкости.

Для расчета конфузорного подвода насоса в ПЭВМ вводятся $d = 0$, $\zeta_{\text{подв}}$ — по уравнению (1.23).

1.4. ВХОДНОЙ УЧАСТОК ШНЕКА

Для повышения кавитационных качеств насоса перед центробежным рабочим колесом устанавливается специальное осевое рабочее колесо — шнек. Обычно шнек имеет входной участок с большим коэффициентом приведенного входного диаметра и малым втулочным отношением, малым числом прямых или слабоизогнутых на этом участке лопастей с тонкими входными кромками. Решетки шнека густые, $\tau > 1,5$. Шнек работает в режиме развитой кавитации с замыканием каверн внутри него. Вследствие большой густоты решеток шнека след за каверной размывается до выхода из шнека и наличие кавитации не сказывается на его напоре. Все это обуславливает высокие кавитационные качества шнека и шнекоцентробежного насоса.

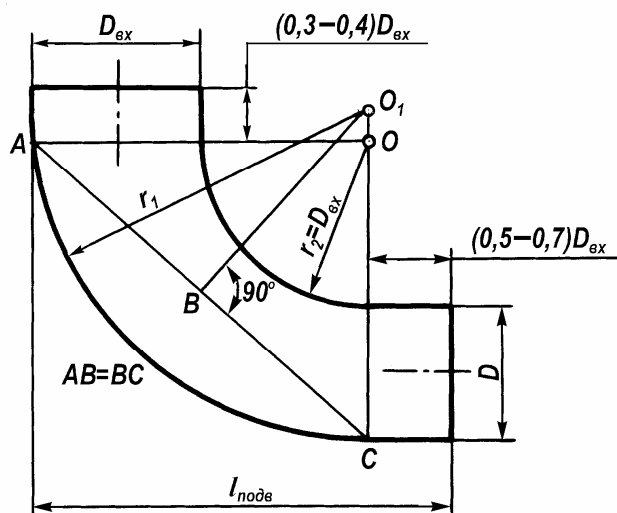


Рис. 1.6. Коленообразный подвод [7]

Основные типы шнеков ЖРД приведены в работе [24]. На рис. 1.7 показаны простейшие цилиндрические шнеки с цилиндрическими втулками. Обе стороны лопасти шнека AB и CD , изображенные на этом рисунке, представляют собой винтовые поверхности, описанные прямыми AB и CD .

В соответствии с работой [21] и рис. 1.7 для точки M винтовой линии на цилиндре радиуса r осевое смещение l_z связано с угловым перемещением φ этой точки уравнением

$$dl_z = \frac{S}{2\pi} d\varphi, \quad (1.25)$$

где S — ход винтовой линии. Так как $u = r\varphi$, то $du = r d\varphi$, и по последнему уравнению тангенс острого угла между осью u и касательной к винтовой линии:

$$\operatorname{tg}\beta_{\text{л}} = dl_z / du = S / 2\pi r. \quad (1.26)$$

Для шнека постоянного хода $S = \text{const}$ и соответственно углы $\beta_{\text{л}} = \beta_{1\text{л}} = \beta_{2\text{л}} = \text{const}$. Для шнека переменного хода $S = \text{var}$ и угол $\beta_{\text{л}} = \text{var}$, как показано на рис. 1.7. Если выбрать некоторый закон изменения $S = S(\varphi)$ и интегрировать (1.25), то получим связь осевого перемещения прямых AB и CD с угловым, что позволяет изготовить лопасть с винтовой поверхностью.

Входной участок шнека проектируется из условия обеспечения заданной всасывающей способности при выполнении всех *функциональных и критериальных ограничений*. Задавая *варьируемые параметры*, используем приведенные ниже рекомендации, данные рисунков и таблиц, а также [24]. Вначале шнек рассчитывается и согласуется с центробежным колесом по одной средней линии тока. Дальнейшие расчеты выполняются по трем линиям тока.

Допускаемый кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{\text{доп}} = (p_{0\text{вх.доп}} - p_{\text{н.п}}) / \rho. \quad (1.27)$$

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

$$k_{\text{IIIвх}} = \Delta h_{\text{доп}} / \Delta h_{\text{IIIвх}}. \quad (1.28)$$

В отсутствие специальных требований:

$$1,2 \leq k_{\text{IIIвх}} \leq 1,4. \quad (1.29)$$

Кавитационный резерв

$$\Delta h_{\text{рез}} = \Delta h_{\text{доп}} - \Delta h_{\text{IIIвх}} = (1 - 1/k_{\text{IIIвх}}) \Delta h_{\text{доп}}, \quad (1.30)$$

по данным [22], должен составлять

$$\Delta h_{\text{рез}} = 10 - 30 \text{ Дж/кг}. \quad (1.31)$$

Так как кавитационный запас перед шнеком $\Delta h_{\text{III}} = \Delta h_{\text{IIIвх}} - L_{\text{подв}}$, то кавитационный коэффициент быстроходности шнека

$$C_{\text{III}} = 298 \omega \sqrt{Q} / \Delta h_{\text{III}}^{3/4}. \quad (1.32)$$

При консольном расположении шнека насоса окислителя втулочное от-

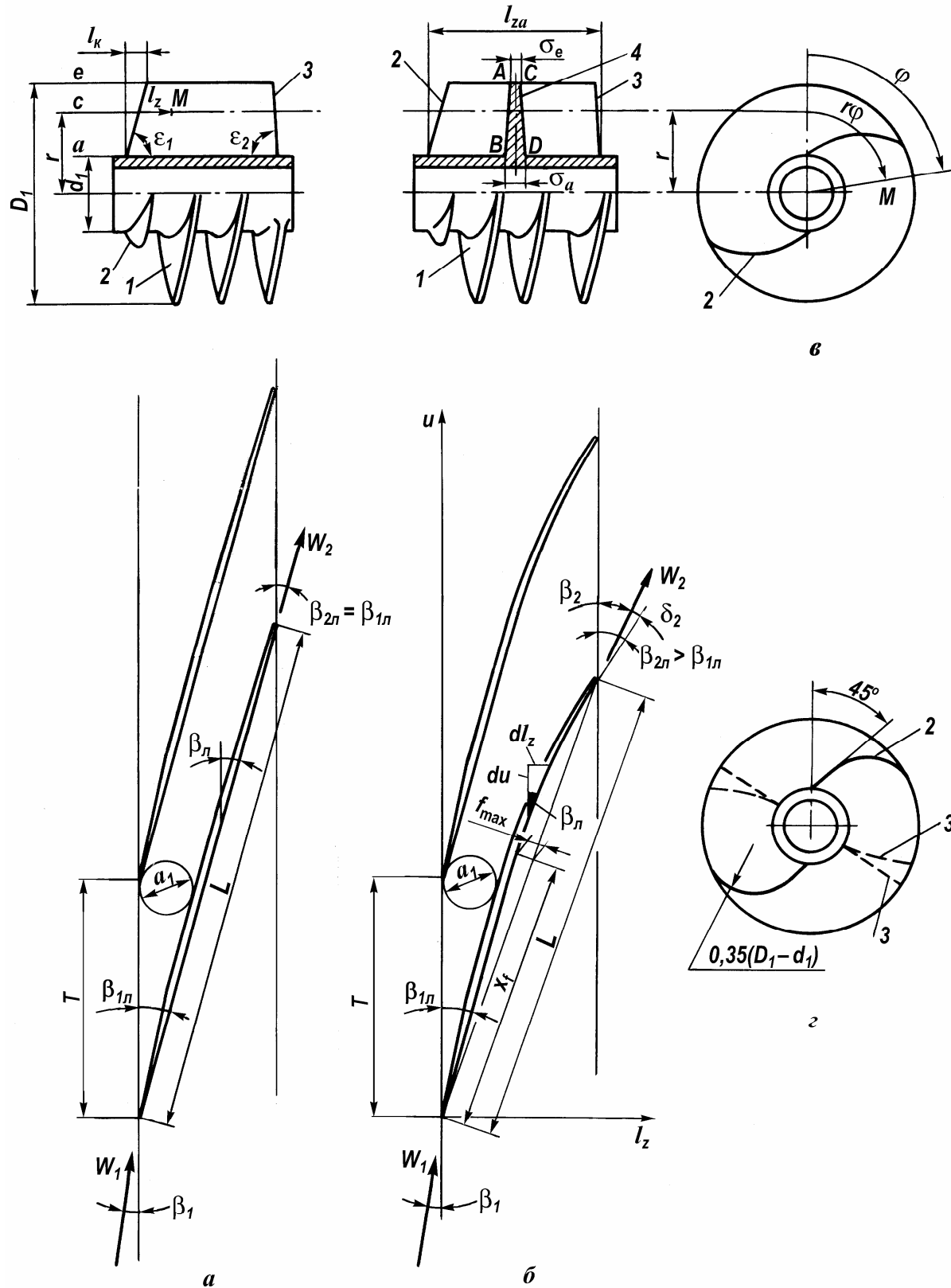


Рис. 1.7. Шнеки постоянного и переменного хода:
 1 — лопасть шнека; 2 — входная кромка; 3 — выходная кромка;
 4 — нормальное сечение лопасти
 а — шнек постоянного хода; б — шнек переменного хода;
 в — обточка на конус; з — подрезка

ношение равно:

$$\bar{d}_1 = d_1 / D_1 = 0,25-0,35. \quad (1.33)$$

Как показано в работе [24], минимальное значение эффективного стеснения для шнеков $a_c \approx 0,001$. Выберем $\bar{d}_1 = 0,28 \approx 0,3$. Из рис. 1.8 следует, что при таких a_c и \bar{d}_1 можно получить необходимый коэффициент $C_{III} = 4041$. Следовательно, выбранная частота вращения приемлема по условию работы насоса окислителя без кавитационного срыва. В противном случае её следовало бы уменьшить.

Далее назначается относительная толщина $\bar{\sigma}_{1c} = \sigma_{1c} / T_{1c}$ входной кромки лопасти

$$0,005 \leq \bar{\sigma}_{1c} \leq 0,03, \quad (1.34)$$

в соответствии с [24] задается коэффициент проекции силы $K_c = 0,18$ и подсчитывается эффективное стеснение

$$a_c = K_c \bar{\sigma}_{1c}. \quad (1.35)$$

Для известных $C_{III\max} = C_{III} = 4041$, $\bar{d}_1 = 0,28$ и $a_c = 0,0018$ по рис. 1.8 находим $K_0 = 6,4$. Если насос проектируется с коленообразным или кольцевым подводом, то $C_{III\max}$ следует увеличить на 200–300. Если в жидкости имеется значительное количество свободного газа, то $C_{III\max}$ также увеличивается по соотношению, приведенному в работе [23]:

$$C_{III\max} = C_{III} / (1 - 1,5\delta_{вх}),$$

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

Найденный K_0 вводится в ПЭВМ, которая вычисляет геометрические размеры шнека:

$$D_0 = K_0 D_Q, D_1 = D_0 / \sqrt{1 - \bar{d}_1^2}, d_1 = D_1 \bar{d}_1, D_{1c} = \sqrt{(D_1^2 + d_1^2) / 2}. \quad (1.36)$$

Выбирается число лопастей шнека. Обычно

$$2 \leq z_{ш} \leq 4. \quad (1.37)$$

При постоянной густоте решеток лопастей шнека и прочих равных условиях с увеличением числа лопастей шнека уменьшается его осевая длина. Однако вследствие увеличения $\bar{\sigma}_{1c}$ и эффективного стеснения $a_c = K \bar{\sigma}_{1c}$ ухудшаются его кавитационные качества (рис. 1.8). Последнее приходится компенсировать уменьшением σ_{1c} , \bar{d}_1 или увеличением K_0 , что не всегда возможно или целесообразно. Полученная толщина входной кромки лопасти шнека

$$\sigma_{1c} = 2\pi r_{1c} \bar{\sigma}_{1c} / z \quad (1.38)$$

вместе с углом заострения γ_0 должна удовлетворять условиям *прочности и технологичности* (1.133).

На основании [24] коэффициент режима

$$m_c = (U / V_1)_c = 0,02908 \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2) / (1 - \bar{d}_1^2)} K_0^3, \quad (1.39)$$

а угол относительного потока

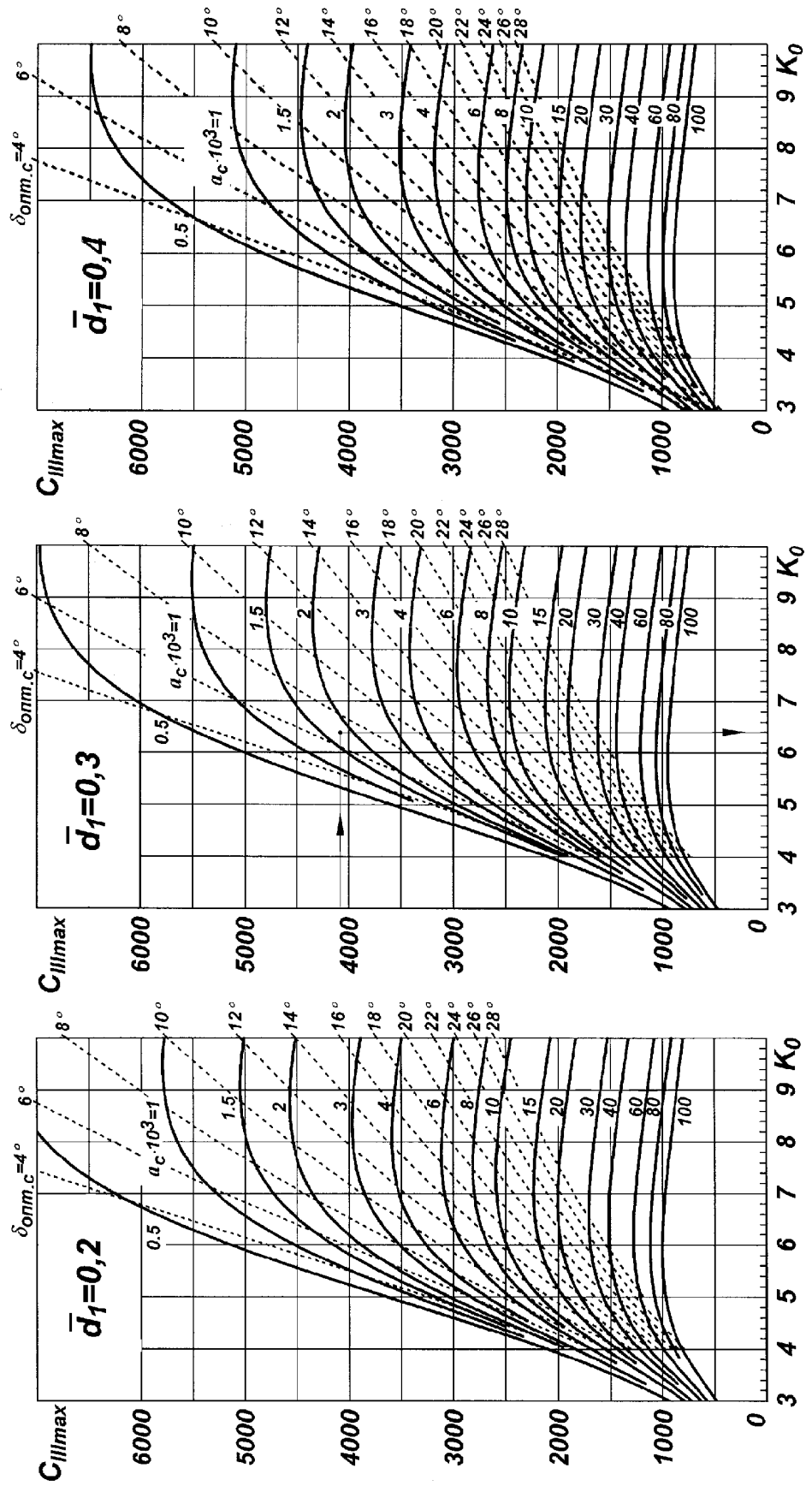


Рис. 1.8. Зависимость $C_{III\max} = f(K_0, \bar{d}_1, a_c)$

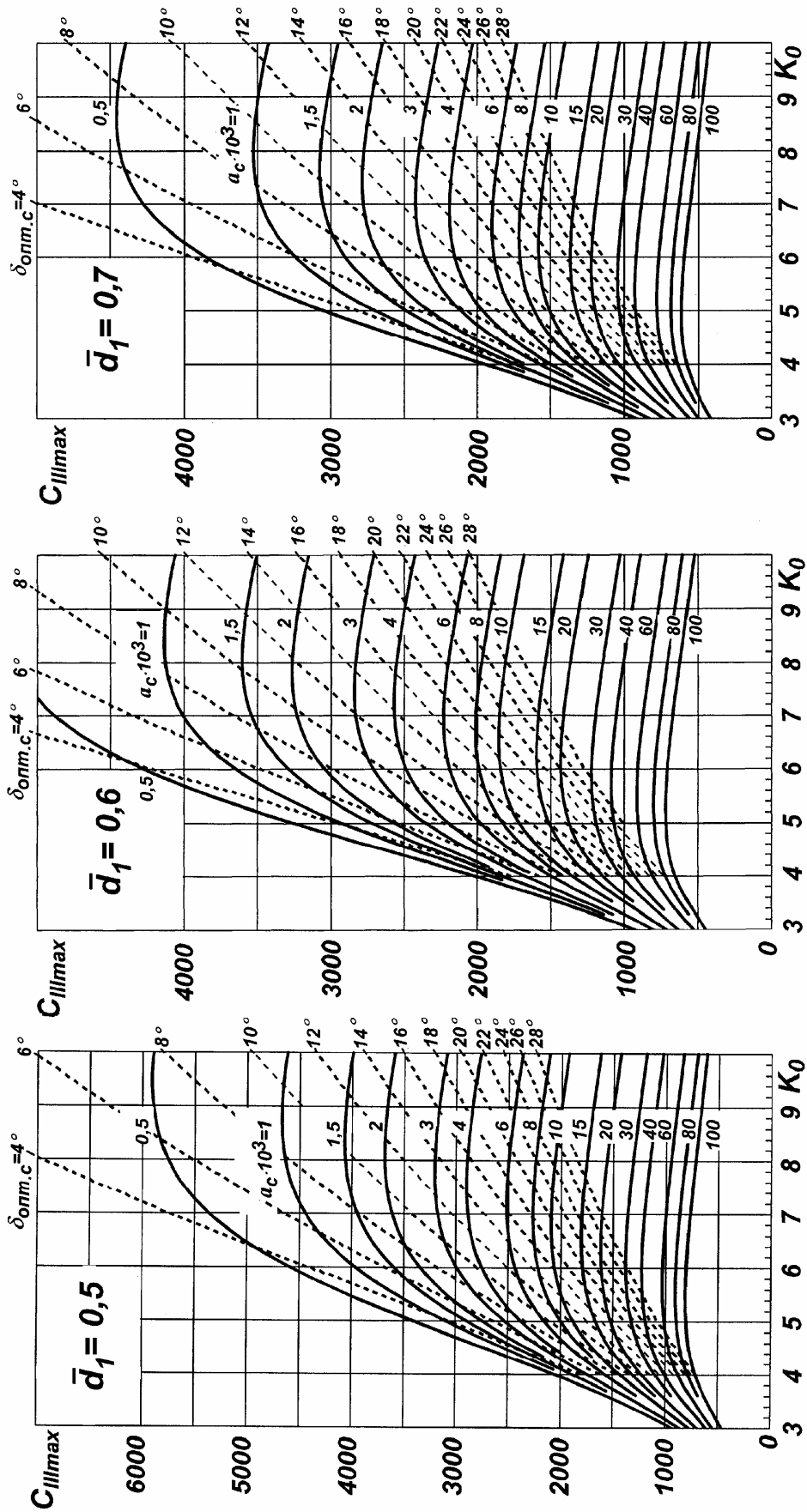


Рис. 1.8. Продолжение

$$\beta_{1c} = \arctg(1/m_c). \quad (1.40)$$

Согласно [24], угол атаки лопасти шнека следует выбирать вблизи оптимального по минимуму числа кавитаций решетки λ_{\min} :

$$\delta_{\text{опт.с}} \approx \sqrt{a_c / \sin \beta_{1c}}. \quad (1.41)$$

С другой стороны, для уменьшения интенсивности низкочастотных пульсаций давления и расхода, вызванных обратными токами на входе в шнек, угол атаки необходимо назначить так, чтобы

$$\bar{Q} = \tg \beta_{1c} / \tg(\beta_{1c} + \delta_c) > 0,5. \quad (1.42)$$

Кроме того, по данным [25], гидравлический КПД шнека достигает максимума при

$$0,55 \leq q_s \leq 0,65. \quad (1.43)$$

Обычно угол атаки лопасти шнека на среднем радиусе

$$\delta_c \leq 10^\circ, \quad (1.44)$$

а угол установки

$$\beta_{1\text{лс}} = \beta_{1c} + \delta_c \geq 12^\circ. \quad (1.45)$$

Соответственно ход шнека на входе

$$S_1 = 2\pi r_{1c} \tg \beta_{1\text{лс}}. \quad (1.46)$$

Для удобства фрезерования ширина межлопаточного канала шнека на входном участке должна быть

$$a_1 = T \sin \beta_{1\text{л}} - \sigma_e \approx S_1 / z \geq d_\phi, \quad (1.47)$$

где d_ϕ — максимальный диаметр конической фрезы (рис. 1.8). По данным [8], при фрезеровании сталей приемлемая стойкость фрезы обеспечивается, если относительная высота межлопаточного канала шнека

$$\bar{h} = (D_1 - d_1) / 2a_1 < 3,5. \quad (1.48)$$

1.5. ЦЕНТРОБЕЖНОЕ КОЛЕСО

В шнекоцентробежных насосах применяются различные центробежные рабочие колеса. По положению входной кромки лопастей рабочие колеса можно разделить на три типа (рис. 1.10). 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 областью поворота, примерно на диаметре горловины. Лопасти рабочих колес типов 1 и 2 — пространственные, типа 3 — преимущественно цилиндрические. Кавитационные качества рабочих колес типов 2 и 1 улучшаются, если продлевать их лопасти в горловину колеса, увеличивая длину полуосевого или осевого входного участка (рис. 1.10в, б, а). Кавитационные качества рабочих колес типа 3 возрастают при увеличении площади входа на лопасти (рис. 1.10г, д, е). Рабочие колеса типов 1 и 2 обладают более высоким КПД, чем типа 3, однако они более сложны в изготовлении. В насосах ЖРД широкое распространение получили центробежные колеса типа 3 с ци-

линдрическими лопастями.

