

Техническая характеристика агрегатов типа АВР приведена в табл. 3.3, а изменение быстроты действия агрегатов в зависимости от входного давления показано на рис. 79.

Работа двухроторных вакуумных насосов сопровождается сильным шумом. В табл. 3.4 приведены уровни звуковой мощности в дБА при работе двухроторных вакуумных насосов на холостом ходу, полученные по данным С. Г. Смирнова и А. С. Терехина.

Характер шума в двухроторных вакуумных насосах зависит от природы возникновения. Шум, который возникает при всасывании и нагнетании вследствие неравномерности заполнения рабочих ячеек и возникновения пульсаций газа, является аэродинамическим шумом. Шум, который возникает при работе синхронизирующих шестерен, подшипников качения и вследствие вибрации корпуса, является механическим шумом. Исследования показывают, что механический шум на 10 ... 40 дБ ниже аэродинамического шума, т. е. для уменьшения шума при работе двухроторных вакуумных насосов в первую очередь необходимо снижать шум, возникающий при всасывании и нагнетании.

В настоящее время шум снижают путем установки глушителей и применения звукоизолирующих кожухов. Кроме того, шум может быть уменьшен в результате конструктивных решений, к которым, в частности, относятся:

применение трехлопастных винтовых роторов (см. рис. 59); угол закрутки лопастей выбирают таким, чтобы вершины на одном торце ротора располагались напротив впадин на противоположном торце ротора;

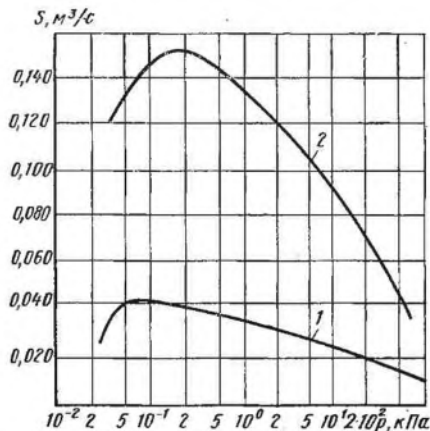


Рис. 79. Зависимость быстроты действия агрегатов АВР-50 (1) и АВР-150 (2) от давления всасывания

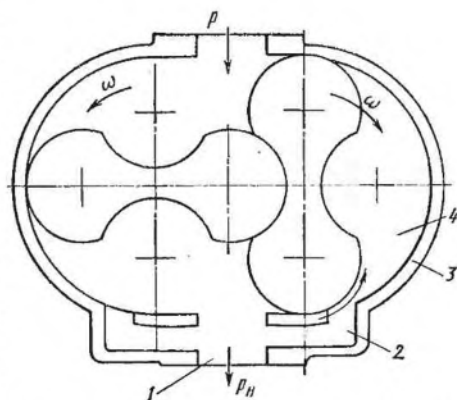


Рис. 80. Двухроторный вакуумный насос с каналом, соединяющим нагнетательный патрубок с рабочей ячейкой

выполнение в вакуумных насосах с трехлопастными роторами всасывающих и нагнетательных окон со скосами или с расточкой на цилиндрической поверхности корпуса;

выполнение канала 2 (рис. 80) в корпусе 3 между нагнетательным патрубком 1 и рабочей ячейкой 4, которая не соединяется ни со всасывающим, ни с нагнетательными окнами [24].

В установках с двухроторными вакуумными насосами применяют реактивные и абсорбционные глушители шума. В реактивных глушителях шума звук от стенок и перегородок отражается обратно к источнику звука; в абсорбционных глушителях для поглощения звука использован звукопоглощающий материал. По данным А. С. Терехина и С. Г. Смирнова целесообразно применение реактивных глушителей, которые имеют малые размеры, малое аэродинамическое сопротивление, проще в изготовлении и эксплуатации и допускают настройку как на высокие, так и на низкие частоты.

Наиболее распространенным в последнее время методом является применение звукоизолирующих кожухов. При этом двухроторные вакуумные насосы вместе с электродвигателем располагают внутри кожухов. Из кожухов выводят только всасывающие и нагнетательные трубопроводы и электровводы. Кожухи выполняют, как правило, из металла или пластмассы и внутри облицовывают звукопоглощающим материалом, в качестве которого можно использовать ультратонкое стекловолокно, ультратонкое базальтовое волокно, минераловатные плиты и другие материалы. Звукопоглощающий материал закрывается стеклотканью и перфорированными металлическими листами.