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

$$2\Delta h_{\Pi\Pi} = V_1^2 + \lambda_{\Pi} W_1^2 \quad (1.49)$$

зависит от типа рабочего колеса. В соответствии с работой [24] для центробежных рабочих колес типов 1 и 2:

$$\lambda_{\Pi} = \left[\frac{\sin \beta_1 + \sqrt{\sin^2 \delta + a \sin(\beta_1 - \delta)}}{\sin(\beta_1 + \delta) - a} \right]^2 - 1, \quad (1.50)$$

где эффективное стеснение $a = K \bar{\sigma}_1$ и, по данным [23],

$$K = \begin{cases} 0,2 - 0,3, & \text{если тип 1;} \\ 0,3 - 0,5, & \text{если тип 2.} \end{cases} \quad (1.51)$$

Для центробежных рабочих колес типа 3 при углах атаки $\delta > 6^\circ$, согласно [32, 38, 39],

$$\lambda_{\Pi} = \begin{cases} 1,2 \operatorname{tg} \beta_1 + (0,07 + 0,42 \operatorname{tg} \beta_1)(\bar{S}_1 - 0,615), & \text{если } 0,15 < \operatorname{tg} \beta_1 < 0,4; \\ 0,65 \operatorname{tg} \beta_1 (1 + 1,35 \bar{S}_1), & \text{если } \operatorname{tg} \beta_1 \leq 0,15, \end{cases} \quad (1.52)$$

где толщина входной кромки лопасти учитывается параметром

$$\bar{S}_1 = 11,31 \bar{\sigma}_1. \quad (1.53)$$

Угол атаки

$$\delta = \beta_{1л} - \beta_1. \quad (1.54)$$

В этих формулах все величины подсчитываются для точки 1 входной кромки на линии тока с (рис. 1.3).

Для уменьшения коэффициента стеснения, средней относительной скорости и потерь энергии при входе в колесо, диффузорности межлопаточного канала, а также коэффициента кавитации $\lambda_{\Pi c}$ рекомендуется выбирать угол установки лопасти так, чтобы угол атаки

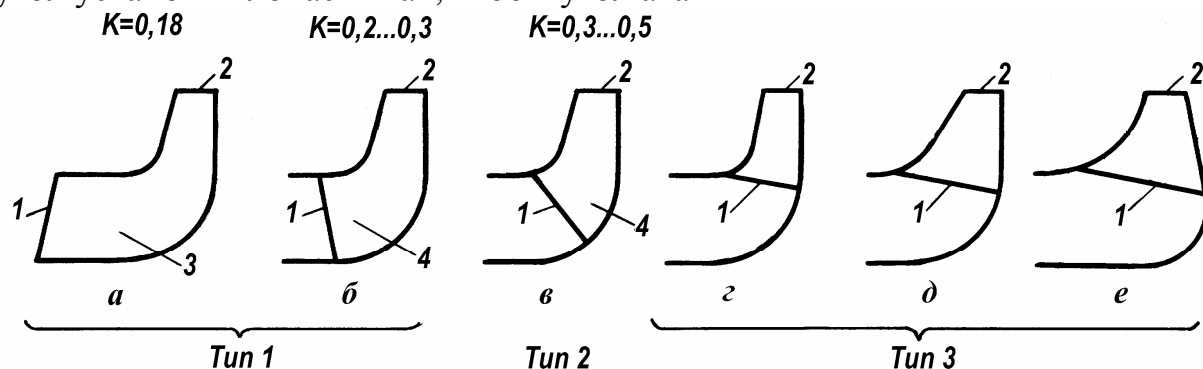


Рис. 1.9. Типы центробежных рабочих колес:

1 — входная кромка; 2 — выходная кромка; 3 — осевой входной участок; 4 — полуосевой входной участок

$$7^\circ \leq \delta_c \leq 10^\circ, \quad (1.55)$$

а коэффициент стеснения

$$\psi_{1c} \approx 1 - z_1 \sigma_1 / 2\pi r_1 \sin \beta_{1л} \geq 0,8. \quad (1.56)$$

Желательно, чтобы

$$\beta_{1лс} \geq 15^\circ. \quad (1.57)$$

Программа позволяет проектировать центробежные рабочие колеса с конической и цилиндрической втулками, как показано на рис. 1.10. Горловиной колеса условимся считать его отверстие в сечении 0–0, проведенном перпендикулярно оси вращения через точку O_e . Диаметр горловины — D_r , а диаметр втулки — d_1 . Как показано на рис. 1.10, форма меридианной проекции центробежного колеса задается диаметрами горловины и втулки D_r и d_1 , радиусами дуг ρ_e и ρ_a окружностей, углом наклона ξ нормали EA на повороте потока из осевого направления в радиальное, наружным диаметром D_2 и шириной b_2 колеса, углами наклона дисков ϵ_e , ϵ_a (или параметрами A и B) и соответствующими отрезками прямых. По этим размерам строится меридианная проекция колеса.

Диаметр горловины D_r меньше или равен наружному диаметру шнека $D_{1ш}$. Обычно

$$0,7 \leq D_r / D_{1ш} \leq 1. \quad (1.58)$$

Сообразуясь с формой проточной полости, например на рис. 1.4, задаемся диаметром втулки $d_{1ц}$ центробежного колеса и вычисляем диаметр горловины

$$D_r = D_{1ш} / (D_{1ш} / D_r),$$

приведенный входной диаметр $D_{0ц} = \sqrt{D_r^2 - d_{1ц}^2}$ и его коэффициент

$$K_{0ц} = D_{0ц} / D_Q. \quad (1.59)$$

Из рис. 1.10 очевидно, что место поворота потока из осевого направления в радиальное определяется углом ξ между прямой MN , проходящей через центры O_e и O_a , и осью вращения. Обычно

$$\xi = 45 \pm 15^\circ. \quad (1.60)$$

Для уменьшения относительных скоростей и потерь энергии на повороте потока рекомендуется выбирать относительный радиус по ведомому (покрывному) диску

$$\bar{\rho}_e = \rho_e / D_r \geq 0,15 \quad (1.61)$$

и относительную площадь $\bar{F}_\pi = F_\pi / F_0$ меридианного потока в этом месте

$$1,2 \leq \bar{F}_\pi \leq 1,4. \quad (1.62)$$

Так что радиус и площадь на повороте потока:

$$\begin{aligned} \rho_e &= \bar{\rho}_e D_r, \\ F_\pi &= \pi \bar{F}_\pi D_0^2 / 4. \end{aligned}$$

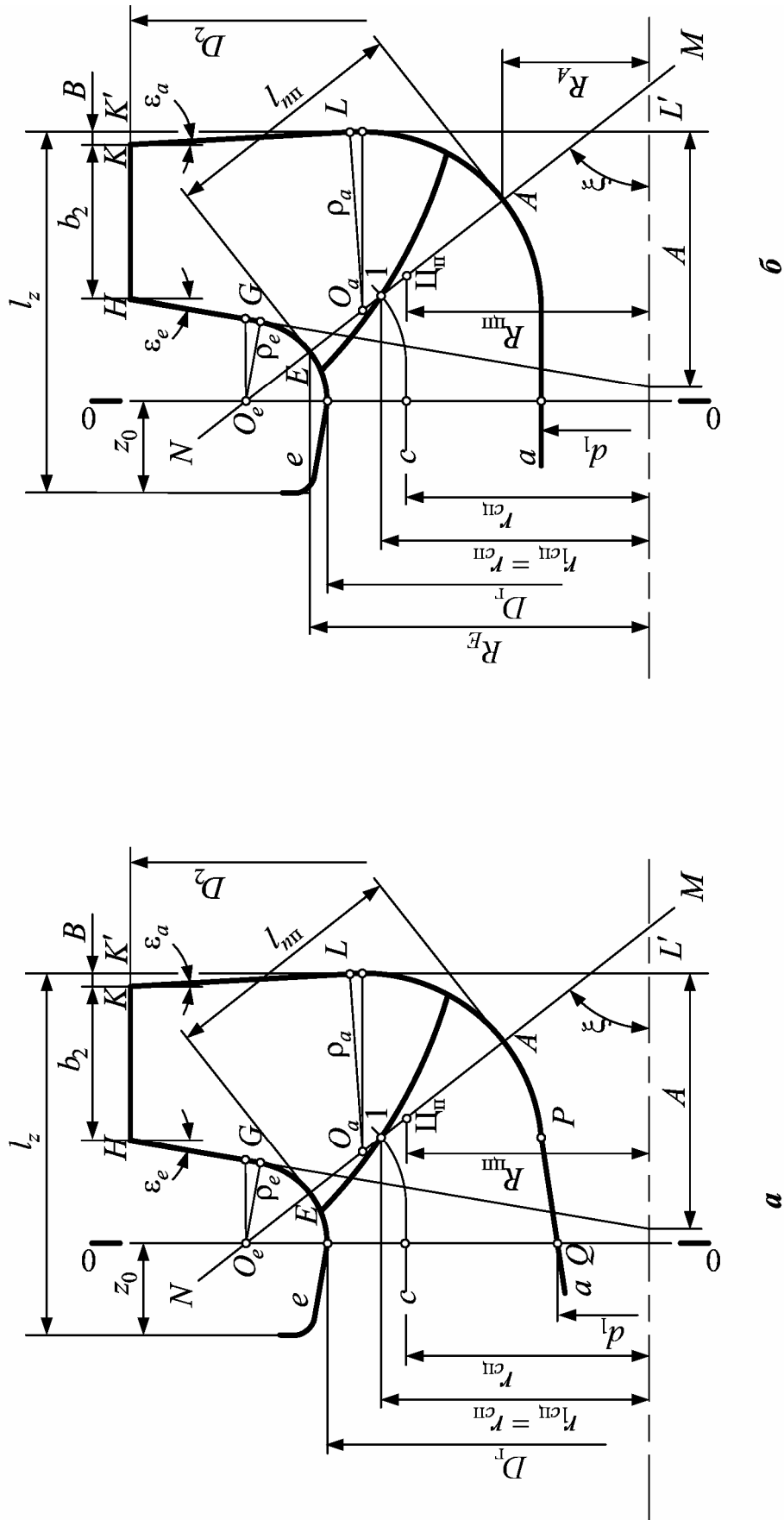


Рис. 1.10. Построение меридианной проекции рабочего колеса с конической (а) и цилиндрической (б) втулкой и определение геометрических параметров входной кромки (в)

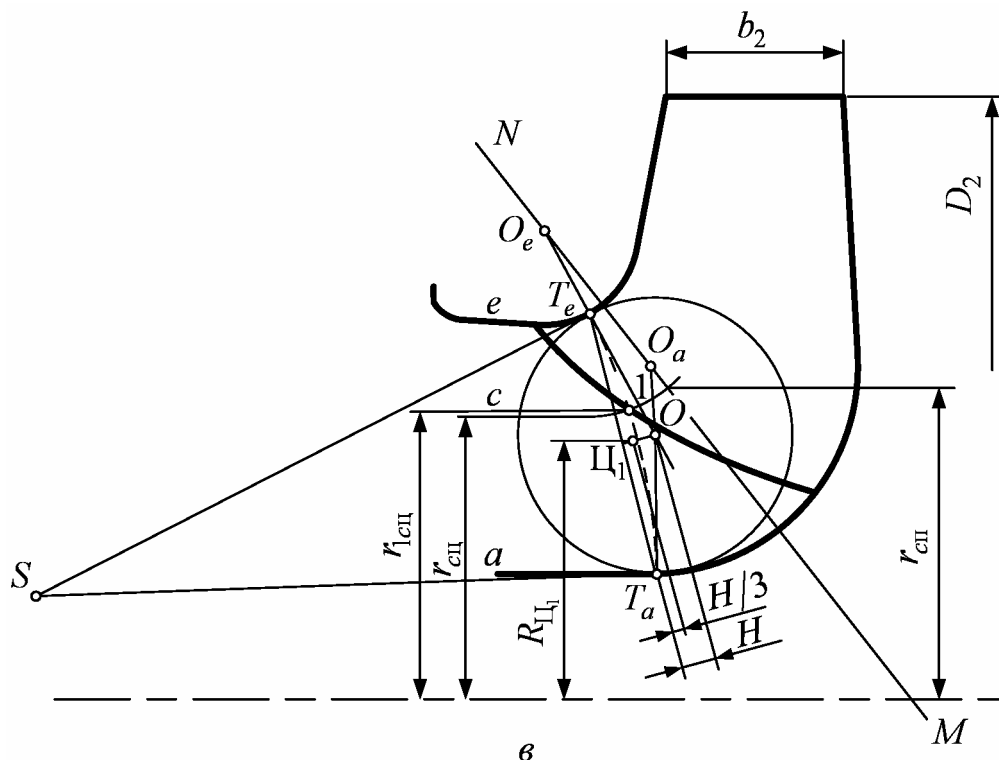


Рис. 1.10. Продолжение

Из рис. 1.10а, б следует, что $(\rho_e + D_\Gamma / 2 - R_{\text{цп}}) / \sin \xi - \rho_e = l_{\text{нп}} / 2$, где радиус центра тяжести $R_{\text{цп}}$, расположенный на середине нормали EA , связан с площадью F_Π на повороте потока соотношением $R_{\text{цп}} = F_\Pi / 2\pi l_{\text{нп}}$. После подстановки $R_{\text{цп}}$ в предыдущее уравнение и небольших преобразований получим квадратное уравнение для длины нормали на повороте. Его решение:

$$\left. \begin{aligned} l_{n\Pi} &= S - \sqrt{S^2 - F_{\Pi} / \pi \sin \xi} , \\ S &= [(1 - \sin \xi) \rho_e + D_{\Gamma} / 2] / \sin \xi . \end{aligned} \right\} \quad (1.63)$$

На основании первой формулы (1.63) площадь $F_{\Pi} \leq \pi S^2 \sin \xi$. Поэтому относительная площадь на повороте потока (1.62) не может превышать максимально допускаемую

$$\bar{F}_{\Pi \max} = F_{\Pi \max} / F_0 = (4S^2 \sin \xi) / D_0^2,$$

где S определяется по второй формуле (1.63). Значение $F_{\text{п max}}$ рассчитывается ПЭВМ и отображается на экране. Как вытекает из уравнений $l_{n\bar{i}}$ и $F_{\bar{i} \text{ max}}$, увеличивая угол ξ , можно увеличить максимум площади $F_{\text{п max}}$ и сместить его против течения.

Назначая углы наклона ведомого (покрывного) и ведущего (основного) дисков, следует принять во внимание, что в выполненных конструкциях высокооборотных шнекоцентробежных насосов эти углы меняются в достаточно широких пределах (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Углы наклона дисков

Угол ε_e	Угол ε_a	Тип ЦК
6°–20°	0	1 и 2 (рис. 1.9б, в)
10°–20°	0	3 (рис. 1.9г, д)
35°–45°	25°–35°	3 (рис. 1.9е)

При выборе ширины рабочего колеса на выходе необходимо иметь в виду следующее. Оптимальные по минимуму потерь энергии в отводе и на дисковое трение ширина и диаметр рабочего колеса на выходе:

$$b_{2\text{опт}} = \begin{cases} 0,78(n_s/100)^{1/2} D_Q, & \text{если } n_s < 180; \\ 0,64(n_s/100)^{5/6} D_Q, & \text{если } n_s \geq 180; \end{cases} \quad (1.64)$$

$$D_{2\text{опт}} = \left[9,35/(n_s/100)^{1/2} \right] D_Q. \quad (1.65)$$

Исследования показывают, что изменение ширины по сравнению с оптимальной в пределах $\pm 30\%$ мало влияет на потери энергии в отводе насоса и дисковое трение. В соответствии с [23], для уменьшения потерь энергии в рабочем колесе целесообразно ограничить степень диффузорности относительного потока

$$0,7 \leq \bar{W}_2 = W_2/W_1 = F_1 \psi_1 \sin \beta_{1\bar{e}c} / \pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_{2\bar{e}} \leq 1. \quad (1.66)$$

Ширина рабочего колеса на выходе

$$b_{2\text{овс}} = F_1 \psi_1 \sin \beta_{1\bar{e}c} / \pi D_{2\bar{i}d} \bar{W}_2 \psi_2 \sin \beta_{2\bar{e}}, \quad (1.67)$$

где принято $D_2 = D_{2\text{опт}}$. Обычно ширина рабочего колеса по уравнению (1.67) меньше, чем по (1.64). Согласно уравнению (1.86), ширина рабочего колеса влияет на его диаметр так же, как угол $\beta_{2\bar{e}}$. Кроме того, в соответствии с [23], 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.

Координата торца z_o входной воронки рабочего колеса определяет длину его переднего щелевого уплотнения, которая назначается в соответствии с (1.194).

Осевая длина меридианной проекции рабочего колеса

$$l_z = z_o + \rho_e / \cos \varepsilon_a + b_2 + B + \left[(D_2 - D_r) / 2 - \rho_e \right] \operatorname{tg} \varepsilon_e.$$

Радиус среднерасходной линии тока в горловине колеса

$$r_c = \sqrt{(D_r^2 + d_1^2) / 8}.$$

В равноскоростном меридианном потоке скорости вдоль нормали EA постоянны, поэтому

$$2\pi[(R_E + r_{\text{сп}})/2][(R_E - r_{\text{сп}})/\sin \xi] = 2\pi[(R_A + r_{\text{сп}})/2][(r_{\text{сп}} - R_A)/\sin \xi].$$

Следовательно, радиус точки пересечения среднерасходной линии тока с нормалью EA равен: $r_{\text{сп}} = \sqrt{(R_E^2 + R_A^2)/2}$. Так как

$$\left. \begin{aligned} R_A &= R_E - l_{\text{мп}} \sin \xi, \\ r_{\text{сп}} &= R_E \sqrt{[1 + (1 - l_{\text{мп}} \sin \xi / R_E)^2] / 2}, \\ \text{где} \quad R_E &= D_{\Gamma} / 2 + (1 - \sin \xi) \rho_e. \end{aligned} \right\} \quad (1.68)$$

Приведенные выше соотношения справедливы для центробежных колес как с конической, так и с цилиндрической втулками.

Далее рассмотрим последовательность построения меридианной проекции рабочего колеса с конической втулкой (рис. 1.4 и 1.10а). Параметр B наклона ведущего (основного) диска уже задан. Параметр A измеряем на чертеже меридианной проекции рабочего колеса после ее построения и заносим в соответствующую ячейку. Угол наклона ε_a ведущего диска определяется из чертежа, а угол наклона ведомого диска вычисляется как

$$\varepsilon_e = \text{arctg}[(A - B - b_2)/(D_2/2)], \quad (1.69)$$

До построения в этой ячейке может находиться любое число, например, $A = B + b_2$. При этом $\varepsilon_e = 0$. Проведем ось вращения и горизонтальные прямые, соответствующие диаметрам d_1 , D_{Γ} и $D_{2\text{опт}}$. Под углом ξ проведем отрезок прямой MN . Опишем дугу окружности найденного выше радиуса ρ_e с центром O_e , которая касается прямой D_{Γ} . Отложим отрезок EA длиной $l_{\text{мп}}$. Проведем дугу окружности радиусом ρ_a с центром O_a так, чтобы она прошла через точку A . Построим перпендикуляр $L'K'$ к оси вращения, который касается вышеупомянутой окружности. Отложив B и b_2 , проводим касательную HG к окружности радиуса ρ_e до пересечения с осью вращения и находим параметр наклона A . *Значение этого параметра и вводится в соответствующую ячейку.* Только после этого программа вычисляет по уравнению (1.69) для сведения проектировщика верное значение ε_e . Следует иметь в виду, что уменьшение радиуса ρ_a при построении меридианной проекции уменьшает A , а вместе с ним и ε_e . Так как в варианте программы с конической втулкой центробежного колеса этот радиус не входит ни в одну из приведенных выше формул, то он не влияет ни на одну из величин. До построения меридианной проекции в этой ячейке может находиться любое число, большее нуля. Далее строится образующая PQ конуса втулки. Она касается окружности в точке P и проходит через точку Q на диаметре втулки. Последний выбирается в согласии с меридианным обводом шнека вдоль втулки (рис. 1.4).