При эксплуатации необходимо регулярно контролировать уровень масла в масляных полостях вакуумных насосов по маслоуказателям 24 (см. рис. 73) или 13 (см. рис. 76). В двухроторных вакуумных насосах используют масло ВМ-1, ВМ-4 или ВМ-6.

При эксплуатации следует периодически менять вакуумное масло. Первый раз рекомендуется менять масло через 100...150 ч эксплуатации двухроторного вакуумного насоса. При откачивании чистых газов периодичность смены масла 2000 ч работы.

В двухроторных вакуумных насосах при изнашивании подшипников происходит смещение оси вращения роторов вниз, что приводит к уменьшению радиального зазора $\delta_{рр}$; при изнашивании синхронизирующих шестерен — поворот роторов, что приводит к уменьшению профильного зазора $\delta_{рр}$. Во избежание соприкосновения роторов или роторов и корпуса следует своевременно менять шестерни и подшипники или регулировать их. Для этого зубчатый венец на одной из синхронизирующих шестерен целесообразно выполнить разрезным.

3.1.6. Пример расчета

Определить основные размеры и мощность двухроторного вакуумного насоса, предназначенного для откачивания воздуха с быстротой действия 0,5 м³/с, давлением всасывания 1,33 Па и давлением нагнетания 133 Па. Температура откачивае-

мого газа $T = 293$ К. Материал роторов и корпуса — алюминевый сплав АЛ1 (ГОСТ 2685—75*), материал крышек подшипников СЧ 18 [ГОСТ 1412—85 (СТ СЭВ 4560—84)].

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 3.5.

Т а б л и ц а 3.5

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия S , м ³ /с	Исходные данные по техническому заданию	0,5
Давление, Па:		
всасывания p	То же	1,33
нагнетания p_H	»	133
Температура всасывания T , К	»	293
Коэффициент откачки λ_B	Выбирают	0,5
Геометрическая быстрота действия S_G , м ³ /с	$S_G = S/\lambda_B$	1,0
Относительная длина ротора k_L	Выбирают	3,0
Коэффициент χ качества профиля	»	0,524
Окружная скорость u_2 на периферии роторов, м/с	»	40
Расчетный радиус ротора, м	$R = \sqrt{S_G/(k_L \chi u_2)}$	0,126
Радиус R , м, ротора	Принимают	0,130
Расчетная частота вращения вала, с ⁻¹	$n = u_2/(2\pi R)$	49
Частота вращения вала, с ⁻¹	Принимают равной асинхронной частоте вращения вала двигателя	49,33
КПД η	Выбирают	0,5
Мощность, затрачиваемая на привод вакуумного насоса при работе на расчетном режиме, Вт	$N_e = [S_G(p_H - p)]/\eta$	127,34
Отношение R/a	Выбирают	1,625
Радиус a начальной окружности, м	$a = R/1,625$	0,080
Межосевое расстояние A , м	$A = 2a$	0,160
[ГОСТ 2185—66 (СТ СЭВ 229—75)]		
Расстояние b от центра ротора до центра головки ротора, м	$b =$ $= (R^2 - a^2)/(2R - a\sqrt{2})$	0,0715
Радиус r , м, головки ротора	$r = R - b$	0,0585
Ширина c , м, впадины ротора	$c = 2a - R$	0,030
Половина угла головки ротора α , °	$\alpha = \pi/(2z)$	45
Построение впадины ротора	$x_2 = -A \cos \varphi +$ $+ b \cos 2\varphi + r \cos (\psi +$ $+ 2\varphi);$ $y_2 = A \sin \varphi -$ $- b \sin 2\varphi -$ $- r \sin (\psi + 2\varphi);$ $a \sin \varphi \cos \psi - (b -$ $- a \cos \varphi) \sin \psi = 0.$	См. табл. 3.6
Определение площади F_p ротора, м ²	Задаваясь рядом значений углов φ , определяют ψ , x_2 , y_2 и строят профиль ротора	
Коэффициент χ качества профиля	Планиметрирование	0,0232
Расчетная длина L ротора, м	$\chi = (\pi R^2 - F_p)/(\pi R^2)$ $L = S_G/(2\pi R^2 \chi n)$	0,562 0,340