Если центробежное рабочее колесо имеет цилиндрическую втулку, то в этом частном случае вычисление геометрических размеров и построение меридианной проекции упрощается (рис. 1.10б). Согласно этому рисунку радиус окружности

$$\rho_a = (R_E - d_1/2 - l_{nn} \sin \xi)/(1 - \sin \xi). \quad (1.70)$$

Параметр наклона основного (ведущего) диска

$$B = [R_{2e} - d_1/2 - \rho_a (1 + \sin \varepsilon_a)] \operatorname{tg} \xi + \rho_a (1 - \cos \varepsilon_a). \quad (1.71)$$

Как показано в работе [14], угол наклона покрывного (ведомого) диска определяется из уравнения

$$\operatorname{tg} \varepsilon_e = -\frac{CD}{\rho_e^2 - C^2} \pm \sqrt{\left(\frac{CD}{\rho_e^2 - C^2}\right)^2 - \frac{\rho_e^2 - D^2}{\rho_e^2 - C^2}}, \quad (1.72)$$

Причем знак «плюс» выбирается в случае $\bar{\rho}_e > R_{2c}/2D_r - 1/4$ и «минус» — в случае $\bar{\rho}_e < R_{2c}/2D_r - 1/4$. Постоянная величина $C = R_2 - D_r/2 - \rho_e$, а $D = [(D_r - d_1)/2 + \rho_e - \rho_a]/\operatorname{tg} \xi + \rho_a - B - b_2$.

Последовательность построений очевидна из рис. 1.10б. Кроме того, она описана в работе [14]. Можно использовать и другую последовательность построений, также представленную в [14]. Отметим, что расчет рабочего колеса с цилиндрической втулкой можно выполнить по программе для колеса с конической втулкой.

После построения меридианной проекции колеса выбирается положение его входной кромки. По умолчанию ПЭВМ располагает входную кромку так, что она проходит через точку 1 на нормали EA , как показано на рис. 1.10а, б. При этом радиус точки 1 входной кромки на линии тока s , длина нормали, радиус ее центра тяжести и степень диффузорности входного участка рабочего колеса:

$$\left. \begin{aligned} r_{1c0} &= r_{\bar{m}}; \\ l_{n1} &= l_{\bar{n}}; \\ R_{01} &= (R_E + R_A)/2; \\ \bar{F}_1 &= F_1/F_0 = \bar{F}_i. \end{aligned} \right\} \quad (1.73)$$

Предусмотрена возможность выбора положения входной кромки по усмотрению проектировщика, как на рис. 1.10в. После нанесения входной кромки на чертеж меридианной проекции колеса по вычисленным r_c и r_{cn} приближенно строится участок средней линии тока так, чтобы она пересекла входную кромку. Через точку пересечения 1 проводится нормаль. Чтобы провести эту нормаль, в меридианные обводы вписывается окружность с центром O . Через точки O_e и O , а также O_a и O проводятся прямые, как показано на рис. 1.10в. В точках T_e и T_a восстанавливаются перпендикуляры к указанным прямым и находится точка S их пересечения. Из этой точки описывается дуга окружности, которая является нормалью (пунктир на рис. 1.10в). Если нормаль не прошла через точку 1, то следует выбрать другой центр O вписанной окружности. Центр тяжести C_1 нормали расположен на перпендикуляре, опущенном из точки O на основание $T_e T_a$ треугольника. Расстояние до центра тяжести C_1 равно $H/3$, радиус центра тяжести — $R_{ц1}$.

В ПЭВМ вводятся измеренные радиус $r_{1\text{ц}}$, длина нормали l_{n1} , радиус ее центра тяжести $R_{\text{ц1}}$. После этого на экране отображается значение степени диффузорности

$$\bar{F}_1 = 8R_{\text{ц1}}l_{n1}/D_0^2. \quad (1.74)$$

Как следует из уравнений (1.50) и (1.52), при прочих равных условиях коэффициент кавитации уменьшается при уменьшении угла β_1 . Поэтому с увеличением степени диффузорности кавитационные качества центробежных колес возрастают. В центробежных колесах типа 3 ее можно увеличивать вплоть до

$$\bar{F}_1 \leq 2,5.$$

Дальнейшее повышение этой величины уже не уменьшает коэффициент кавитации [32, 38, 39].

Вначале проектируется рабочее колесо с однорядной решеткой лопастей, у которой $z_2 = 0$. Как следует из рис. 1.13, с увеличением числа лопастей рабочего колеса увеличивается относительный активный радиус u и, в соответствии с уравнением (1.86), уменьшается наружный диаметр рабочего колеса. Однако при этом увеличиваются гидравлические потери в колесе, что уменьшает гидравлический КПД насоса. В соответствии с вышеупомянутым уравнением (1.86) увеличение u может компенсироваться уменьшением η_r .

Для выбора числа лопастей воспользуемся формулой [22]

$$z_1 = 4(1,5 + \beta_{2\text{л}}^\circ / 60) + 130(D_{1\text{с}} / D_2 - 0,6)^2. \quad (1.75)$$

Относительная толщина входной кромки лопасти выбирается из диапазона

$$0,02 \leq \bar{\sigma}_{1\text{с}} \leq 0,07 \quad (1.76)$$

так, чтобы ее абсолютная толщина

$$\sigma_{1\text{с}} = \pi D_{1\text{с}} \bar{\sigma}_{1\text{с}} / z_1 \quad (1.77)$$

примерно удовлетворяла ограничению [30]:

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

(1.78)

где все размеры даны в мм. Соответствующий этим данным профиль лопасти центробежного колеса имеет $\sigma_1 / \sigma_{\text{max}} = 0,3–0,4$, $\sigma_2 / \sigma_{\text{max}} = 0,7–0,8$, а максимум толщины лопасти σ_{max} следует расположить на расстоянии 50–60% длины лопасти, считая от ее передней кромки. В работе [23] рекомендуется задавать максимальную толщину лопасти $\sigma_{\text{max}} = (0,05–0,08)b_{\text{л}}$ примерно на середине ее длины $b_{\text{л}}$, а входную и выходную кромки лопасти заострить на длине $(0,2–0,3)b_{\text{л}}$.

Угол $\beta_{2\text{л}}$ установки лопасти на выходе из рабочего колеса выбирают на основе следующих соображений [22]. Этот угол влияет на диффузорность межлопаточного канала и коэффициент реактивности, а поэтому и на КПД насоса. Приемлемая форма межлопаточного канала получается при

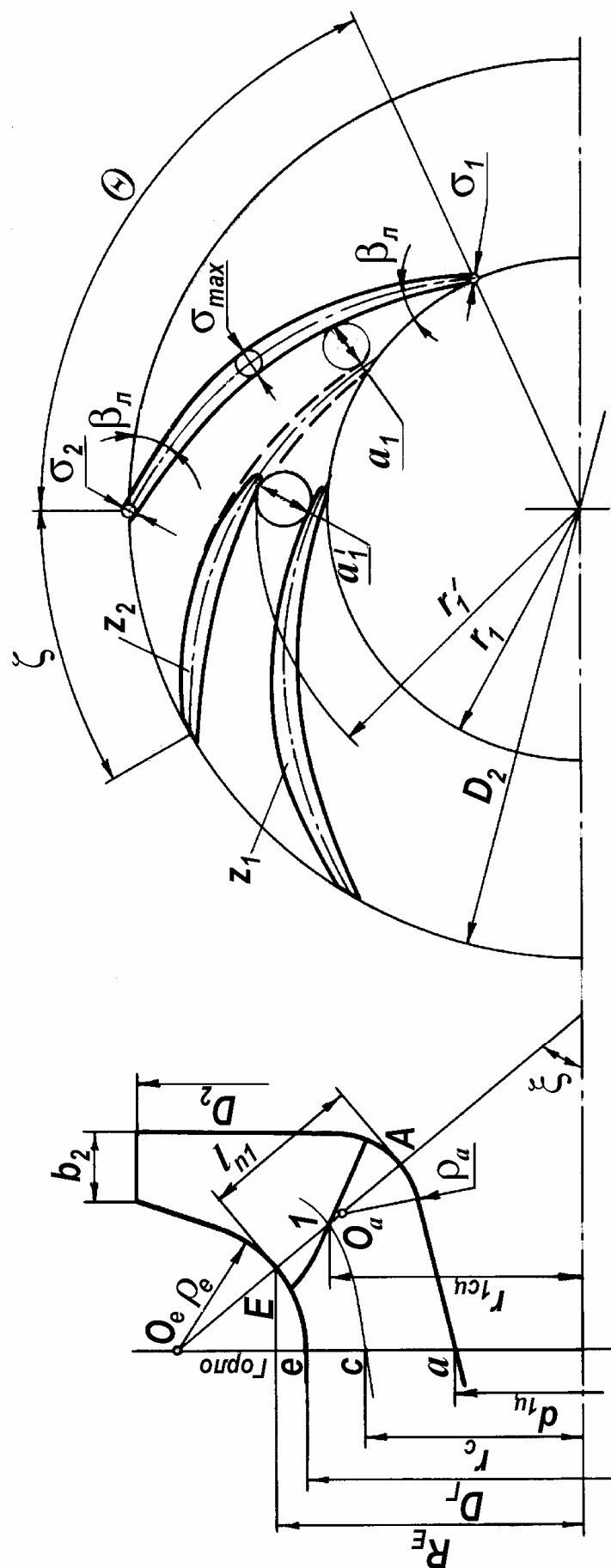


Рис. 1.11. Центробежное рабочее колесо проектируемого шнекоцентробежного насоса

$\beta_{2л} = 20^\circ - 40^\circ$. Радиальный габарит рабочего колеса можно характеризовать коэффициентом напора

$$\bar{H} = H / U_2^2. \quad (1.79)$$

Из уравнения (2.3) работы [24] следует, что $\bar{H} = (y - V_{2m}/U_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}) \eta_\Gamma$. Поэтому в насосах с малыми значениями параметра $V_{2m}/U_2 < 0,1$ коэффициент напора $\bar{H} \approx y \eta_\Gamma$ почти не зависит от угла $\beta_{2л}$ и для таких насосов можно выбирать

$$\beta_{2л} = 20^\circ - 40^\circ, \quad (1.80)$$

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

$$\beta_{2л} = 50^\circ - 70^\circ. \quad (1.81)$$

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 на наружном диаметре рабочего колеса. Согласно [22], оптимальный угол для насосов ЖРД лежит в пределах

$$20^\circ \leq \beta_{2л} \leq 60^\circ. \quad (1.82)$$

Если условие (1.56) для коэффициента стеснения на входе в рабочее колесо не выполняется, или мала ширина межлопаточного канала на входе в колесо, или возникли трудности при согласовании шнека с колесом, то можно применить рабочее колесо с двухрядной решеткой лопастей (рис. 1.11). В таком колесе уменьшается число лопастей 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. 1.11. (Для однорядной решетки $z_2 = 0$). Коэффициенты прозрачности k и активного радиуса y для решетки лопастей рабочего колеса можно найти по первым формулам (1.83) и (1.84) или по рис. 1.12 и 1.13, заимствованным из работы [29]. Коэффициенты прозрачности и активного радиуса двухрядной решетки лопастей определяем по этим двум рисункам, полагая $R_1 = r_1'$, $z = z_1 + z_2$ и $\beta_{л} = \beta_{2л}$. Как следует из уравнения (2.3) работы [24], для увеличения теоретического напора рабочего колеса радиус r_1' следует назначить так, чтобы при $(R_1/R_2)^{z/2} = (R_1/R_2)^{(z_1+z_2)/2}$ и заданном $\beta_{2л}$ получить коэффициент прозрачности $k < 0,01$. Например, зададим $r_1' = 0,06$ м. В таком случае $(R_1/R_2)^{z/2} = (0,06/(0,1562/2))^{(6+6)/2} = 0,24$ и при выбранном $\beta_{2л} = 25^\circ$ коэффициент $k = 0,04$. Поэтому выбираем $r_1' = 0,055$, при котором $k < 0,01$.

В первом приближении коэффициенты прозрачности k , относительного активного радиуса y и ширина b_2 рассчитываются ПЭВМ по умолчанию. Во втором приближении они уточняются проектировщиком по рис. 1.12 и 1.13 и

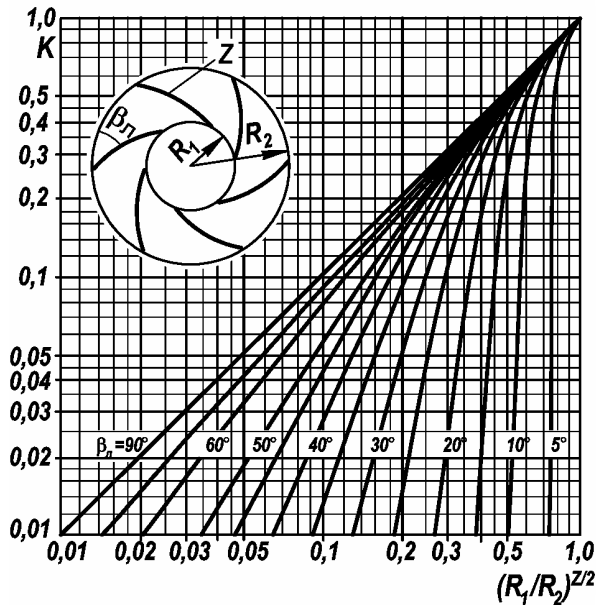


Рис. 1.12. Зависимость $k = f[\beta_n, (R_1/R_2)^{z/2}]$ для круговой решетки из отрезков логарифмических спиралей [29]
в сдвоенные ячейки вводятся:

$$k = \begin{cases} 0 & \text{по умолчанию;} \\ f[\beta_n, (R_1/R_2)^{z/2}] & \text{— по рис. 1.12;} \end{cases} \quad (1.83)$$

$$y = \begin{cases} 1 - (\pi \sin \beta_{2л}) / z & \text{по умолчанию;} \\ \varphi(\beta_n, z) & \text{— по рис. 1.13;} \end{cases} \quad (1.84)$$

На толщину выходной кромки σ_2 накладывается *ограничение* (1.78), и обычно коэффициент стеснения

$$\psi_2 \approx 1 - z\sigma_2 / \pi D_{2\text{опт}} \sin \beta_{2л} \geq 0,85. \quad (1.85)$$

Наружный диаметр рабочего колеса по теории [29] плоских гидродинамических решеток

$$D_2 = 2 \sqrt{\frac{1}{\omega y} \left(\frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \eta_0 \tan \beta_{2л}} + \frac{gH}{(1-k)\omega \eta_r} \right)}. \quad (1.86)$$

Интенсивность низкочастотных пульсаций давления и расхода увеличивается при работе центробежного колеса с обратными токами на входе в него. В соответствии с работой Руднева А.С., которая цитируется в [24] колесо будет работать без обратных токов, если

$$\bar{Q} = (\tan \beta_1 / \psi_1 \tan \beta_{1л}) > \bar{Q}_{кр}, \quad (1.87)$$

где

$$\bar{Q}_{кр} = \begin{cases} 1,65 - 1,34 r_{1с} / r_{1е}, & \text{если } r_{1с} / r_{1е} > 0,86; \\ 0,5, & \text{если } r_{1с} / r_{1е} \leq 0,86. \end{cases} \quad (1.88)$$

Минимальная ширина межлопаточного канала центробежного колеса должна быть достаточно большой для удобства изготовления и механической

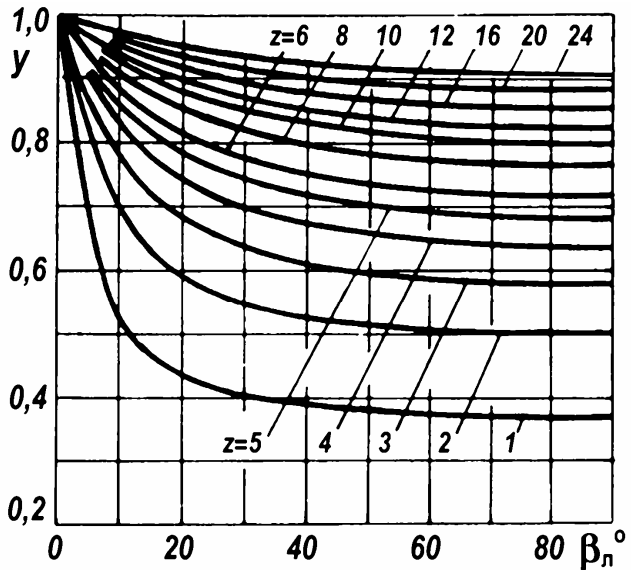


Рис. 1.13. Относительный активный радиус круговой решетки [29]

обработки. Как показано на рис. 1.11, эта ширина

$$a_1 \approx \begin{cases} 2\pi r_{1\text{лц}} \sin \beta_{1\text{лц}} / z_1, & \text{если } z_2 = 0; \\ 2\pi r_1' \sin \frac{\beta_{1\text{лц}} + \beta_{2\text{лц}}}{2} / (z_1 + z_2), & \text{если } z_2 \neq 0. \end{cases} \quad (1.89)$$

После выбора угла $\beta_{2\text{л}}$ по уравнению (1.66) рассчитывается фактическая степень диффузорности относительного потока W_2/W_1 . Кроме того, вычисляется коэффициент реактивности рабочего колеса

$$\rho = H_{\text{пот}} / H_{\text{т}} \approx 1 - H_{\text{т}} / 2U_2^2$$

и по (1.203) расходный параметр q_p на расчетном режиме.

1.6. СОГЛАСОВАНИЕ ШНЕКА С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

В результате такого согласования определяются окончательные размеры выходного участка шнека и входного участка центробежного колеса.

Шнекоцентробежный насос проектируется таким образом, чтобы кавитационный срыв шнека имел место одновременно или предшествовал кавитационному срыву центробежного колеса. При этом условии срывной кавитационный запас насоса будет определяться шнеком. Принимая во внимание данные [19, 21, 23], запишем условие согласования как

$$\Delta h_{\text{шш}} + H_{\text{ш}} - \Delta H_{\text{ш}} = \Delta h_{\text{лц}}. \quad (1.90)$$

В этом уравнении $\Delta h_{\text{шш}}$ — срывной кавитационный запас перед шнеком, $H_{\text{ш}}$ — напор шнека в отсутствие кавитации, $\Delta H_{\text{ш}}$ — уменьшение напора шнека вследствие кавитации, $\Delta h_{\text{лц}}$ — срывной кавитационный запас центробежного колеса. Все величины рассчитываются для средней линии тока s (рис. 1.3). Если обозначить $1 + \Delta H_{\text{ш}} / \Delta h_{\text{лц}} = \xi$, то уравнение (1.90) примет вид

$$\Delta h_{\text{шш}} + H_{\text{ш}} \geq \xi \Delta h_{\text{лц}}, \quad (1.91)$$

где коэффициент $\xi > 1$ учитывает снижение напора шнека вследствие кавитации, а также неравномерность распределения скоростей и давлений перед центробежным колесом. По имеющимся в нашем распоряжении экспериментальным данным

$$1,7 \leq \xi \leq 2. \quad (1.92)$$

На основании анализа большого числа экспериментов с высокооборотными шнекоцентробежными насосами авторы работы [9] установили, что кавитационный срыв центробежного колеса наблюдается при

$$0,1 \leq \frac{\Delta H_{\text{ш}}}{U_{2\text{сш}}^2} \leq 0,15. \quad (1.93)$$

Найдем связь между ξ и $\Delta H_{\text{ш}} / U_{2\text{сш}}^2 = \Delta \bar{H}_{\text{ш}}$. Подставляя $\Delta h_{\text{лц}}$ из уравнения (1.90) в уравнение (1.91), после преобразований и приведения к без-

размерному виду получим: $\left(1 - \frac{1}{\xi}\right) \cdot \left(\frac{\Delta h_{\text{III}}}{U_{2c\text{III}}^2} + \frac{H_{\text{тш}} \eta_{\Gamma}}{U_{2c\text{III}}^2}\right) \leq \frac{\Delta H_{\text{ш}}}{U_{2c\text{III}}^2}$. Если ввести коэффициент закрутки на входе в центробежное колесо на линии тока с

$$\bar{V}_{1uc\text{II}} = V_{1uc\text{II}} / U_{1c\text{II}} = H_{\text{тш}} / U_{1c\text{II}}^2, \quad (1.94)$$

то $\Delta H_{\text{ш}} / U_{2c\text{III}}^2 = \bar{V}_{1uc\text{II}} (r_{1c\text{II}} / r_{2c\text{III}})^2$ и $\Delta \bar{H}_{\text{ш}} \geq (1 - 1/\xi) [\Delta \bar{H}_{\text{ш}} + \bar{V}_{1uc\text{II}} (r_{1c\text{II}} / r_{1c\text{III}})^2]$. Так как первое слагаемое в квадратных скобках значительно меньше второго, то с некоторым запасом

$$\Delta \bar{H}_{\text{ш}} \approx (1 - 1/\xi) (r_{1c\text{II}} / r_{2c\text{III}})^2 \bar{V}_{1uc\text{II}}. \quad (1.95)$$

Это уравнение позволяет по известному ξ определить $\Delta \bar{H}_{\text{ш}}$ и при проверке выполнения (1.91) воспользоваться еще и условием (1.93).