Показатель	Способ определения	Результат
Плотность ρ для АЛ1, кг/м ³	Исходные данные по техническому заданию	2,7 · 10 ³
Предел σ_T текучести при сжатии для АЛ1, МПа	То же	2 · 10 ²
Объем V_p ротора, м ³	$V_p = F_p L$	0,0079
Расстояние $R_{ц.т}$ от оси ротора до центра тяжести половины ротора, м	Принимают $R_{ц.т} = b$	0,0715
Угловая ω скорость ротора, рад	$\omega = 2\pi n$	309,95
Центробежная сила $R_{ц.}$ действующая на половину ротора, кН	$R_{ц.} = 0,5V_p \rho \omega^2 R_{ц.т}$	73,257
Диаметр D_B вала под ротором, м	Принимают	0,05
Напряжения на разрыв, действующие в центральном сечении впадины, МПа	$\sigma = R_{ц.}/[2L(c - D_B/2)]$	21,5
Коэффициент запаса	$n_3 = \sigma_T/\sigma$	9,8
Допуск на изготовление диаметра ротора, мм:	Принимают	
ΔD_{\min}		-0,056
ΔD_{\max}		-0,108
Допуск на изготовление расточки корпуса, мм:	»	
$\Delta D_{к \min}$		0
$\Delta D_{к \max}$		+0,052
Допуск на межосевое расстояние, мм:	»	
ΔA_{\min}		0
ΔA_{\max}		+0,025
Допуск на изготовление ширины впадины, мм:	»	
$\Delta(2c)_{\min}$		-0,030
$\Delta(2c)_{\max}$		-0,060
Температура t_0 окружающей среды, °С	»	20
Разность $\Delta t_{кр}$ температур крышек подшипников в рабочем состоянии и окружающей среды, °С	»	60
Коэффициент $\alpha_{кр}$ линейного расширения материала крышек подшипников, 1/°	Исходные данные по техническому заданию	12 · 10 ⁻⁶
Увеличение ΔA межосевого расстояния в результате нагрева крышек подшипников, мм	$\Delta A = \alpha_{кр} A \Delta t_{кр}$	0,115
Разность $\Delta t_{к}$ температур корпуса в рабочем состоянии и окружающей среды, °С	Принимают	60
Разность $\Delta t_{р}$ температур ротора в рабочем состоянии и окружающей среды, °С	»	100
Коэффициент линейного расширения материала корпуса и роторов $\alpha_{к} = \alpha_{р}$, 1/°	Исходные данные по техническому заданию	26 · 10 ⁻⁶
Увеличение Δc ширины впадины в результате нагрева, мм	$\Delta c = \alpha_{р} c \Delta t_{р}$	0,078
Увеличение ΔR радиуса ротора в результате нагрева при работе, мм	$\Delta R = \alpha_{р} R \Delta t_{р}$	0,338