Запишем уравнение (1.91) в безразмерных величинах. Так как $2\Delta h_{\text{III}} = V_{1c\text{II}}^2 + \lambda_{\text{IIc}} W_{1c\text{II}}^2$, то из треугольника скоростей на входе в центробежное колесо (рис. 1.3з)

$$2\Delta h_{\text{III}} = (1 + \lambda_{\text{IIc}})(V_{1mc}^2 + V_{1uc}^2)_{\text{II}} + \lambda_{\text{IIc}} U_{1c}^2 (1 - 2V_{1uc}/U_{1c})_{\text{II}}. \quad (1.95a)$$

Предполагаем, что $(rV_u)_{2c\text{III}} = (rV_u)_{1c\text{II}}$. Поэтому

$$H_{\text{ш}} = H_{\text{тш}} \eta_{\Gamma\text{ш}} = \omega (rV_u)_{1c\text{II}} \eta_{\Gamma\text{ш}} = U_{1c\text{II}} V_{1uc\text{II}} \eta_{\Gamma\text{ш}}.$$

После подстановки и деления обеих частей уравнения (1.91) на $U_{1c\text{II}}^2$ получим условие согласования в безразмерных величинах:

$$\Delta \bar{h}_{\text{III}} + 2\bar{V}_{1uc\text{II}} \eta_{\Gamma\text{ш}} \geq \xi \left[(1 + \lambda_{\text{IIc}})(\bar{V}_{1mc\text{II}}^2 + \bar{V}_{1uc\text{II}}^2) + \lambda_{\text{IIc}} (1 - 2\bar{V}_{1uc\text{II}}) \right]. \quad (1.96)$$

В этом уравнении относительный кавитационный запас, коэффициент расхода и коэффициент закрутки потока на входе в центробежное колесо соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} \Delta \bar{h}_{\text{III}} &= 2\Delta h_{\text{III}} / U_{1c\text{II}}^2; \\ \bar{V}_{1mc\text{II}} &= V_{1mc\text{II}} / U_{1c\text{II}}; \\ \bar{V}_{1uc\text{II}} &= V_{1uc\text{II}} / U_{1c\text{II}} = H_{\text{тш}} / U_{1c\text{II}}^2. \end{aligned} \right\} \quad (1.97)$$

Обозначим левую и правую части уравнения (1.96):

$$L = \Delta \bar{h}_{\text{III}} + 2\bar{V}_{1uc\text{II}} \eta_{\Gamma\text{ш}}, \quad (1.98)$$

$$P = \xi \left[(1 + \lambda_{\text{IIc}})(\bar{V}_{1mc\text{II}}^2 + \bar{V}_{1uc\text{II}}^2) + \lambda_{\text{IIc}} (1 - 2\bar{V}_{1uc\text{II}}) \right].$$

Запишем условие (1.96) в виде

$$L \geq P. \quad (1.99)$$

При принятых выше допущениях из треугольника скоростей на рис. 1.3в имеем $\text{tg} \beta_{2c\text{III}} = V_{2mc\text{III}} / (U_{2c\text{III}} - V_{2uc\text{III}})$, причем $V_{2mc\text{III}} = Q / \pi(r_{2e}^2 - r_{2a}^2)$ и $V_{1uc\text{II}} = V_{2uc\text{III}} r_{2c\text{III}} / r_{1c\text{II}}$. С учетом стеснения потока на выходе из шнека ход шнека $S_{\text{э}}$ с эквивалентной густой решёткой тонких пластин, для которой $\beta_{\text{лсэ}} = \beta_{2c\text{III}}$, будет

$$S_{\text{э}} = 2\pi r_{2c\text{III}} \text{tg} \beta_{2c\text{III}} = 2Q / \omega (r_{2e}^2 - r_{2a}^2) \left[1 - \bar{V}_{1uc\text{II}} (r_{1c\text{II}} / r_{2c\text{III}})^2 \right], \quad (1.100)$$

где $\psi_{2c\text{III}} = 1 - \sigma_{2c\text{III}} Z_{\text{ш}} / 2\pi r_{2c\text{III}} \sin \beta_{2c\text{III}}$. Угол относительного потока

$$\beta_{2\text{сш}} = \arctg(S_3/2\pi r_{2\text{сш}}). \quad (1.101)$$

Поток на выходе из шнека переменного хода отклоняется от направления лопасти на угол отставания δ_2 (рис. 1.7б). Этот угол найдем по формуле Хауэлла [35]. Применительно к элементарной цилиндрической решетке на радиусе $r_{2\text{сш}}$ этой формуле можно придать вид:

$$\delta_{2c} = m(\beta_{2\text{сш}} - \beta_{1\text{лш}})/(\sqrt{\tau_c} - m), \quad (1.102)$$

где $\beta_{1\text{лш}} = \arctg(S_1/2\pi r_{2\text{сш}})$, $m = 0,92\bar{x}_f^2 + (90 - \beta_{2\text{сш}})/500$, \bar{x}_f — относительная координата максимальной изогнутости средней линии профиля, а углы $\beta_{1\text{лш}}$ и $\beta_{2\text{сш}}$ измеряются в градусах (рис. 1.7б). Полагая, что для шнека переменного хода $\bar{x}_f = 0,5$, получим:

$$m = 0,23 + (90 - \beta_{2\text{сш}})/500. \quad (1.103)$$

Угол установки лопасти шнека на выходе (линия тока c)

$$\beta_{2\text{лсш}} = \beta_{2\text{сш}} + \delta_{2c}, \quad (1.104)$$

и его ход

$$S_2 = 2\pi r_{2\text{сш}} \operatorname{tg} \beta_{2\text{лсш}}. \quad (1.105)$$

Подставляя в (1.102) угол $\beta_{2\text{сш}}$ по уравнению (1.104), для решетки пластин, у которой $\beta_{1\text{лш}} = \beta_{2\text{лш}}$, получим $\delta_{2c} = 0$. Следовательно, $S_2 = S_3 = S_1$.

Решетка лопастей шнека отклоняет или поворачивает поток на угол $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ (рис. 1.7). По условию безотрывности течения в решетке этот угол не должен превышать номинальный $\Delta\beta_{\text{ном}}$. В плоских решетках, по данным Хауэлла, он зависит от угла β_2 и густоты решетки $\tau = L/T$. Заимствованный из работы [15], график этой зависимости приведен на рис. 1.14а, а его

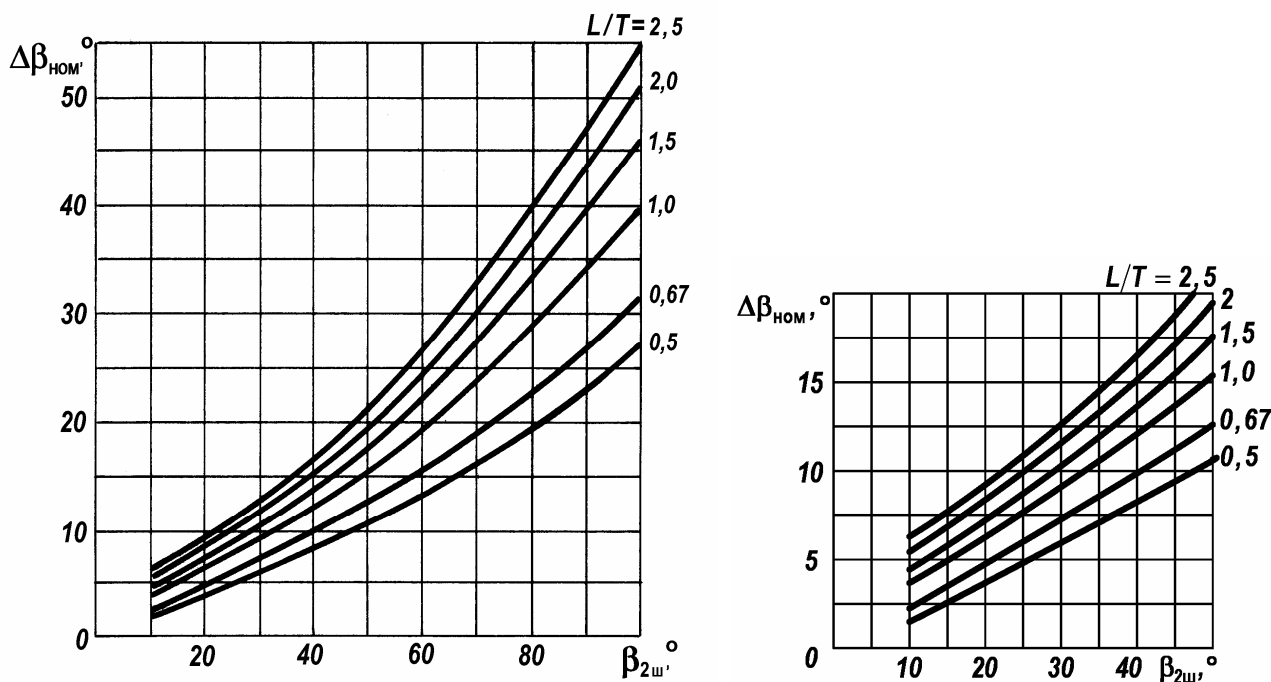


Рис. 1.14. График для определения минимально допустимой густоты решетки по условиям безотрывности течения в ней [15]

фрагмент — на рис. 1.14б. Густота наиболее опасной периферийной решетки шнека должна быть такой, чтобы

$$\Delta\beta_e = (\beta_{2ш} - \beta_{1ш})_e \leq \Delta\beta_{ном}, \quad (1.106)$$

где направление потока за шнеком определяется по эквивалентному ходу

$$\beta_{2еш} = \arctg(S_э / 2\pi r_{2еш}). \quad (1.107)$$

При работе шнека без кавитации с относительным расходом $\bar{Q} < 0,5$ на входе в него возникают обратные токи жидкости. Обратные токи могут появляться и на выходе из шнека. Они обусловлены отрывом пограничного слоя и усиливаются при уменьшении подачи. Схема бескавитационного течения с обратными токами показана на рис. 1.15. Вблизи II критического режима кавитации обратные токи на входе в шнек исчезают. Обратные токи уменьшают энергию активного потока на входе, способствуют развитию кавитации в вихревых зонах, уменьшают КПД шнека, усиливают пульсации потока и приводят к другим нежелательным последствиям. Поэтому шнек следует проектировать так, чтобы на входе и на выходе из него обратные токи отсутствовали. Однако даже в этом случае меридианные и окружные скорости за шнеком распределены вдоль радиуса неравномерно. При согласовании шнека с центробежным колесом и, в частности, при профилировании углы установки лопасти на входе в центробежное колесо необходимо выбирать с учетом этой неравномерности.

Принимая во внимание работы [6, 9], приведем выполненный проф. О.В. Байбаковым приближенный расчет потока за шнеком на основе уравнения радиального равновесия. Для упрощения записи формул там, где это не вызывает недоразумений, индекс «ш» для шнека будем опускать. Предполагается, что обратные токи отсутствуют, что жидкость на выходе из шнека движется вдоль цилиндрических поверхностей соосных шнеку, гидравлические потери в шнеке на разных радиусах одинаковы, полный напор на входе в шнек вдоль радиуса постоянный. Из уравнения движения идеальной жидкости в проекции на направление радиуса $dp/dr_2 = \rho V_{2u}^2 / r_2$ получим

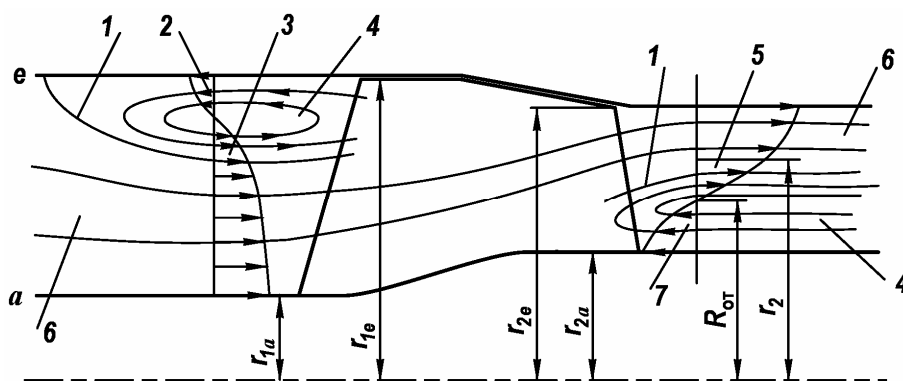


Рис. 1.15. Схема обратных токов в шнеке:

- 1 — граница вихревой зоны; 2 — обратный ток на входе; 3 — возвратный поток на входе;
4 — вихревая зона; 5 — возвратный поток на выходе; 6 — активный поток;
7 — обратный ток на выходе

$$\frac{dH_T}{dr_2} = V_{2m} \frac{dV_{2m}}{dr_2} + V_{2u} \left(\frac{V_{2u}}{r_2} + \frac{dV_{2u}}{dr_2} \right). \quad (1.108)$$

По уравнению Эйлера $H_T = U_2 V_{2u}$. Если рассматриваемый шнек переменного хода заменить эквивалентным с ходом S_3 , полагая $\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{tg} \beta_{2\text{лэ}} = S_3 / 2\pi r_2$, то из треугольника скоростей на рис. 1.3в

$$V_{2u} = U_2 - V_{2m} / \operatorname{tg} \beta_2 = \omega r_2 - 2\pi V_{2m} r_2 / S_3. \quad (1.109)$$

После подстановок в уравнение (1.108) и преобразований получим линейное дифференциальное уравнение первого порядка для меридианной скорости за шнеком

$$\frac{dV_{2m}}{d\beta_{\text{лэ}}} - 2 \frac{V_{2m}}{\beta_{\text{лэ}}} = - \frac{\omega S_3}{\pi \operatorname{tg} \beta_{\text{лэ}}}. \quad (1.110)$$

Интегрируя это уравнение, найдем распределение меридианной скорости V_{2m} вдоль радиуса:

$$V_{2m} = \frac{\omega S_3}{2\pi} \left[1 - \frac{C}{1 + (2\pi r_2 / S_3)^2} \right]. \quad (1.111)$$

Постоянную интегрирования определим из соотношения $Q = 2\pi \int_{r_{2a}}^{r_{2e}} V_{2m} r dr$.

После подстановки меридианной скорости по уравнению (1.111) и интегрирования получим:

$$C = (1 - \bar{Q}) / \left[(S_3 / 2\pi)^2 (r_{2e}^2 - r_{2a}^2) \right] \ln \left[\left(1 + (2\pi r_{2e} / S_3)^2 \right) / \left(1 + (2\pi r_{2a} / S_3)^2 \right) \right]. \quad (1.112)$$

В этой формуле относительный расход $\bar{Q} = Q / Q_0$, где $Q_0 = \omega S_3 (r_{2e}^2 - r_{2a}^2) / 2$ — расход эквивалентного шнека, при котором его теоретический напор равен нулю, т.е. относительный поток направлен вдоль лопастей шнека и не взаимодействует с ним.

Из уравнений (1.109) и (1.111) следует, что распределение окружной составляющей скорости V_{2u} вдоль радиуса определяется уравнением:

$$V_{2u} = \frac{C \omega r_2}{1 + (2\pi r_2 / S_3)^2}, \quad (1.113)$$

а момента скорости:

$$(rV_u)_2 = K_2 = \frac{C \omega r_2^2}{1 + (2\pi r_2 / S_3)^2}. \quad (1.114)$$

Очевидно, что V_{2m} и V_{2u} распределены по радиусу $\bar{r}_2 = r_2 / r_{2e}$ существенно неравномерно (рис. 1.16). На этом рисунке показаны относительные скорости

$$\bar{V}_{2m} = V_{2m} / \left[Q / \pi (r_{2e}^2 - r_{2a}^2) \right] \quad (1.115)$$

и

$$\bar{V}_{2u} = V_{2u}/V_{2ucш} = V_{2u}/\left(\bar{V}_{1ucш} \omega r_{1cш}^2 / r_{2cш}\right), \quad (1.116)$$

где на основании третьей формулы (1.97) теоретический напор шнека $H_{тш} = \bar{V}_{1ucш} U_{1cш}^2 = U_{2cш} V_{2ucш}$ и поэтому $V_{2ucш} = \bar{V}_{1ucш} \omega r_{1cш}^2 / r_{2cш}$. При характерных для шнеков малых углах установки лопастей в уравнении (1.114) слагаемое $(2\pi r_2 / S_3)^2 = 1/\text{tg}^2 \beta_{лэ} \gg 1$. Следовательно, в отличие от меридианной и окружной составляющих скорости момент скорости за шнеком примерно постоянный:

$$(rV_u)_2 \approx C \omega S_3^2 / 4\pi^2.$$

Если при уменьшении радиуса второй член в скобках в уравнении (1.111) становится больше единицы, то меридианная скорость будет отрицательной. Это означает, что вблизи втулки появляется обратный ток. Полагая в уравнении (1.111) меридианную скорость $V_{2m} = 0$, получим наружный радиус обратного тока

$$R_{от} = S_3 \sqrt{C-1} / 2\pi.$$

Можно предположить, что при $R_{от} < r_{2a}$ обратный ток на выходе из шнека не образуется. Чтобы уменьшить $R_{от}$, следует уменьшать S_3 , r_{2e} и увеличивать r_{2a} . Условие работы шнека без обратного тока на выходе можно записать как:

$$\bar{R}_{от} = R_{от} / r_{2a} < 1. \quad (1.117)$$

На рис. 1.16а показано, что при малом коэффициенте закрутки $\bar{V}_{1ucш} = 0,227$ и соответственно малом ходе шнека на выходе $S_2 = 0,056$ м и относительном радиусе $\bar{R}_{от} = 0,74$ относительная меридианная скорость на втулке $\bar{V}_{2ma} = 0,57 > 0$, т.е. обратный ток отсутствует. При большом коэффициенте закрутки $\bar{V}_{1ucш} = 0,5$ ход шнека на выходе увеличился до $S_2 = 0,132$ м, относительный радиус $\bar{R}_{от} = 1,12$, а относительная меридианная скорость на втулке $\bar{V}_{2ma} = -0,46 < 0$. Это указывает на наличие обратного тока.

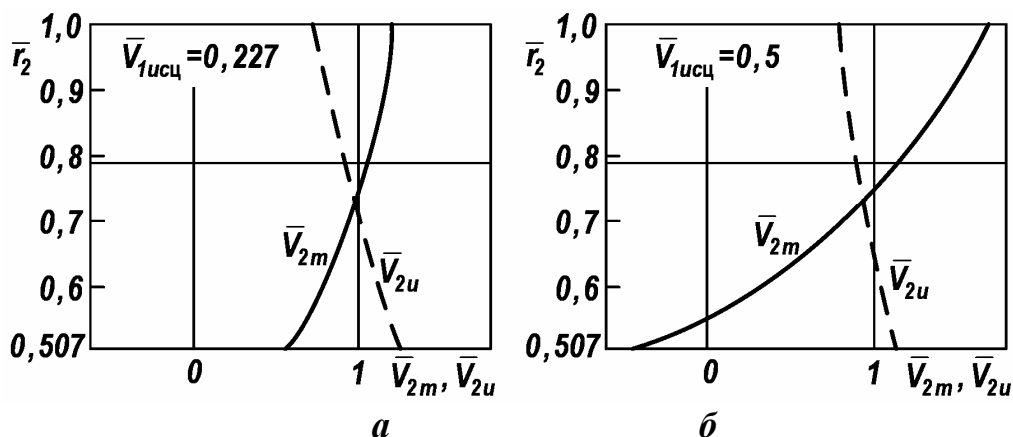


Рис. 1.16. Влияние хода шнека на выходе на распределение скоростей

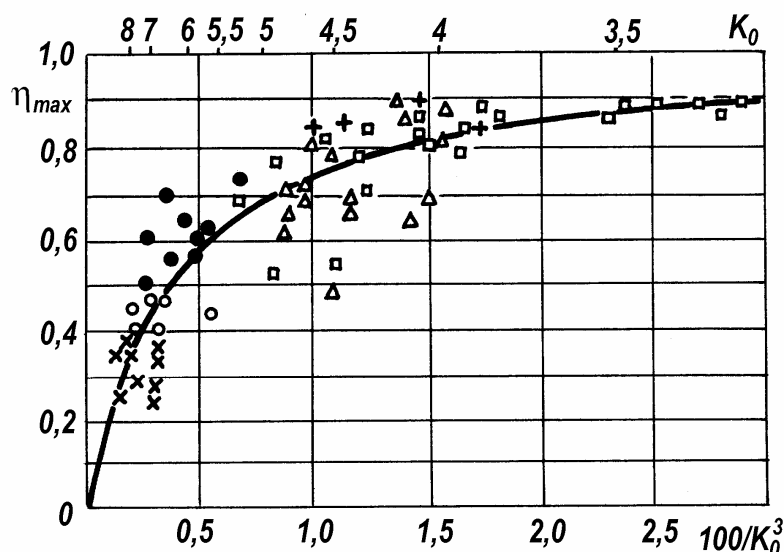


Рис. 1.17. Максимальные КПД шнековых насосов (светлые символы), по данным [9], и максимальные КПД одиночных шнеков с цилиндрическими втулками (зачерненные символы), по нашим данным

В соответствии с работой [9] основным параметром, определяющим максимальный КПД шнека, является коэффициент приведенного входного диаметра. Кроме того, на КПД влияют густота решетки, угол изгиба и форма профиля лопасти. На рис. 1.17 представлена зависимость максимального КПД осевых насосов с рабочими колесами в виде шнеков от коэффициента приведенного входного диаметра, заимствованная из вышеупомянутой работы. Сплошная линия на этом рисунке примерно соответствует шнекам с густотой $\tau_c = 3$ и углом изгиба лопасти 15° . На этот график нанесены также максимальные гидравлические КПД $\eta_{г.ш}$ одиночных шнеков (зачерненные символы) с цилиндрическими втулками по нашим данным. При выборе $\eta_{г.ш}$ будем пользоваться этим рисунком.

Расчеты согласования начинаются со ввода в ПЭВМ выбранных значений ξ , $\eta_{г.ш}$ и типа центробежного колеса. Относительный диаметр

$$\overline{D}_{1c} = 2r_{1ц} / D_r \quad (1.118)$$

по умолчанию рассчитывается по уравнению (1.73) или по измеренному проектировщиком $r_{1ц}$. Кроме того, вводятся радиусы вдоль входной кромки центробежного колеса и выходной кромки шнека, а также угол $\beta_{1лц}$ установки лопасти. На экране монитора отображаются прямая L ($\overline{V}_{1лц}$) и кривая P ($\overline{V}_{1лц}$) по уравнениям (1.98), как показано в табл. 1.1. Неравенство (1.99) выполняется в интервале коэффициентов закрутки $[\overline{V}_{1лF}, \overline{V}_{1лG}]$, соответствующем точкам пересечения F и G . Если условие (1.99) не выполняется и указанные линии не пересекаются, то в первую очередь следует улучшать кавитационные качества центробежного колеса:

1. Увеличивать площадь входа на лопасти, увеличивая \overline{F}_1 и (или) $K_{0ц}$.

2. Уменьшать число лопастей $z_{1ц}$ и толщину их входных кромок $\sigma_{1ц}$.
3. Применять двухрядные решетки с укороченными лопастями.
4. Переходить от рабочих колес типа 3 к колесам типа 1.

Добившись соблюдения неравенства (1.99), следует выбрать коэффициент закрутки $\bar{V}_{1уц}$ потока перед ЦК так, чтобы удовлетворялись следующие *функциональные ограничения*, среди которых имеются противоречащие друг другу:

$$\left. \begin{aligned} S_2 &\geq S_1; \\ \bar{R}_{от} &< 1; \\ 7^\circ &\leq \delta_{цц} \leq 10^\circ; \\ 0,1 &\leq \Delta \bar{H}_{ш} \leq 0,15; \\ \psi_{1цц} &\geq 0,8; \\ \bar{Q} &> \bar{Q}_{кр}; \\ \Delta \beta_e &\leq \Delta \beta_{ном}; \\ a_1 &\geq a_{min}, \end{aligned} \right\} \quad (1.119)$$

где a_{min} — минимально допустимое по технологическим условиям изготовления расстояние между соседними лопастями (например, диаметр фрезы). Выбирая коэффициент закрутки, принимаем во внимание также следующие обстоятельства. Гидравлический КПД шнека меньше, чем центробежного колеса. Для повышения гидравлического КПД шнекоцентробежного насоса целесообразно большую часть теоретического напора сообщать потоку жидкости в центробежном колесе, а не в шнеке. Так как согласно (1.97) теоретический напор шнека $H_{тш} = \bar{V}_{1уц} U_{1цц}^2$, то шнек с центробежным колесом следует согласовывать при малых $\bar{V}_{1уц}$ вблизи точки F (табл. 1.1). Принимаем также во внимание, что при больших $\bar{V}_{1уц}$ может не выполняться условие $\bar{R}_{1\delta} < 1$. Кроме того, при относительном диаметре центробежного колеса $D_{1ц}/D_2 > 0,5 - 0,55$ существует оптимальная закрутка, при которой КПД шнекоцентробежного насоса достигает максимума, превышая КПД центробежного. По данным [9], оптимальный коэффициент закрутки потока

$$0,3 \leq \bar{V}_{1уц} \leq 0,5. \quad (1.120)$$

Для облегчения оптимизации (1.119) ПЭВМ вычисляет и отображает на экране коэффициент закрутки, при котором $S_1 = S_2$. На основании (1.100) он равен:

$$\bar{V}_{1уц} \Big|_{S_1=S_2} = \left[1 - 2Q/\omega S_1 \psi_{2цш} \left(r_{2еш}^2 - r_{2аш}^2 \right) \right] (r_{2цш}/r_{1цц})^2.$$

Сначала необходимо попытаться спроектировать шнек постоянного хода, как более простой в изготовлении. Для этого выбираем $\bar{V}_{1уц} \Big|_{S_1=S_2}$, рассчитанный ПЭВМ, вводим его в соответствующую ячейку и проверяем выполне-

ние условий (1.119). Если $S_1 < S_2$, то получить $S_1 = S_2$ можно посредством увеличения угла установки $\beta_{1лш}$ лопасти шнека, что достигается увеличением угла атаки δ_c . При этом необходимо иметь в виду, что на угол атаки наложены *ограничения* (1.42) – (1.44). Если для шнека постоянного хода удовлетворить этим ограничениям невозможно, то увеличиваем коэффициент закрутки, что приводит к увеличению хода шнека на выходе, и проектируем шнек переменного хода.

1.7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ШНЕКА

Входной и выходной участки шнека рассчитаны выше из условий обеспечения необходимых кавитационных свойств насоса и бесрывной работы центробежного рабочего колеса соответственно.

Далее определяются геометрические параметры шнека, необходимые для его изготовления. Для трех линий тока e , c , a рассчитываются коэффициенты режима

$$m = m_c r_1 / r_{1c}, \quad (1.121)$$

углы относительного потока

$$\beta_1 = \arctg(1/m), \quad (1.122)$$

углы установки лопасти

$$\left. \begin{aligned} \beta_{2л} &= S_2 / 2\pi r_2; \\ \beta_{1л} &= S_1 / 2\pi r_1, \end{aligned} \right\} \quad (1.123)$$

углы атаки лопасти

$$\delta = \beta_{1л} - \beta_1. \quad (1.124)$$

При постоянном вдоль радиуса безразмерном кавитационном запасе

$$\epsilon_{III} = (36,5 K_0^3 / C_{III})^{4/3} \quad (1.125)$$

коэффициент кавитации

$$\lambda_{III} = (\epsilon_{III} - 1) / (1 + m^2) \quad (1.126)$$

увеличивается ко втулке, а приведенная скорость

$$\bar{W} = 1 / \sqrt{1 + \lambda_{III}} \quad (1.127)$$

уменьшается. Эффективное стеснение

$$a = \bar{W}^2 \sin(\beta_{1л} - \delta) - 2\bar{W} \sin(\beta_{1л} - \delta) + \sin \beta_{1л}. \quad (1.128)$$

Толщина входной кромки лопасти

$$\sigma_1 = \begin{cases} aT/K & \text{— по умолчанию;} \\ \sigma_{1c} & \text{— вводится проектировщиком,} \end{cases} \quad (1.129)$$

причем $K = 0,18$. Рассчитанная по умолчанию толщина входной кромки лопасти будет сильно увеличиваться ко втулке, что упрочняет её в корневых сечениях. Коэффициент стеснения рассчитывается как

$$\psi_1 = 1 - \sigma_1 / T \sin \beta_{1л}. \quad (1.130)$$

Далее вводится запас на угол заострения лопасти

$$\Delta\gamma = 0,5^\circ - 1^\circ \quad (1.131)$$

и определяется угол заострения

$$\gamma_0 = \delta - \Delta\gamma. \quad (1.132)$$

Как показано в работе [24], при условиях $\gamma_0 < \delta$ и $\bar{h}_m > 1$ лопасть шнека целиком размещается внутри каверны. При этом входная кромка будет иметь максимальную толщину. На толщину входной кромки, коэффициент стеснения на любой линии тока и угол заострения лопасти накладываются *прочностные и технологические ограничения*. Обычно

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma}_{1e} &\geq 0,003; \\ \sigma_{1e} &\geq 0,2 \text{ мм}; \\ \psi_1 &\geq 0,85; \\ \gamma_{0e} &\geq 2,5^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (1.133)$$

Согласно нашим экспериментальным данным, шнеки с переменной по радиусу толщиной входной кромки лопасти (в табл. 1.1 $\sigma_{1e,c,a} = 0,4; 0,8; 3,9$ мм) и постоянной ($\sigma_{1e} = \sigma_{1c} = \sigma_{1a} = 0,8$ мм) имеют одинаковые кавитационные характеристики $H = f(\Delta h)$. Поэтому если условия (1.133) для толщины входной кромки и (или) коэффициента стеснения не выполняются, проектировщик может ввести в ПЭВМ постоянную для всех линий тока толщину $\sigma_1 = \sigma_{1c}$. Если не выполняется условие (1.133) для угла заострения, то следует вернуться к п. 3б и увеличить угол атаки δ_c .

Кавитационные качества и прочность входных кромок шнека увеличиваются, если входную кромку отклонить назад по вращению. Для этого кромку обтачивают на конус с углом ϵ_1 (рис. 1.8в) или ей придают форму согласно рис. 1.8г, как рекомендуется в [25]. В работе [19] осевую длину входной конусной части шнека (рис. 1.4) рекомендуется выбирать

$$l_k \geq S_1 / 4. \quad (1.134)$$

При $l_k = S_1 / 4$ угол охвата входной кромки в плане равен 90° . По умолчанию ПЭВМ вычисляет l_k по знаку равенства в (1.134). В случае необходимости можно ввести большую или меньшую длину конусной части. Из рис. 1.4 следует, что соответствующий угол конуса в градусах

$$\epsilon_1 = 90 - \arctg[l_k / (r_{1e} - r_{1a})]. \quad (1.135)$$

В связи с особенностями развития каверны в шнеке с густыми решетками лопастей, описанными в [32], входной участок шнека выполняется с постоянными наружным и втулочным диаметрами. Густота решетки шнека на наружном диаметре входного участка выбирается

$$\tau_{1e} \approx 1, \quad (1.136)$$

и ей соответствует осевая длина входного участка

$$l_{z1e} = (T \sin \beta_{1л})_e. \quad (1.137)$$

Если след за кавитационной каверной успевает размываться до выхода

из шнека, то кавитация в шнеке не снижает его напора. Это обеспечивает получение крутопадающей напорной характеристики, а следовательно, и максимального C_{II} . По данным [25], это условие выполняется при густоте решетки шнека на среднем радиусе

$$\tau_c = \bar{\tau}_c z / \pi, \quad (1.138)$$

где коэффициент

$$2,5 \leq \bar{\tau}_c \leq 3. \quad (1.139)$$

Осевая длина шнека на среднем радиусе

$$l_{zc} = \tau_c T_c \sin[(\beta_{1lc} + \beta_{2lc})/2]. \quad (1.140)$$

Для упрочнения выходных кромок лопастей шнека можно обточить их на конус с углом

$$70^\circ < \epsilon_2 < 80^\circ, \quad (1.141)$$

как показано на рис. 1.7. Осевые длины по наружному диаметру и по втулке шнека

$$\left. \begin{aligned} l_{ze} &= l_{zc} - (r_{1e} - r_{1c})/\operatorname{tg} \epsilon_1 - (r_{2e} - r_{2c})/\operatorname{tg} \epsilon_2; \\ l_{za} &= l_{zc} + (r_{1c} - r_{1a})/\operatorname{tg} \epsilon_1 + (r_{2c} - r_{2a})/\operatorname{tg} \epsilon_2, \end{aligned} \right\} \quad (1.142)$$

а подсчитанные по средним углам установки длины лопасти

$$L \approx l_z / \sin[(\beta_{1л} + \beta_{2л})/2] \quad (1.143)$$

и густоты решеток

$$\tau = L/T. \quad (1.144)$$

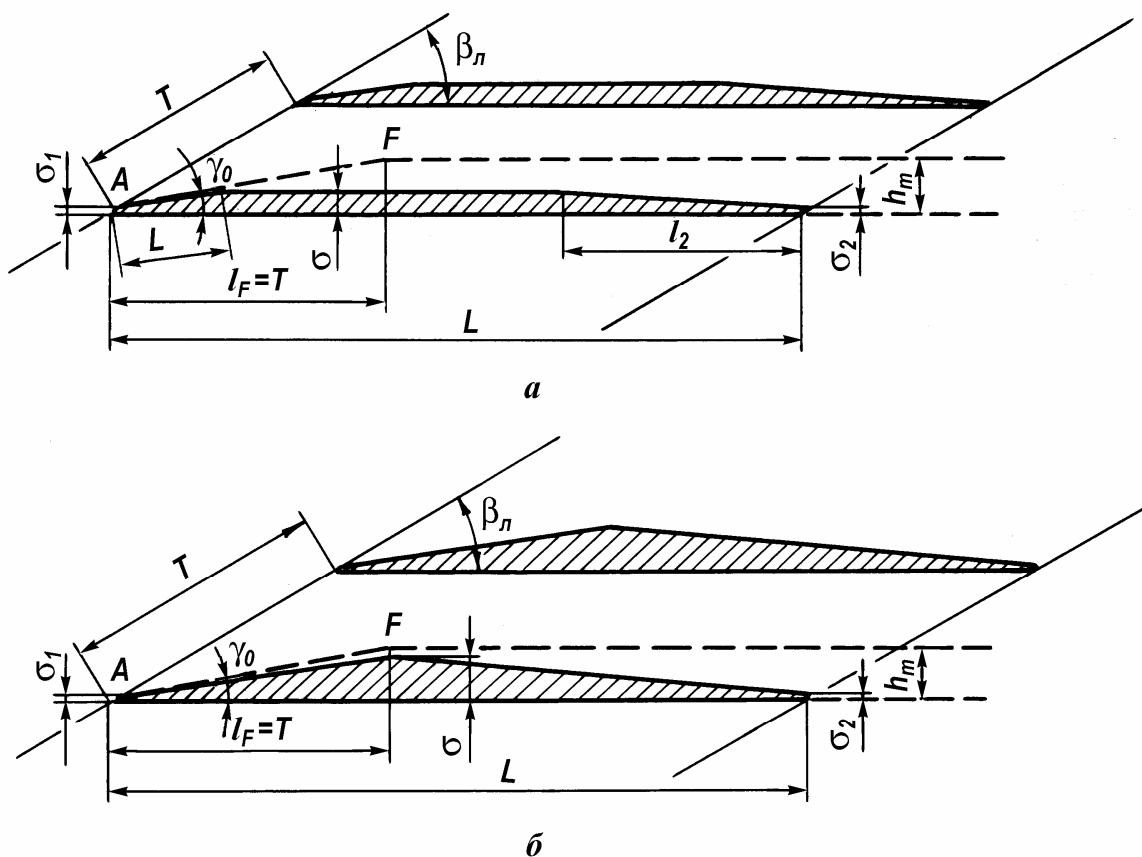


Рис. 1.18. Формы лопасти шнека

В шнеках постоянного и переменного хода нашли применение тонкие профили, у которых $\sigma < h_m$ (рис. 1.18а), и клиновидные, у которых $\sigma \approx h_m$ (рис. 1.18б). Из соображений прочности в обоих случаях нормальные сечения лопасти имеют трапецеидальную форму с утолщением ко втулке, как показано на рис. 1.7в. Для профилей по рис. 1.18а можно назначать относительные максимальные толщины лопасти:

$$\left. \begin{aligned} 0,01 \leq \bar{\sigma}_e \leq 0,02; \\ 0,02 \leq \bar{\sigma}_a \leq 0,04. \end{aligned} \right\} \quad (1.145)$$

Абсолютные максимальные толщины

$$\left. \begin{aligned} \sigma_e &= \bar{\sigma}_e L_e, \\ \sigma_a &= \bar{\sigma}_a L_a, \\ \sigma_c &= \sigma_e + [(r_{1e} - r_{1c}) / (r_{1e} - r_{1a})] (\sigma_a - \sigma_e) \end{aligned} \right\} \quad (1.146)$$

должны быть меньше толщин каверны $h_m \approx T \sin \delta$. Поэтому первое условие (1.132) дополняется еще одним:

$$\bar{h}_m = T \sin \delta / \sigma > 1. \quad (1.147)$$

Соответственно найденным σ_1 , γ_0 и выбранному σ длина заостренной части лопасти

$$L_0 = (\sigma - \sigma_1) / \sin \gamma_0. \quad (1.148)$$

Длину заостренной задней кромки рекомендуется выбирать [22]:

$$l_2 = (0,2 \dots 0,3) L. \quad (1.149)$$

Предложенные автором работы [32] клиновидные лопасти по рис. 1.18б обладают повышенной прочностью. Кроме того, ослабляются низкочастотные кавитационные пульсации давления и расхода и кавитационная эрозия.

Для уменьшения интенсивности низкочастотных пульсаций давления и расхода относительный радиальный зазор между шнеком и корпусом следует выбирать в пределах

$$0,025 \leq \bar{\Delta}_{\text{ш}} = \Delta / (D_1 - d_1) \leq 0,05. \quad (1.150)$$

После определения толщины лопасти уточняем ширину межлопаточного канала на наружном диаметре шнека по формуле (1.47), в которой выбирается знак равенства, а по формуле (1.48) — относительную высоту межлопаточного канала.

В заключение зададим форму винтовой поверхности лопасти шнека [21]. Выбирая степенной закон изменения хода в зависимости от угла

$$S = S_1 + (k\varphi)^n \quad (1.151)$$

и интегрируя (1.25) от входа в шнек до выхода (рис. 1.7), получим

$$2\pi \int_0^{l_{za}} dl_z = \int_0^{\varphi_2} [S_1 + (k\varphi)^n] d\varphi \text{ и } 2\pi l_{za} = S_1 \varphi_2 + k^n \varphi_2^{n+1} / (n+1). \text{ Так как по уравне-}$$

нию (1.151) угол $\varphi_2 = (S_2 - S_1)^{1/n} / k$, то, подставляя этот угол в предыдущее уравнение, найдем постоянную

$$k = \frac{(S_2 + nS_1)(S_2 - S_1)^{1/n}}{2\pi(n+1)l_{za}}. \quad (1.152)$$

Интегрируя (1.25) при степенном законе изменения хода (1.151), получим зависимость осевого перемещения l_z от угла φ

$$l_z = \frac{S_1}{2\pi} \varphi + \frac{k^n}{2\pi(n+1)} \varphi^{n+1}, \quad (1.153)$$

где $0 \leq \varphi \leq \varphi_2$. Угол φ_2 , соответствующий выходу из шнека, является корнем уравнения

$$l_{za} = \frac{S_1}{2\pi} \varphi_2 + \frac{k^n}{2\pi(n+1)} \varphi_2^{n+1}, \quad (1.154)$$

которое решается численно. Показатель степени задаем в пределах

$$2 \leq n \leq 6. \quad (1.155)$$

Чем больше n , тем больше длина почти прямолинейного входного участка лопасти и изогнутость выходного. ПЭВМ отображает график зависимости $\varphi = f(l_z)$ на экране монитора (табл. 1.1). Сообразуясь с видом этого графика, проектировщик выбирает показатель степени n . При изготовлении лопасти прямая AB (рис. 1.7) перемещается вдоль линии $l_z = F(\varphi)$, образуя винтовую поверхность лицевой стороны лопасти. Координаты тыльной стороны лопасти определяются формой трапецеидальных нормальных сечений лопасти, показанных на рис. 1.7б. Таблица координат представлена на листе «Геометрические размеры».

1.8. 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. 1.19). Программа рассчитывает спиральные отводы с прямоугольным и трапецеидальным сечениями канала, как показано на рис. 1.19а и 1.20.