Показатель	Способ определения	Результат
Увеличение ΔR_K длины корпуса в результате нагрева при работе, мм	$\Delta R_K = \alpha_K R_K \Delta t_K$	0,203
Минимальные зазоры: профильный $\delta_{pp \min}$, м	$\delta_{pp \min} = \Delta D_{\min} /2 + \Delta(2c)_{\min} /2 + \Delta A_{\min} + \Delta c + \Delta R - \Delta A$	$0,344 \cdot 10^{-3}$
радиальный $\delta_{pk \min}$, м	$\delta_{pk \min} = \Delta D_{\min} /2 + \Delta D_{K \min} /2 - \Delta R_K + \Delta R + (\Delta A)/2$	$0,22 \cdot 10^{-3}$
Допуск на изготовление длины корпуса, мм: $\Delta L_{K \min}$ $\Delta L_{K \max}$	Выбирают	0 +0,089
Допуск на изготовление длины ротора, мм: ΔL_{\min} ΔL_{\max}	»	-0,125 -0,214 0,884
Увеличение ΔL длины ротора в результате его нагрева при работе, мм	$\Delta L = \alpha_P L \Delta t_P$	
Увеличение ΔL_K длины корпуса в результате его нагрева при работе, мм	$\Delta L_K = \alpha_K L \Delta t_K$	0,530
Минимальные монтажные зазоры, м: со стороны плавающей опоры $\delta_{T.пл \min}$	$\delta_{T.пл \min} = 0,5 (\Delta L_{K \min} + \Delta L_{\min}) + \Delta L - \Delta L_K$	$0,417 \cdot 10^{-3}$
со стороны жесткой опоры $\delta_{T.ж \min}$	$\delta_{T.ж \min} = 0,5 (\Delta L_{K \min} + \Delta L_{\min})$	$0,0625 \cdot 10^{-3}$
Максимальные зазоры при работе, м: профильные $\delta_{pp \max}$	$\delta_{pp \max} = \Delta D_{\max} /2 + \Delta(2c)_{\max} /2 + \Delta A_{\max} $	$0,0965 \cdot 10^{-3}$
радиальный $\delta_{pk \max}$	$\delta_{pk \max} = \Delta D_{\max} /2 + \Delta D_{K \max} /2$	$0,08 \cdot 10^{-3}$
со стороны жесткой опоры $\delta_{T.ж \max}$	$\delta_{T.ж \max} = 0,5 (\Delta L_{K \max} + \Delta L_{\max})$	$0,152 \cdot 10^{-3}$
со стороны плавающей опоры $\delta_{T.пл \max}$	$\delta_{T.пл \max} = 0,5 (\Delta L_{K \max} + \Delta L_{\max})$	$0,152 \cdot 10^{-3}$
Поправка Клаузинга: для радиальных зазоров k_{pk} для профильных зазоров k_{pp} для торцового зазора $k_T = k_{T.ж} = k_{T.пл}$	Принимают » $k_T = \frac{\delta_{T \max}}{l} \ln \frac{l}{\delta_{T \max}}$	0,23 0,23 0,0109
Осредненная длина l торцового зазора в направлении перетекания, м	$l = r + c$	$88,5 \cdot 10^{-3}$
Температура T_H газа при нагнетании, К	Принимают	423

Показатель	Способ определения	Результат
Молекулярная масса откачиваемого газа, М	Исходные данные по техническому заданию	29
Проводимость зазоров U_3 , м ³ /с	$U_3 \approx 36,4 \sqrt{T_H/M} \times [L(2k_{PK}\delta_{PK} + k_{PP}\delta_{PP}) + (D+2a)(k_{T.Ж}\delta_{T.Ж\max} + k_{T.Пл}\delta_{T.Пл\max})]$	0,00298
Коэффициент откачки λ	$\lambda = 1 - \frac{U_3}{S_r} \frac{p_H}{p}$	0,702
Скорректированная длина ротора L , м	$L = L_p \lambda_B / \lambda$	0,242
Длина L ротора, м {ряд $Ra 5$ [ГОСТ 6636—69 (СТ СЭВ 514—77)]}	Выбирают	0,250
Допуск на изготовление длины корпуса, мм:	»	0
$\Delta L_{K\min}$ $\Delta L_{K\max}$		+0,072
Допуск на изготовление длины ротора, мм:	»	
ΔL_{\min} ΔL_{\max}		-0,100 -0,172
Увеличение ΔL длины ротора в результате нагрева при работе, мм	$\Delta L = \alpha_p L \Delta t_p$	0,65
Увеличение ΔL_K длины корпуса за счет нагрева при работе, мм	$\Delta L_K = \alpha_K L \Delta t_K$	0,39
Минимальные монтажные зазоры: со стороны жесткой опоры $\delta_{T.Ж\min}$	$\begin{aligned} \delta_{T.Ж\min} &= \\ &= 0,5 (\Delta L_{\min} + \Delta L_{K\min}) \end{aligned}$	0,05
со стороны плавающей опоры $\delta_{T.Пл\min}$	$\begin{aligned} \delta_{T.Пл\min} &= \\ &= 0,5 (\Delta L_{\min} + \Delta L_{K\min} - \Delta L_K + \Delta L) \end{aligned}$	0,3

Таблица 3.6

φ	x_2 , мм	y_2 , мм	φ	x_2 , мм	y_2 , мм	φ	x_2 , мм	y_2 , мм
0	-0,0300	0,0000	9	-0,0459	0,0413	18	-0,0519	0,0477
1	-0,0305	0,0078	10	-0,0471	0,0427	19	-0,0521	0,0479
2	-0,0319	0,0150	11	-0,0482	0,0438	20	-0,0523	0,0482
3	-0,0339	0,0214	12	-0,0490	0,0448	21	-0,0525	0,0484
4	-0,0362	0,0268	13	-0,0498	0,0455	22	-0,0527	0,0486
5	-0,0385	0,0311	14	-0,0504	0,0461	23	-0,0529	0,0488
6	-0,0407	0,0346	15	-0,0508	0,0466	24	-0,0530	0,0489
7	-0,0427	0,0374	16	-0,0513	0,0470	25	-0,0531	0,0491
8	-0,0444	0,0396	17	-0,0516	0,0474	26	-0,0533	0,0493