Предполагается [6], что течение в отводе установившееся, плоское, осесимметричное, а скорость жидкости постоянна в любом радиальном сечении и равна

$$V = V_p = (0,6-0,7)V_{2u}, \quad (1.156)$$

где V_p — скорость в расчетном сечении DE спирального канала, расположенного под углом φ_p к языку отвода. Так как расход жидкости через цилиндрическую поверхность AB равен расходу через поперечное сечение BC спирального канала, расположенного под углом φ , то при принятых предположениях

$$\varphi Q / 2\pi = V_p F. \quad (1.157)$$

Поэтому площадь промежуточного сечения

$$F = \varphi Q / 2\pi V_p, \quad (1.158)$$

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

$$F_p = \varphi_p Q / 2\pi V_p. \quad (1.159)$$

Площадь промежуточного сечения можно выразить через площадь расчетного:

$$F = \varphi F_p / \varphi_p. \quad (1.160)$$

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

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

$$h_p = F_p / b_3, \quad (1.161)$$

а промежуточного на основании (1.160)

$$h = \varphi h_p / \varphi_p. \quad (1.162)$$

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

Ширина b_3 отвода выбирается больше ширины центробежного рабочего колеса. При этом увеличиваются допуски на осевое смещение 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

$$b_3 = b_2' + m_3 D_2, \quad (1.163)$$

где b_2' — ширина рабочего колеса на выходе вместе с дисками, а коэффициент ширины согласно [22]

$$0,04 \leq m_3 \leq 0,06 \quad (1.164)$$

и более. Так как для облегчения изготовления конического диффузора желательно, чтобы расчетное сечение было близко к квадратному, коэффициент m_3 можно выбрать из условия

$$b_3 \approx h_p. \quad (1.165)$$

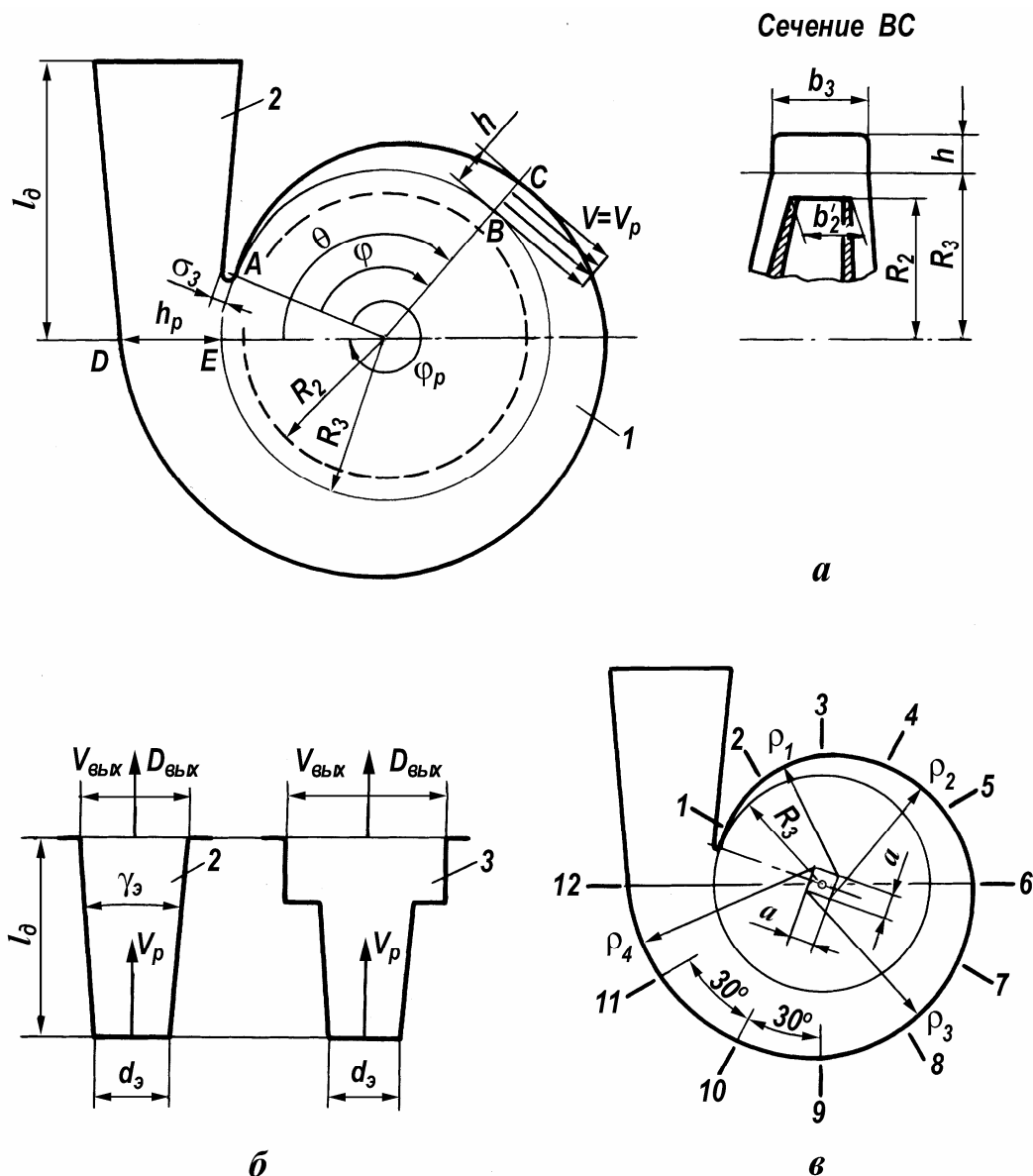


Рис. 1.19. Спиральный отвод:

1 — спиральный канал; 2 — диффузор; 3 — ступенчатый диффузор

а — план; б — диффузор; в — контур спирали

Радиус входа в отвод обычно выбирается

$$R_3 = [1 + (0,04 \dots 0,08)]R_2. \quad (1.166)$$

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 [26] предлагается выбирать

$$R_3 = (1 + 0,001n_s)R_2. \quad (1.167)$$

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 $\varphi_p \leq 2\pi$:

$$\begin{array}{cccccccc} n_s & 60 & 80 & 100 & 130 & 170 & 220 & \geq 280 \\ \varphi_p & 360^\circ & 350^\circ & 345^\circ & 340^\circ & 330^\circ & 325^\circ & 310^\circ. \end{array} \quad (1.168)$$

По окружной составляющей абсолютной скорости

$$V_{2u} = 2H / \omega \eta_r D_2 \quad (1.169)$$

вычисляются $V_p = 0,65V_{2u}$, и далее по уравнениям (1.159), (1.161) и (1.162) — 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 преобразуется в давление большая часть динамического напора колеса. 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

$$d_3 = \sqrt{4F_p / \pi}, \quad (1.170)$$

а диаметр круга в выходном сечении

$$D_{\text{вых}} = K_{D_{\text{вых}}} D_Q, \quad (1.171)$$

где коэффициент диаметра выходного патрубка

$$K_{D_{\text{вых}}} = \begin{cases} 2,4 + n_s/100 & \text{— по умолчанию;} \\ \text{значение задается проектировщиком.} \end{cases} \quad (1.172)$$

Последние два диаметра определяют степень расширения диффузора

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

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

$$n_d = (D_{\text{вых}} / d_3)^2 \leq 2...2,5. \quad (1.173)$$

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

$$V_{\text{вых}} = 4Q / \pi D_{\text{вых}}^2 \leq 15 \dots 30 \text{ м/с}. \quad (1.174)$$

Если при максимальном $n_d = 2,5$ скорость превышает допускаемую, то следует увеличить $K_{D_{\text{вых}}}$ по уравнению (1.172), что увеличит $n_d > 2,5$ и уменьшит $V_{\text{вых}}$, а затем применить ступенчатый диффузор (рис. 1.19б). Угол

раскрытия эквивалентного диффузора выбирается вблизи оптимального по минимуму потерь энергии

$$6^\circ \leq \gamma_3 \leq 12^\circ, \quad (1.175)$$

так что длина диффузора

$$l_d = (D_{\text{вых}} - d_3) / 2 \operatorname{tg}(\gamma_3 / 2). \quad (1.176)$$

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

Контур спирали можно построить по точкам согласно уравнению (1.162). Здесь удобно отсчитывать углы от расчетного сечения (рис. 1.19а). Введем новую переменную $\theta = 2\pi - \varphi_p + \varphi$ и определим высоты 12 фиксированных сечений при $\theta = 0, 30^\circ, 60^\circ, \dots, 360^\circ$:

$$h = \begin{cases} 0, & \text{если } \theta \leq 360^\circ - \varphi_p; \\ (\theta + \varphi_p - 360^\circ)h_p / \varphi_p, & \text{если } 360^\circ - \varphi_p < \theta \leq 360^\circ, \end{cases} \quad (1.177)$$

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:

$$a = 0,25Q/V_p b_3. \quad (1.178)$$

Построение контура спирали очевидно из рис. 1.19в, причем на листе «Результаты» приводятся радиусы дуг окружностей:

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 &= R_3 + 0,5a; \\ \rho_2 &= R_3 + 1,5a; \\ \rho_3 &= R_3 + 2,5a; \\ \rho_4 &= R_3 + 3,5a. \end{aligned} \right\} \quad (1.179)$$

Согласно [6], минимальная толщина языка

$$\sigma_{3\min} = 0,1h_p. \quad (1.180)$$

Проектировщик назначает толщину языка $\sigma_3 \geq \sigma_{3\min}$.

Кроме отвода с прямоугольным спиральным каналом, программой предусмотрен расчет отвода с трапецидальным каналом, как показано на рис. 1.20. Радиальные сечения спирального отвода имеют форму трапеции со скруглениями. Такие отводы применяются как в высокооборотных, так и промышленных насосах.

Отвод промышленного насоса обычно рассчитывается при тех же предположениях, что и высокооборотного. Однако размеры сечений определяются не из условия постоянства скорости, а из условия постоянства момента скорости в любом сечении

$$rV_u = \text{const} = (rV_u)_2$$

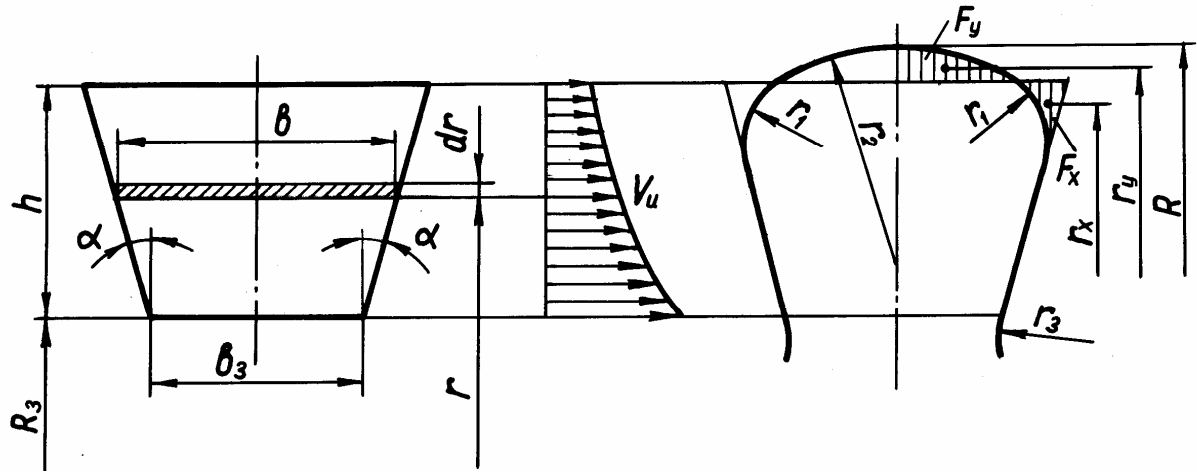


Рис. 1.20. Спиральный канал с трапецидальным радиальным сечением

Так как в соответствии с рис. 1.19 расход жидкости через цилиндрическую поверхность AB равен расходу через трапецидальное сечение BC , то

$$c \frac{Q\varphi}{2\pi} = \int_{R_3}^{R_3+h} V_u b dr = (rV_u)_2 \int_{R_3}^{R_3+h} \frac{b}{r} dr, \quad (1.181)$$

где поправочный коэффициент

$$c = \begin{cases} 0,963(n_s/100)^{0,097}, & \text{если } n_s \leq 150; \\ 1, & \text{если } n_s > 150. \end{cases} \quad (1.182)$$

Подставляя в (1.181) ширину

$$b = b_3 + 2(r - R_3) \operatorname{tg} \alpha$$

и интегрируя, получим связь между безразмерной высотой сечения и углом его расположения в градусах:

$$\theta = 360 \left\{ 1 - \varphi_p / 360 + \left[2\bar{h} - (2 - \bar{b}_3) \ln(1 + \bar{h}) \right] / \bar{Q} \right\}, \quad (1.183)$$

где

$$\theta = 2\pi - \varphi_p + \varphi, \quad \bar{b}_3 = b_3 / R_3 \operatorname{tg} \alpha, \quad \bar{h} = h / R_3, \quad \bar{Q} = aQ / (rV_u)_2 R_3 \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.184)$$

Проектировщик задает b_3 , R_3 , как описано выше, и назначает α . Обычно

$$20^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ. \quad (1.185)$$

Далее он задает высоту сечения h , а ПЭВМ по уравнениям (1.183) и (1.184) рассчитывает соответствующий угол θ . Затем трапецидальным сечениям придается гидродинамически и технологически благоприятная форма, как показано на рис. 1.20. При этом к трапецидальным сечениям добавляются площади F_y и вычитаются F_x так, чтобы

$$F_x / F_y = r_x / r_y, \quad (1.186)$$

где r_x , r_y — центры тяжести заштрихованных сечений. Если задать $\alpha = 0,01^\circ \approx 0$, то будет рассчитан отвод прямоугольного сечения. Дальнейшее проектирование ведется также, как описано ранее и с учетом рекомендаций [1].

1.9. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСА

Эскизное проектирование насоса ведется либо традиционным ручным способом, либо машинным с использованием программ AutoCAD, SOLID WORKS и др. Конструируются рабочее колесо, его 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, критические частоты вращения ротора и корпусные детали насоса.

1.10. ОСЕВЫЕ И РАДИАЛЬНЫЕ СИЛЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЯ

Расчет выполняется по отдельным программам, которые в данном пособии не описываются.

1.11. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И КПД НА РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

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

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{подш}} + N_y + N_{\text{имп}}.$$

Мощность, потерянная в подшипниках и контактных уплотнениях вала:

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

где, по данным [22], доля

$$\bar{N}_{\text{пу}} = 0,005 - 0,01. \quad (1.187)$$

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. 1.21в, г). Согласно исследованиям [13], 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 [13] в подавляющем большинстве случаев рекомендуют применять закрытый импеллер.

Согласно [11, 13], мощность, потребляемая закрытым импеллером с лопатками при полном заполнении:

$$N_{\text{имп}} = C_{\text{имп}} \rho \omega^3 r_{2\text{имп}}^5, \quad (1.188)$$

где коэффициент трения обеих сторон импеллера

$$C_{\text{имп}} = 0,0037(1 + 5l_2/r_{2\text{имп}}) + 0,0011(1 + 5l_1/r_{2\text{имп}}). \quad (1.189)$$

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 [33] мощность дискового трения обоих дисков рабочего колеса

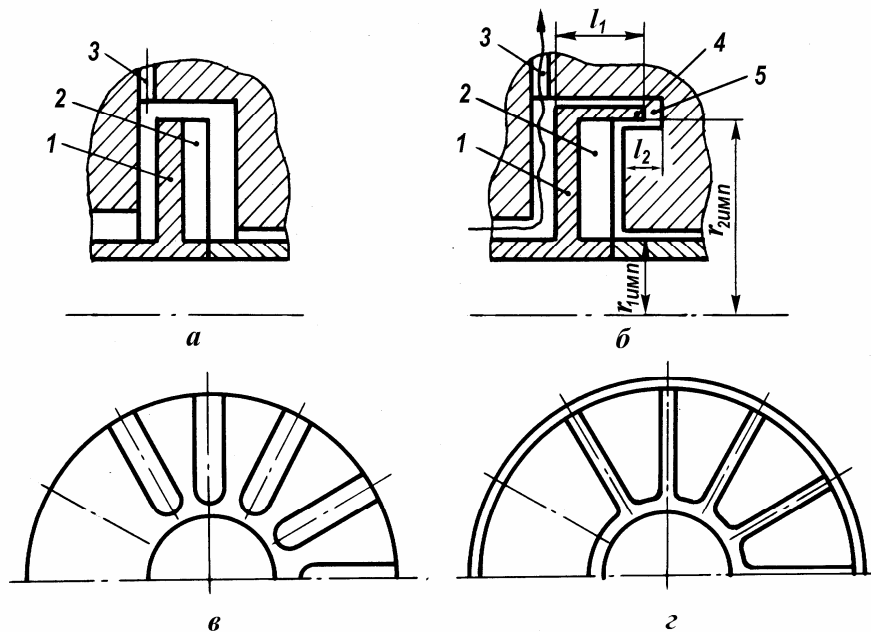


Рис. 1.21. Гидродинамическое радиальное уплотнение вала:
 1 — диск импеллера; 2 — лопатки или пазы; 3 — охлаждение импеллера;
 4 — козырек (бандаж); 5 — паз в корпусе
 а — открытый импеллер; б — закрытый импеллер; в — пазы; г — лопатки

$$N_{\text{д.ä}} = mc_f \rho \omega^3 R_2^5, \quad (1.190)$$

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 [9, 33], в интервале $n_s = 60 - 150$ коэффициент

$$m = 1,5 - 2,4. \quad (1.191)$$

Коэффициент трения

$$c_f = \begin{cases} 1,334/\sqrt{\text{Re}}, & \text{если } 2 \cdot 10^4 < \text{Re} < 10^5; \\ 0,037/\sqrt[5]{\text{Re}}, & \text{если } \text{Re} \geq 10^5, \end{cases} \quad (1.192)$$

где $\text{Re} = \omega R_2^2 / \nu$. Более точные расчеты дискового трения приведены в работе [3].

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. 1.22). 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 одно или два одинаковых щелевых или уплотнения с плавающими кольцами.

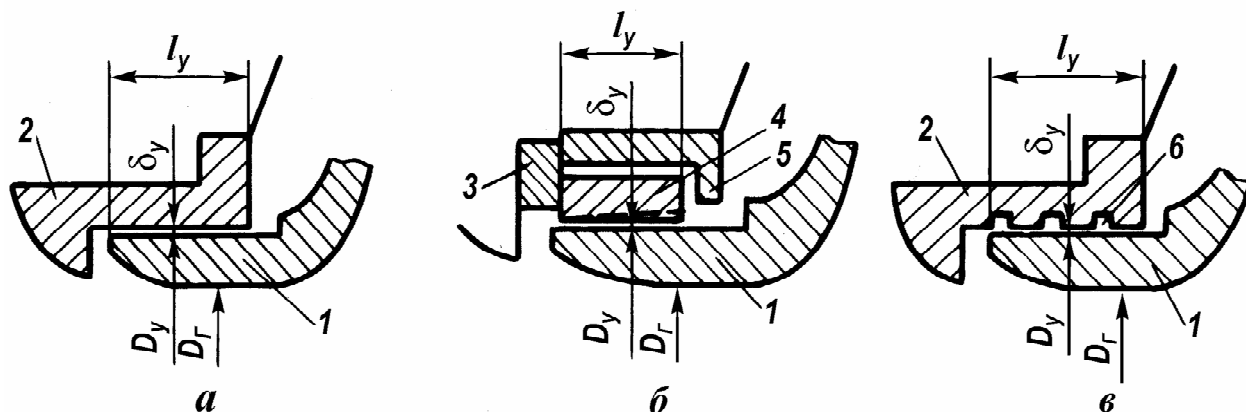


Рис. 1.22. Щелевое (а), с плавающим кольцом (б) и лабиринтное (в) уплотнения:
 1 — кольцо на диске рабочего колеса; 2 — кольцо корпуса; 3 — упорное кольцо;
 4 — плавающее кольцо; 5 — обойма; 6 — цилиндрическая канавка

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

$$D_y \approx 1,1D_r. \quad (1.193)$$

Зазор и длина щели уплотнения зависят от прогиба вала, несоосности вращающегося и неподвижного колец уплотнения, допусков на изготовление и др. и по рекомендациям [6, 13, 22, 30]

$$\begin{aligned} \delta_{\delta} &= (0,5 - 1,5)10^{-3} D_{\delta}, \\ l_{\delta} &= (50 - 250)\delta_{\delta}, \end{aligned} \quad (1.194)$$

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 $R_a = 2,5 - 0,63$

$$\Delta_y = 0,01 - 0,005 \text{ мм}. \quad (1.195)$$

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

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

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

$$V_z = Q_{y1}/\pi D_y \delta_y, \quad V_u = \omega D_y/2, \quad Re = 2\delta_y \sqrt{V_z^2 + V_u^2}/\nu. \quad (1.196)$$

Коэффициент трения при турбулентном течении по формуле Прандтля-Никурадзе

$$\lambda = [21 \lg(\delta_y/\Delta_y) + 1,74]^{-2}. \quad (1.197)$$

С учетом вращения кольца уплотнения коэффициент трения для щели

$$\lambda_y = \lambda \sqrt{1 + (V_u/V_z)^2}. \quad (1.198)$$

Перепад напоров на уплотнении

$$H_y = H_T - \frac{V_{2u}^2}{2} - \left[1 - \left(\frac{D_y}{D_1} \right)^4 \right] \frac{U_2^2}{8}, \quad (1.199)$$

где $V_{2u} = H_T/U_2$, $U_2 = \omega R_2$, а коэффициент расхода

$$\mu = 1/\sqrt{\lambda_y l_y / 2\delta_y + 1,3}. \quad (1.200)$$

Поэтому во втором приближении

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

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

$$\eta_o = 1/(1 + n_{\text{упл}} Q_{y1}/Q), \quad (1.201)$$

где $n_{\text{упл}}$ — число уплотнений на рабочем колесе.

Гидравлический КПД насоса оценивается по данным [22]:

$$\eta_r = \begin{cases} 0,83, & \text{если } 2r_{1c}/D_2 < 0,7, \\ 0,83 - 50(2r_{1c}/D_2 - 0,7), & \text{если } 0,7 \leq 2r_{1c}/D_2 < 0,8. \end{cases} \quad (1.202)$$

Рассчитанные, как описано выше, КПД второго приближения вводятся в ячейки п. 10–13. 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. 1.24 – 1.28. Если полный КПД спроектированного насоса существенно меньше КПД на вышеупомянутых рисунках, и желательно его увеличить, то следует выяснить, какой КПД низкий — дисковый, объемный или гидравлический — и принять меры для его увеличения.

1.12. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА

Форма меридианного сечения рабочего колеса в первом приближении определяется найденными выше d_1 , D_r , b_2 , D_2 , выбранными углами наклона дисков ϵ_1 и ϵ_2 и радиусами ρ_e и ρ_a (рис. 1.10).

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 [18, 30]. При профилировании уточняются форма меридианной проекции, положение входной и выходной кромок, углы установки лопасти и др. В соответствующее окно программы профилирования лопастей вводятся расход через колесо $Q_k = Q/\eta_o$,

частота вращения $n = 30\omega/\pi$ и вычисленные по уравнениям (1.114) и (1.111) момент и меридианная составляющая абсолютной скорости.

1.13. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ И СРЫВНАЯ КАВИТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Так как тяга ЖРД обычно регулируется изменением расхода, то насос в системе топливоподачи работает при различных подачах. Поэтому еще на стадии проектирования насоса необходимо знать его энергетическую характеристику. Она представляет собой зависимости напора, мощности и КПД от подачи насоса при постоянной частоте вращения вала $n = \text{const}$ в отсутствие кавитации в насосе:

$$H = f_1(Q), \quad N = f_2(Q), \quad \eta = f_3(Q).$$

В работе [21] показано, что форма напорной $H = f_1(Q)$ и мощностной $N = f_2(Q)$ характеристик при относительном диаметре рабочего колеса $\bar{D}_1 = D_{1c}/D_2 \leq 0,55$ определяется расходным параметром q_p на расчетном режиме. Теоретический напор рабочего колеса по уравнению (2.3) работы [24], в котором $K_1 = 0$ и $k = 0$, равен: $H_T = \omega(yR_2^2\omega - R_2V_{2m}/\psi_2 \text{tg}\beta_{2л})$. Поэтому расходный параметр на расчетном режиме

$$q_p = V_{2mp}/U_2 \text{tg}\beta_{2л} = \frac{y}{\frac{1}{\psi_2 \eta_{o,p}} + \frac{2\pi b_2 H_p \text{tg}\beta_{2л}}{\omega \eta_{г,p} Q_p}}, \quad (1.203)$$

где все величины взяты для расчетного режима. Форма характеристики $\eta = f_3(Q)$ от расходного параметра не зависит.

Обобщение экспериментальных характеристик шнекоцентробежных насосов с $\bar{D}_1 \leq 0,55$, $Re > 10^5$, выполненное в работе [21], дает следующую формулу для расчета безразмерной напорной характеристики:

$$H/H_p = 1,06 + 0,8q_p(1 - Q/Q_p) - 0,296(0,55 - Q/Q_p)^2, \quad (1.204)$$

где H_p и Q_p — напор и подача насоса на расчетном режиме, $q_{\delta} = V_{2m\delta}/U_2 \text{tg}\beta_{2\delta} = Q_{\delta}/\pi D_2 b_2 U_2 \text{tg}\beta_{2\delta}$ — расходный параметр на расчетном режиме. Зависимость (1.204) при нескольких q_p приведена на рис. 1.23. С увеличением q_p возрастает крутизна характеристики на расчетном режиме $Q/Q_p = 1$ и уменьшается ее западание в области малых подач. При $q_p = 0,4$ западание отсутствует.

Уравнение (1.203) показывает, что при прочих равных условиях для увеличения q_p следует уменьшать ширину b_2 рабочего колеса и угол установки лопасти $\beta_{2л}$.

КПД-характеристика насоса описывается уравнением

$$\eta/\eta_p = 2,69(Q/Q_p) - 2,65(Q/Q_p)^2 + 1,22(Q/Q_p)^3 - 0,26(Q/Q_p)^4, \quad (1.205)$$

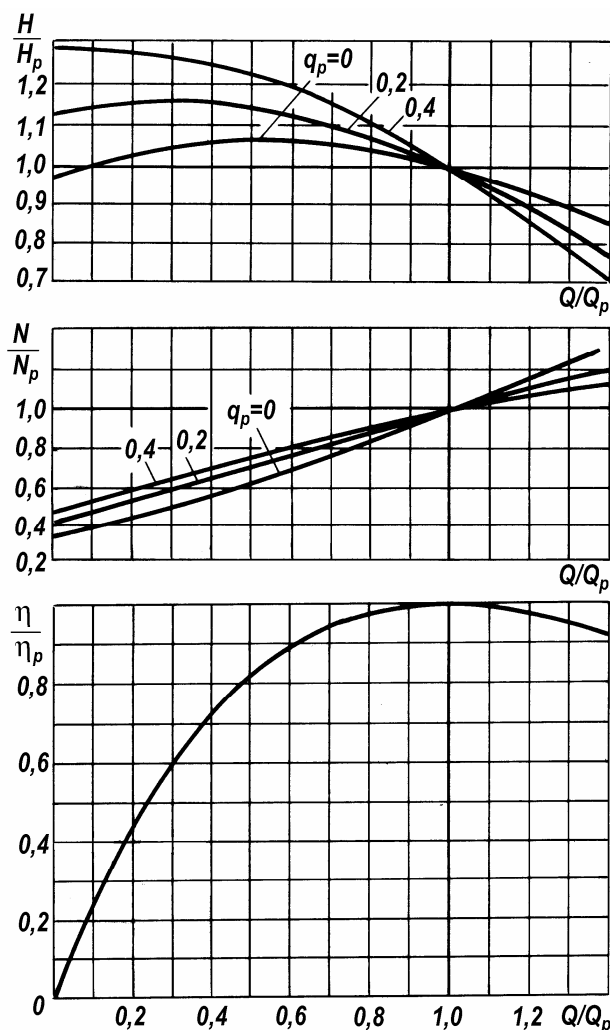


Рис. 1.23. Обобщенные характеристики высокооборотных шнекоцентробежных насосов [20]
где η_p — КПД насоса на расчетном режиме. Она показана на рис. 1.23.

Мощностная характеристика рассчитывается по известным напору и КПД:

$$N/N_p = (Q/Q_p)(H/H_p)(\eta/\eta_p), \quad (1.206)$$

где N_p — мощность насоса на расчетном режиме. Эта характеристика также дана на рис. 1.23.

Напор, мощность и КПД насоса

$$H = (H/H_p)H_p, \quad N = (N/N_p)N_p, \quad \eta = (\eta/\eta_p)\eta_p$$

в зависимости от подачи

$$Q = (Q/Q_p)Q_p$$

приведены в табл. 1.1.

При эксплуатации шнекоцентробежных насосов важно обеспечить их работу без кавитационного срыва. Для этого нужно знать минимальное давление на входе в насос $p_{\text{вх.п.}}$, при котором насос еще не срывает. С этой целью строится кавитационная характеристика — зависимость напора насоса H от давления на входе $p_{\text{вх}}$ при постоянных подаче и частоте вращения. В разделе

13 табл. 1.1 приведена такая характеристика. При ее построении пренебрегаем уменьшением напора при переходе от I ко II критическому режиму кавитации. То есть напор H_{II} , соответствующий второму критическому режиму, считается равным напору H в отсутствие кавитации. Кроме того, предполагается, что кавитационные запасы $\Delta h_{IIВХ} = \Delta h_{IIIВХ}$. На характеристике отмечены две точки при входных давлениях

$$p_{ВХ,ДОП} = p_{0ВХ,ДОП} - \rho V_{ВХ}^2 / 2 \quad (1.207)$$

и

$$p_{ВХ,II} = p_{н,II} + \rho (\Delta h_{IIВХ} - V_{ВХ}^2 / 2). \quad (1.208)$$

Способ построения срывной кавитационной характеристики по экспериментальным зависимостям, определяющим параметры ее характерных режимов, приведен в работах [9, 23].

1.14. ОЦЕНКА КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА

Спроектированный насос оценивается следующими критериями: *кавитационным коэффициентом быстроходности на входе в насос $C_{IIIВХ}$, коэффициентом запаса $k_{IIIВХ}$ по кавитационному срыву, интенсивностью обратных токов $I_{от}$ на входе в шнек, КПД насоса и коэффициентом напора \bar{H} .*

Кавитационный коэффициент быстроходности

$$C_{IIIВХ} = 298 \omega \sqrt{Q} / \Delta h_{IIIВХ}^{3/4}. \quad (1.209)$$

Коэффициент запаса

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

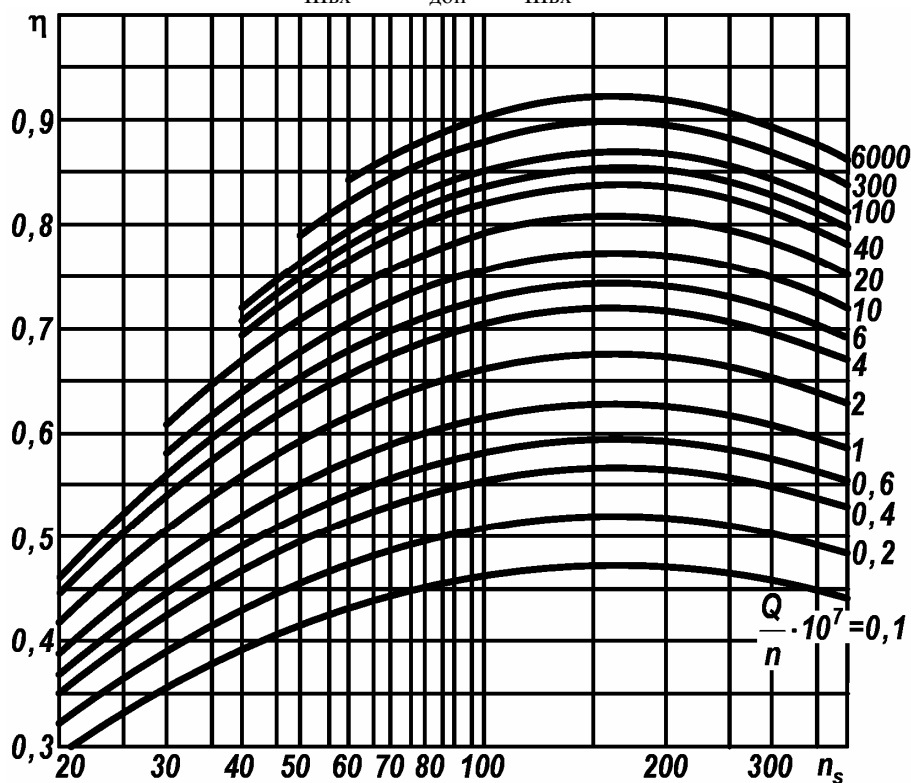


Рис. 1.24. Максимально возможный КПД насоса по данным [37]

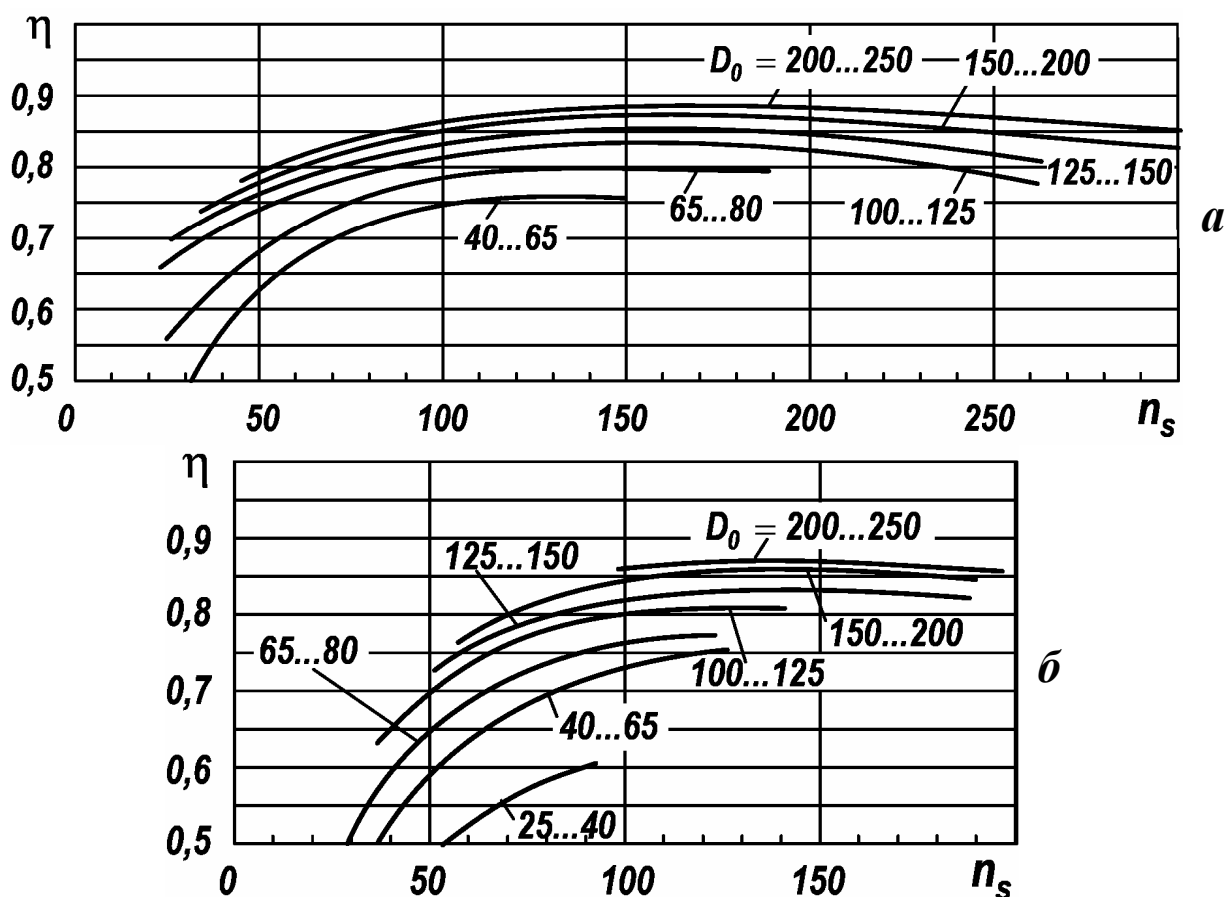


Рис. 1.25. Наивысший уровень КПД консольных насосов с закрытым (а) и открытым (б) рабочим колесом при $K_0 \approx 4,5$. На кривых указаны диапазоны D_0 в мм. Данные [17]

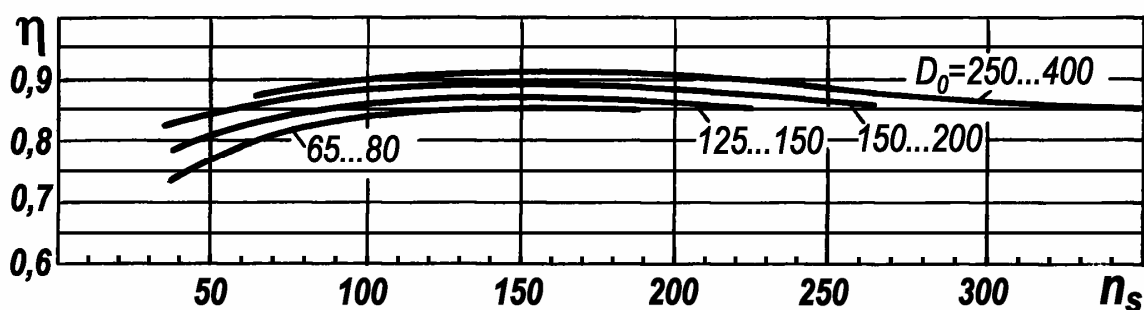


Рис. 1.26. Наивысший уровень КПД насосов двухстороннего входа при $K_0 \approx 4,5$. На кривых указаны диапазоны D_0 в мм. Данные [17]

Условие отсутствия обратных токов на входе в рабочее колесо

$$I_{\text{от}} = Q_{\text{кр}} / Q < 1. \quad (1.210)$$

Эти критерии сравниваются по каталогам, проспектам и др. с достигнутыми показателями для лучших насосов того же типа.

В 1980 г. автором работы [37] проанализированы КПД на расчетном режиме 132 высокооборотных одноступенчатых центробежных и шнекоцентробежных насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом $n_s = 16...290$, как показано на рис. 1.24. Максимально возможный КПД насоса выражен следующей эмпирической формулой:

$$\eta_{\text{ШАП}} = 1 - \exp \left[-28,6(Q/n)^{1/5} \right] / \left[14/(n_s - 3) + 0,91 + 0,00054(n_s - 3) \right]. \quad (1.211)$$

На рис. 1.25 и 1.26 представлены зависимости наивысшего максимального КПД насосов от коэффициента быстроходности и приведенного входного диаметра, полученные на основе статистического анализа характеристик 3000 насосов 32 ведущих зарубежных и отечественных фирм [17].

Европейская ассоциация производителей насосов (Eurorump) собрала и обработала данные о максимальном КПД общепромышленных одноступенчатых насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом [40]. В базу данных вошли 176 насосов $n_s = 22 \dots 336$ (рис. 1.27). В результате статистической обработки получены зависимости $\eta_{\max} = f(n_s, Q)$, показанные на рис. 1.28.