3.2. ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ С ЧАСТИЧНЫМ ВНУТРЕННИМ СЖАТИЕМ

3.2.1. Конструктивная схема и принцип действия

Вакуумные насосы с внутренним сжатием (поршневые, пластинчато-роторные, винтовые и др.) отличаются более совершенным рабочим процессом и, следовательно, более экономичны по сравне-

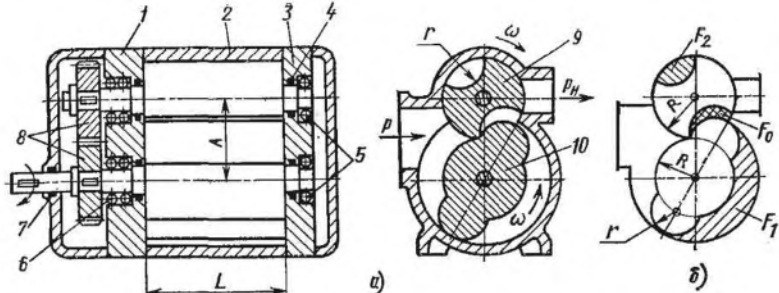


Рис. 81. Конструктивная схема насоса ВНЧС

нию с вакуумными насосами с внешним сжатием (например, двух-роторными вакуумными насосами), у которых повышение давления происходит в нагнетательном патрубке вследствие непрерывного переноса газа со стороны всасывания.

Вакуумные насосы с частичным внутренним сжатием (ВНЧС) по принципу действия занимают промежуточное положение между вакуумными насосами с внутренним и внешним сжатием. Основные достоинства ВНЧС — быстроходность, надежность работы, полная уравновешенность, отсутствие клапанов, простота конструкции, обеспечение безмасляного откачивания газа, относительная простота изготовления основных рабочих органов — прямозубых роторов. ВНЧС работают в эксгаустерном, вакуумном и вакуум-компрессорном режимах. При работе в вакуумном режиме эти насосы можно использовать как отдельную ступень многоступенчатой вакуумной установки. К недостаткам этих насосов по сравнению с вакуумными насосами с внутренним сжатием следует отнести: высокий уровень шума при работе, относительно большие внутренние перетекания газа через зазоры, нерегулируемость фаз газораспределения, более высокую удельную мощность.

Быстрота действия вакуумных насосов с внутренним сжатием не превышает $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$, а отношение давлений, создаваемых в одной ступени, составляет $2,5 \dots 3$ при нагнетании в атмосферу и $\sim 8 \dots 10$ в вакуумном режиме.

ВНЧС относятся к насосам объемного типа. Конструктивная схема такого насоса представлена на рис. 81, а. В корпусе 2 вращаются два ротора — ведущий 10 и ведомый 9. При эциклоидально-круговом профилировании ведущий ротор имеет форму цилиндра радиуса R с двумя или несколькими цилиндрическими выступами радиуса r , центры которых расположены на окружности радиуса R (рис. 81, б). Основание боковой поверхности цилиндрических выступов корригируют для получения постоянного бокового зазора в зацеплении роторов. Ведомый ротор представляет собой цилиндр радиуса R с двумя или несколькими цилиндрическими впадинами радиуса r , центры которых лежат на про-

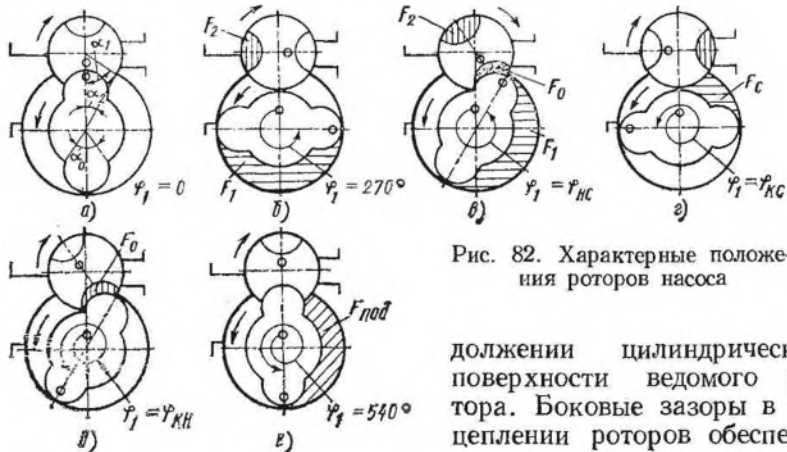


Рис. 82. Характерные положения роторов насоса

должны цилиндрической поверхности ведомого ротора. Боковые зазоры в зацеплении роторов обеспечиваются синхронизирующими

шестернями 8 (рис. 81, а). Торцы корпуса закрыты крышками 1 и 3, в которых расположены радиально-упорные подшипники 6, радиальные подшипники 5, а также уплотнения валов 4. Между роторами и корпусом, а также между роторами и торцовыми крышками имеются зазоры, исключающие соприкосновение рабочих деталей и, следовательно, подачу смазочного материала в рабочую полость насоса. Уплотнен вал сальником 7. При вращении роторов газ поступает в рабочую полость насоса и делится на два потока. Большая его часть захватывается ведущим ротором и сжимается внутри насоса вследствие уменьшения объема рабочей полости, как в вакуумных насосах с внутренним сжатием. Другая, меньшая часть газа, переносится полостями ведомого ротора из всасывающего окна в нагнетательное окно без внутреннего сжатия, как в вакуумных насосах с внешним сжатием. Далее в полости нагнетания эти два газовых потока смешиваются, и сжатый газ поступает в нагнетательный трубопровод. Таким образом, частичное внутреннее сжатие газа в насосах данного типа обусловлено специальной формой выступов и впадин роторов и расположением кромок нагнетательного окна только на расточке под ведомый ротор.

Роторы, помимо подачи газа, выполняют функции органов газораспределения. Характерные положения роторов при одинаковом числе выступов Z_1 ведущего ротора и впадин Z_2 ведомого ротора показаны на рис. 82 ($Z_1 = Z_2 = 2$). Образование рабочей полости насоса начинается при вращении роторов из положения, когда круговой выступ ведущего ротора целиком входит в круговую впадину ведомого ротора. Такое положение принимается за начало отсчета угла поворота ведущего ротора $\varphi_1 = 0$ (рис. 82, а). Сопряженный выступ и сопряженная впадина роторов на рисунке отмечены точками, а направление вращения роторов указано стрелками.

Начиная с этого положения, при вращении роторов происходит образование рабочих полостей насоса F_1 и F_2 — соответственно площадь торцового сечения впадины ведущего ротора и впадины ведомого ротора (рис. 82, б). Всасываемый газ, заполнивший изолированные рабочие полости, переносится без сжатия в сторону нагнетательного окна. Когда нижняя кромка нагнетательного окна перекрывается ведомым ротором (рис. 82, в), происходит перепуск газа из изолированного объема, пропорционального площади торцового сечения впадины F_0 , в рабочую полость ведущего ротора с объемом $V_1 = F_1 L$, где L — длина роторов. Это положение соответствует углу поворота ведущего ротора $\varphi_1 = \varphi_{нс}$. В результате перепуска газа давления в рабочих полостях насоса выравниваются. При дальнейшем вращении роторов выступ ведущего ротора будет входить во впадину ведомого ротора, сжимая газ в объединенных рабочих полостях. Одновременно с этим происходит всасывание газа по другую сторону выступа ведущего ротора. При угле поворота ведущего ротора $\varphi_1 = \varphi_{нс}$ (рис. 82, з) заканчивается процесс внутреннего сжатия газа в полости ведущего ротора и начинается процесс нагнетания, так как эта полость сообщается с нагнетательным окном. По окончании процесса нагнетания, соответствующего углу поворота ведущего ротора $\varphi_1 = \varphi_{кн}$ (рис. 82, д), осуществляется перепуск газа, выравнивание давлений, и рабочие процессы в насосе повторяются.