Радиальный габарит рабочего колеса характеризуется коэффициентом напора, который подсчитывается по формуле

$$\bar{H} = gH/U_2^2. \quad (1.212)$$

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 с коэффициентом напора промышленного насоса

$$\bar{H}_{\text{ВИГМ}} = 0,495/\sqrt[3]{n_s/100}, \quad (1.213)$$

у которого наружный диаметр рабочего колеса рассчитан по статистической формуле (1.65) и средним коэффициентом напора

$$\bar{H}_{\text{EURO}} = 0,622 - 0,001n_s \quad (1.214)$$

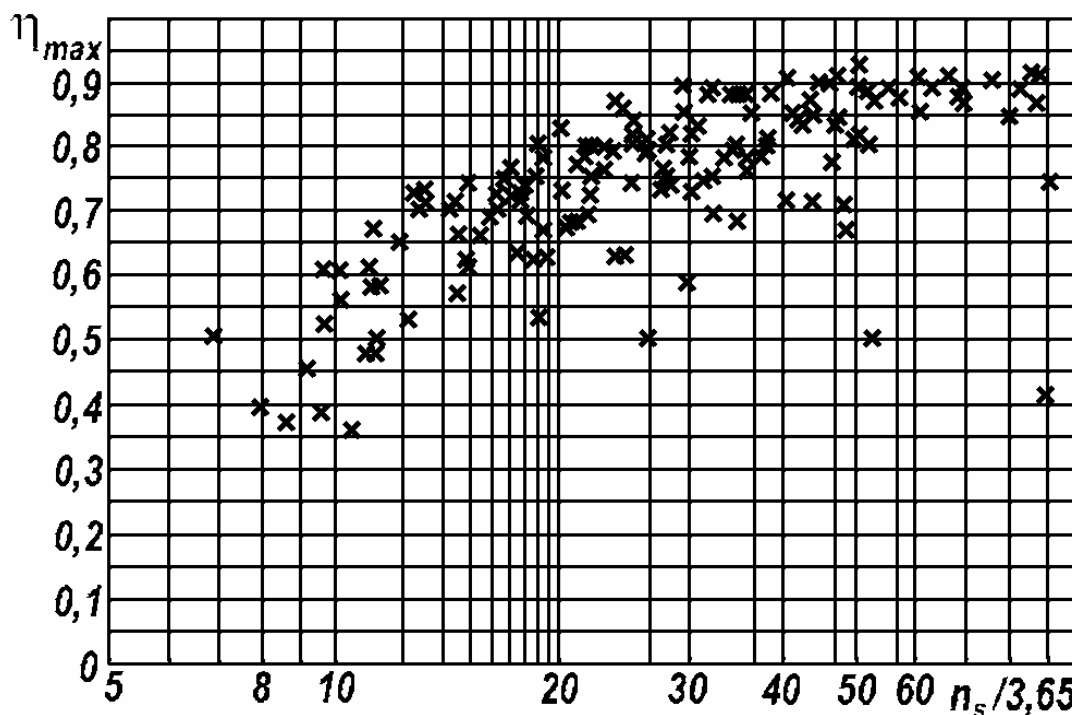


Рис. 1.27. Максимальные КПД одноступенчатых насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом по данным [40]

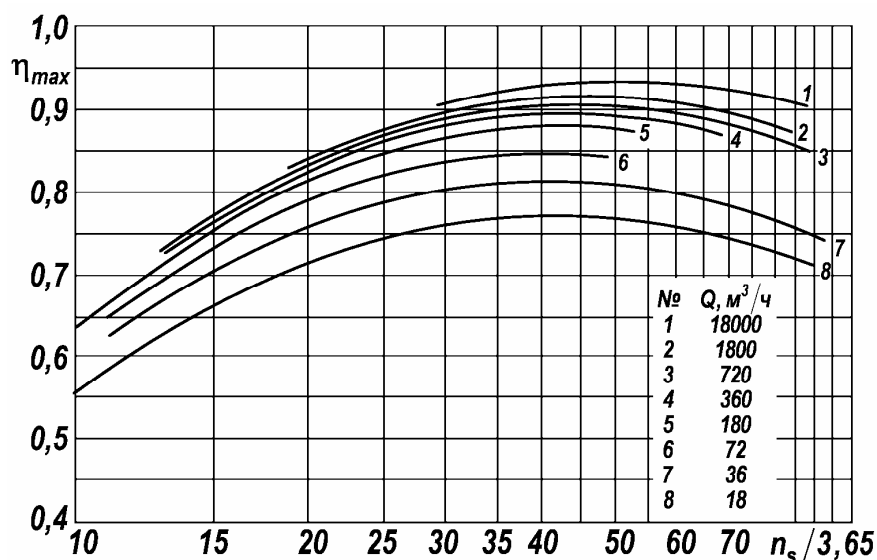


Рис. 1.28. Практически достижимые максимальные КПД одноступенчатых насосов одностороннего всасывания со спиральным отводом по данным [40]

насосов из базы данных Europump:

n_s	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260
$\bar{H}_{\text{ВИГМ}}$	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48	0,46	0,44	0,42	0,40	0,38	0,36
\bar{H}_{EURO}	0,67	0,59	0,53	0,50	0,47	0,44	0,42	0,41	0,39	0,38	0,37	0,36.

Кроме того, для оценки критериев качества можно воспользоваться данными табл. 1.3. В этой таблице приведены параметры первых ступеней промышленных конденсатных и высокооборотных насосов жидкостных ракетных двигателей.

В работе [23] приведена формула для КПД шнекоцентробежных насосов горючего и окислителя $n_s = 20 \dots 130$:

$$\eta_{\text{ОВС}} = (0,82 - 0,005\sqrt{n_s}) / (1 + 500/n_s^2). \quad (1.215)$$

Эта формула получена по результатам анализа характеристик 43 насосов ЖРД, разработанных в 50–70 гг. Проточные полости имели шнек с большим коэффициентом приведенного входного диаметра и цилиндрической втулкой, перерасширенное в области входных кромок колесо с цилиндрическими лопатками, как показано на рис. 1.2. Достигнутый КПД этих насосов не превосходил 75%. В дальнейшем в шнекоцентробежных насосах стали применять осецентробежные рабочие колеса с пространственными лопастями, описанные в [24, 36]. Даже при низком объемном коэффициенте полезного действия КПД достиг 80% (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Параметры ступеней и насосов

Параметр	Ступени конденсатных насосов				Высокооборотные насосы ЖРД			
	1	4	2В	292	90-1	90-2	2147	100-4
n_s	100	110	115	200	75	75	100	110
\bar{H}	0,50	0,47	0,46	0,35	0,54	0,52	0,64	0,61
$\beta_{2\text{лс}}$	25°	26°	25°	—	37°	37°	40°	45°
$\beta_{1\text{лс}}$	23°	23°	25°	24°	16°	30°	20°	19°
Z	7	7	7	7	3+9	7+7	6+12	6+6
K_0	4,8	4,6	5,2	5,0	5,6	4,4	5,3	5,2
\bar{d}_1	0,42	0,42	0,38	0,42	0,60	0,65	0,51	0,48
$\bar{\sigma}_{1c}$	0,05	0,06	0,06	0,04	0,025	0,07	0,025	0,028
K	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3
C_{III}	1330	1280	1570	1740	1600	980	1810	1710
$C_{3\%}$	1210	1180	1410	—	—	920	—	—
$D_0, \text{мм}$	158	124	141	195	151	122	255	193
η	0,81	0,84	0,82	0,81	0,78 ¹⁾	0,80 ¹⁾	0,78 ¹⁾	0,78 ¹⁾
Источ- ник	[34]	[34]	[34]	[34]	[36]	[36]	[36]	[36]

¹⁾ При $\eta_{\hat{i}} = 0,9$

2. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Описанные выше расчеты можно применить и для проектирования шнекоцентробежного насоса общепромышленного назначения. Алгоритм и программа не меняются, видоизменяется ТЗ и вводятся новые параметрические и функциональные ограничения. *Новое ТЗ отображается на экране монитора и включает в себя: объемный расход, напор ступени, частоту вращения, допускаемый кавитационный запас, плотность и кинематическую вязкость подаваемой жидкости.*

Механический КПД (1.4) можно положить

$$\eta_{\text{мех}} = 1. \quad (2.1)$$

Дисковый КПД (1.6), называемый в промышленных насосах внутренним механическим, вычислим по формуле [15]

$$\eta_{\text{д}} = 1 / (1 + 820 / n_s^2). \quad (2.2)$$

Объемный КПД (1.8) также рассчитаем по формуле [15]

$$\eta_{\text{о}} = 1 / (1 + 0,68 n_s^{2/3}). \quad (2.3)$$

Гидравлический КПД (1.9) оценим как

$$\eta_{\text{г}} = 0,9 - 0,92. \quad (2.4)$$

Для промышленных насосов выбирается значительно меньшее, чем по (1.13), допускаемое напряжение

$$[\tau] = (20 - 40) \text{ МПа}. \quad (2.5)$$

В п. 3 конфузорный, кольцевой или коленообразный подводы шнекоцентробежного промышленного насоса рассчитываются так же, как для высокооборотного.

При проектировании в соответствии с п. 4 входного участка шнека втулочное отношение (1.33) выбирается по рекомендациям (1.55) работы [14]. Остальные параметрические и функциональные ограничения не меняются.

Рассчитывая, согласно п. 5, центробежное рабочее колесо, необходимо учесть следующее. В промышленных насосах преимущественное распространение получили рабочие колеса типов 1 и 2 с пространственными лопастями. В насосах низкой быстроходности $n_s < 80$ применяются и рабочие колеса типа 3 (рис. 1.9г, д). Однако вследствие интенсивной кавитационной эрозии рабочие колеса типа 3 с сильным расширением в области поворота потока по рис. 1.8е в промышленных насосах широкого распространения не получили. В отличие от табл. 1.2, угол наклона ведомого диска рабочих колес

на рис. 1.10а, б, в, г обычно

$$0 \leq \varepsilon_1 \leq 6^\circ.$$

В соответствии с [14] число лопастей выбирается согласно (1.60), а угол установки лопастей на выходе — согласно (1.150).

Шнек согласуется с центробежным колесом так, как описано в п. 6.

Геометрические размеры шнека вычисляются в соответствии с п. 7.

Для проектирования спирального отвода можно воспользоваться алгоритмом п. 8.

При расчете потерь энергии и КПД в п. 11 следует принять во внимание, что импеллерные уплотнения вала в промышленных насосах, как правило, не применяются. Чтобы мощность по уравнению (1.188) обратилась в нуль, в соответствующую ячейку следует ввести $r_{2\text{имп}} = 0,001 \text{ м} \approx 0$. Дисковый и объемный КПД вычисляются без изменения формул и алгоритма расчета. Гидравлический КПД оценивается по формуле [14]

$$\eta_r = 1 - 0,42 / (\lg D_{0ц} - 0,172)^2. \quad (2.6)$$

КПД спроектированного насоса сравнивается с таковым на рис. 1.24–1.28 и в табл. 1.3.

Энергетическая характеристика промышленного насоса может отличаться от характеристики высокооборотного шнекоцентробежного насоса. Кавитационная характеристика шнекоцентробежного промышленного насоса рассчитывается аналогично таковой для высокооборотного насоса.

3. ПРОГРАММЫ ДЛЯ ПЭВМ

Для проектирования высокооборотного шнекоцентробежного насоса разработано два варианта программы. Первый вариант позволяет спроектировать центробежное рабочее колесо с конической втулкой, второй — с цилиндрической.

Для проектирования промышленного шнекоцентробежного насоса также создано два аналогичных варианта программы.

Программа размером около 300 Кбайт написана и функционирует в среде офисного приложения Microsoft Excel 97 и выше. Расчет и проектирование насоса удобно вести в режиме **Во весь экран** (меню **Вид**).

Титульный лист содержит название, краткое описание методов расчета и возможностей программы.

Лист **Проектирование** включает в себя техническое задание, расчеты КПД, потребляемой насосом мощности и оценку диаметра вала, расчет шнека, 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, имеющихся в них (рис. 3.1). Ячейки, выделенные цветом, содержат величины, рассчитанные ПЭВМ, и защищены от ввода. Число в этой ячейке выравнивается по ее середине, а введенное число — по правому краю. 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 $\dot{m} > 0$, число лопастей шнека $z_{ш} = 1-10$ целое и т.д. При вводе неверного значения расчеты приостанавливаются. Чтобы при завершении расчетов проектировщик не забыл ввести в соответствующие двойные ячейки уточненные КПД, числа в них выделены красным цветом, а ячейки снабжены всплывающей подсказкой. Окна сообщений показаны на рис. 3.1. Чтобы ввести число или текст, следует:

1. Выделить требуемую ячейку, щелкнув по ней левой клавишей мыши.
2. Клавишей **Num Lock** 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**.

По окончании проектирования насоса печатается лист **Проектирование**, который содержит всю информацию, приведенную в табл. 1.1, и лист **Геометрические размеры** (рис. 3.1). По данным этого листа выполняются рабочие чертежи подвода, шнека, центробежного колеса и др.

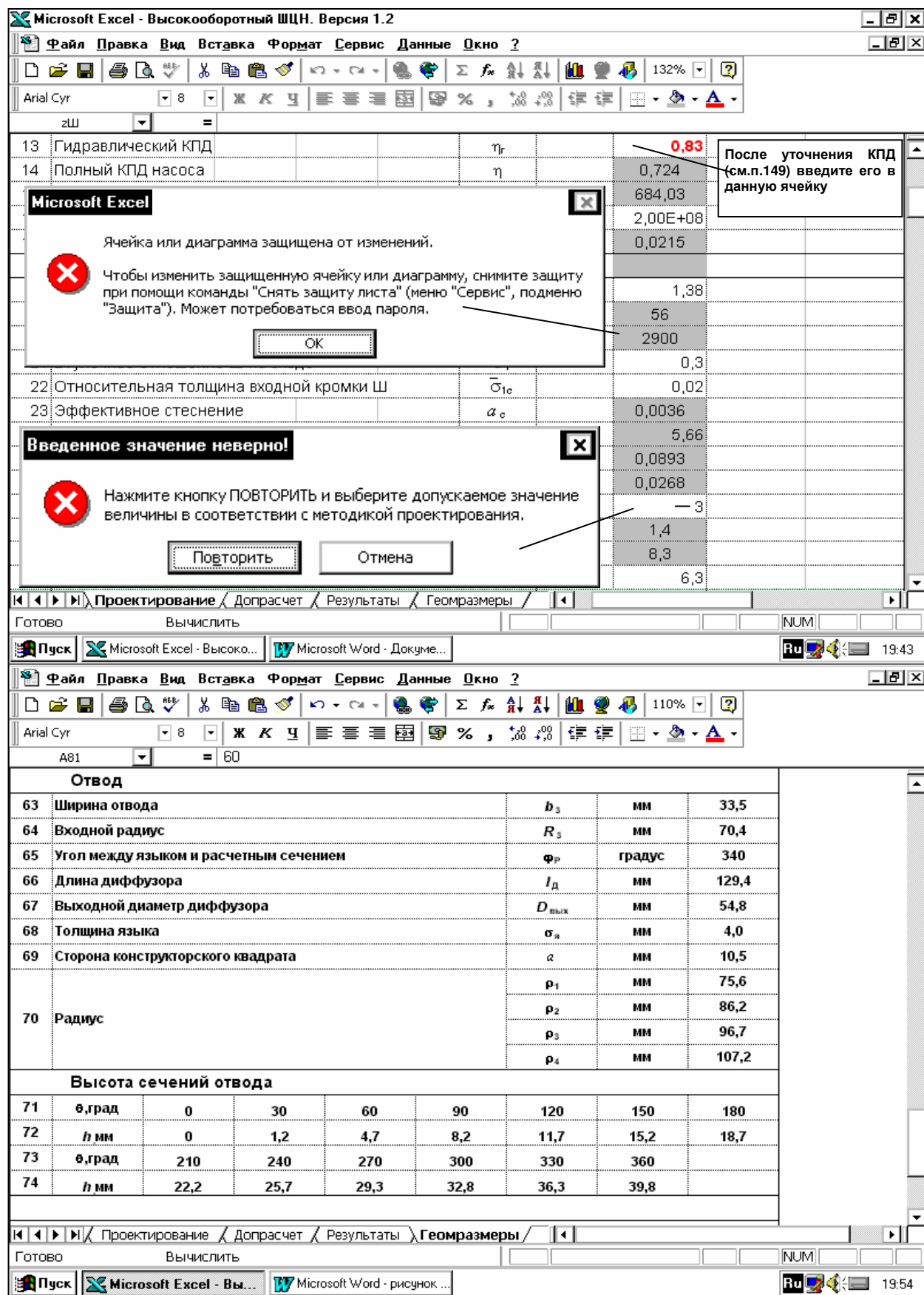


Рис. 3.1. Фрагменты листов Проектирование и Геометрические размеры

ЛИТЕРАТУРА

1. *Байбаков О.В.* Применение ЭВМ в расчетах проточной полости лопастных гидромашин: Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию / Под ред. И.В. Матвеева. — М.: МВТУ, 1982. — 40 с.
2. *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, 1983. — 46 с.
3. *Байбиков А.С., Караханьян В.К.* Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. — М.: Машиностроение, 1982. — 112 с.
4. *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.
5. *Большаков Г.Ф.* Химия и технология компонентов жидкого ракетного топлива. — Л.: Химия, 1983. — 320 с.
6. *Боровский Б.И.* Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. — М.: Машиностроение, 1989. — 184 с.
7. *Боровский Б.И., Кравчик Н.И., Толстиков Л.А.* Гидравлический расчёт шнекового бустерного насоса: Учебное пособие / Под ред. Н.И. Кравчика. — М.: МАИ, 1987. — 52 с.
8. *Валухов С.Г., Демьяненко Ю.В., Петров В.И.* Высокооборотные лопастные оседиагональные насосы: Теория, расчёт характеристик, проектирование и изготовление. — Воронеж: Воронежский государственный университет, 1996. — 264 с.
9. *Высокооборотные лопаточные насосы* / Под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. — М.: Машиностроение, 1975. — 336 с.
10. *Гидравлика, гидромашин и гидроприводы* / Под ред. Т.М. Башты и С.С. Руднева. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 424 с.
11. *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.
12. *Жарковский А.А., Гряно Л.П., Плешанов В.Л.* Автоматизированное проектирование рабочего колеса центробежного насоса: Учебное пособие. — СПб.: СПбГТУ, 1997. — 108 с.
13. *Краев М.В., Овсянников Б.В., Шапиро А.С.* Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов. — М.: Машиностроение, 1976. — 104 с.
14. *Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И.* Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — 112 с.
15. *Ломакин А.А.* Центробежные и осевые насосы. — М.— Л.: Машиностроение, 1966. — 364 с.
16. *Лопастные насосы: Справочник* / В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Шапиро, В.А. Умов; Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. — Л.: Машиностроение, 1986. — 334 с.
17. *Луначи Э.Д.* О наивысшем уровне КПД и кавитационных качеств общепромышленных центробежных насосов основных конструктивных типов // Гидромашиностроение. Настоящее и будущее: Тез. докл. международной науч.-техн. конф., октябрь 2004 г. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — С. 43.
18. *Мелашенко В.И., Зуев А.В.* Профилирование лопастей рабочих колес центробежных насосов. — М.: МВТУ, 1980. — 52 с.

19. *Методическое пособие по расчету шнекоцентробежной ступени насоса* / Под ред. Л.Г. Подвидза. — М.: МВТУ, 1974. — 64 с.
20. *Норенков И.П.* Основы автоматизированного проектирования. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 360 с.
21. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1971. — 540 с.
22. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1986. — 376 с.
23. *Овсянников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В.* Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса. — М.: МАИ, 1996. — 72 с.
24. *Панаиотти С.С.* Основы расчета и автоматизированное проектирование лопастных насосов с высокой всасывающей способностью. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 48 с.
25. *Петров В.И., Чебаевский В.Ф.* Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. — М.: Машиностроение, 1982. — 192 с.
26. *Покровский Б.В.* Научные основы расчета и проектирования малолучных судовых центробежных насосов: Автореф. дисс. канд. техн. наук. — М., 1997. — 41 с.
27. *Пфлейдерер К.* Лопаточные машины для жидкостей и газов. — М.: Машгиз, 1960. — 682 с.
28. *Ржебаева Н.К., Жуков В.М., Куценко В.А.* Методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию «Шнекоцентробежная ступень насоса». — Харьков: ХПИ, 1990. — 40 с.
29. *Руднев С.С.* Основы теории лопастных решеток. — М.: МВТУ, 1976. — 78 с.
30. *Руднев С.С., Матвеев И.В.* Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. — М.: МВТУ, 1974. — 72 с.
31. *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.
32. *Сточек Н.П., Шапиро А.С.* Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 128 с.
33. *Суханов Д.Я.* Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. — М.: Машгиз, 1952. — 34 с.
34. *Тазетдинов В.Г.* Повышение КПД, антикавитационных свойств и устойчивости работы крупных шнекоцентробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 100...120$: Дис. ... канд. техн. наук. — Сумы, 1988. — 285 с.
35. *Теория и расчет турбокомпрессоров: Учебное пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей* / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов и др.; Под общ. ред. К.П. Селезнева. — Л.: Машиностроение, 1986. — 392 с.
36. *Чумаченко Б.Н.* Теоретические основы и экспериментальные исследования с целью создания проточных частей лопастных насосов, обеспечивающих сочетание высоких КПД, всасывающей способности и низкого уровня вибраций: Дис. ... докт. техн. наук. — М., 2002. — 250 с.
37. *Шапиро А.С.* Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. — М.: Изд-во МГИУ, 2004. — 280 с.
38. *Шемель В.Б.* Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов // Труды ВИГМ. — 1958. — Вып. 22. — С. 13–29.
39. *Шемель В.Б.* Оптимальные параметры, определяющие кавитационные качества центробежных насосов // Труды ВИГМ. — 1958. — Вып. 22. — С. 30–48.
40. *Attainable efficiencies of volute casing pumps: a reference guide* / European Association of Pump Manufacturers. — Elsevier Advanced Technology, 1999. — 28 p.
41. *European guide to pump efficiency for single stage centrifugal pumps.* — 2003. — 8 p.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения	3
Индексы	4
Сокращения	4
Введение	5
1. Проектирование высокооборотного шнекоцентробежного насоса	8
1.1. Техническое задание	8
1.2. Угловая скорость вала, КПД, потребляемая насосом мощность и диаметр вала	13
1.3. Подвод	14
1.4. Входной участок шнека	16
1.5. Центробежное колесо	22
1.6. Согласование шнека с центробежным рабочим колесом	34
1.7. Геометрические параметры шнека	42
1.8. Отвод	46
1.9. Эскизное проектирование насоса	52
1.10. Осевые и радиальные силы и устройства для их уравнивания	52
1.11. Потери энергии и КПД на расчетном режиме	52
1.12. Профилирование лопастей центробежного колеса	55
1.13. Энергетическая и срывная кавитационная характеристики	56
1.14. Оценка критериев качества	58
2. Особенности проектирования промышленного шнекоцентробеж- ного насоса	63
3. Программы для ПЭВМ	65
Литература	67

**Сергей Семенович Панайотти
Александр Иванович Савельев
Андрей Валерьевич Кузнецов**

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫСОКООБОРОТНОГО
ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Руководство пользователя

Компьютерная верстка *А.В. Кузнецов*

Формат 60×84 1/16. Печать офсетная. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Печ. л. 4,4. Усл. п. л. 4,2. Уч.-изд. л. 4.1. Тираж 20 экз.

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