Сравнивая положения роторов на рис. 82, а и 82, е, видим, что при повороте ведущего ротора насоса на угол 3π завершается полный цикл процесса откачивания в его рабочей полости. Следовательно, полный период изменения объема рабочей полости ведущего ротора насоса, состоящий из увеличения объема от нуля до его максимального значения, переноса газа в изолированной полости без сжатия и уменьшения объема полости до нуля, в общем случае

$$T_1 = 360^\circ \left(1 + \frac{1}{Z_1}\right).$$

Для $Z_1 = 2$ $T_1 = 540^\circ$, а для $Z_1 = 3$ $T_1 = 480^\circ$. Период изменения объема рабочей полости ведомого ротора не зависит от числа впадин и равен $T_2 = 360^\circ$.

3.2.2. Термодинамические основы процесса сжатия.

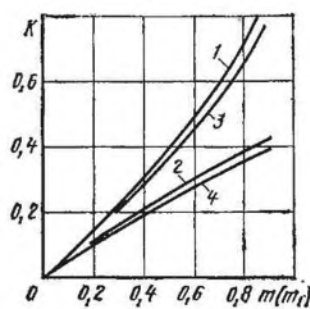
Теоретические и действительные индикаторные диаграммы. Откачные характеристики

Газ из всасывающего патрубка поступает в насос отдельными порциями, поэтому его быстрота действия представляет собой сумму значений быстроты действия рабочих полостей ведущего и ведомого роторов.

Доля газа, переносимого ведомым ротором без внутреннего сжатия, может быть выражена коэффициентом K внешнего сжатия,

Рис. 83. Зависимость коэффициента K внешнего сжатия от параметра m для схем с различными числами выступов и впадин роторов:

1 — (3 + 3); 2 — (2 + 3); 3 — (3 + 2); 4 — (2 + 2)



представляющим собой отношение геометрической быстроты действия ведомого ротора S_2 к геометрической скорости действия ведущего ротора S_1 :

$$K = \frac{S_2}{S_1} = \frac{F_2}{F_1},$$

где F_1, F_2 — площади торцовых сечений впадин ведущего и ведомого роторов, m^2 .

Коэффициент K характеризует совершенство процесса сжатия газа в насосе. Если процесс сжатия приближается к процессу, происходящему в вакуумных насосах с внутренним сжатием, то коэффициент K уменьшается; если же процесс внешнего сжатия преобладает, то коэффициент K увеличивается, а общая эффективность процесса сжатия снижается.

Площади F_1 и F_2 при эпициклоидально-круговом профилировании некорректированных роторов:

$$\begin{aligned} \bar{F}_1 = \frac{F_1}{R^2} = \frac{\pi m}{Z_1} (2 + m) - \frac{\pi}{2} m^2 + \frac{\pi}{360^\circ} (2 - m^2) \times \\ \times \arccos \frac{2 - m^2}{2} - \frac{m}{2} \sqrt{4 - m^2}; \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\bar{F}_2 = \frac{F_2}{R^2} = \frac{\pi m^2}{2} + \frac{\pi}{360^\circ} (2 - m) \arccos \frac{2 - m^2}{2} - \frac{m}{2} \sqrt{4 - m^2}, \quad (3.25)$$

где m — конструктивный параметр насоса, представляющий собой относительную высоту выступа ведущего ротора, $m = r/R$ [r — радиус окружности выступа ведущего ротора (радиус окружности впадины ведомого ротора), m ; R — радиус начальной окружности роторов, m (рис. 81, б)].

Площадь торцового сечения одной пары впадин роторов при $Z_1 = Z_2$

$$\begin{aligned} \bar{F} = \frac{\bar{F}_1 + \bar{F}_2}{R^2} = \frac{\pi m}{Z_1} (2 + m) + \frac{\pi}{180^\circ} (2 - m^2) \times \\ \times \arccos \frac{2 - m^2}{2} - m \sqrt{4 - m^2}. \end{aligned} \quad (3.26)$$

Для некорректированных профилей роторов при $Z_1 = Z_2$ коэффициент внешнего сжатия

$$\begin{aligned} K = \left[\frac{m^2}{2} + \frac{2 - m^2}{360^\circ} \arccos \frac{2 - m^2}{2} - \frac{m}{2\pi} \times \right. \\ \left. \times \sqrt{4 - m^2} \right] / \left[\frac{m}{Z_1} (2 + m) - \frac{m^2}{2} + \frac{2 - m^2}{360^\circ} \times \right. \\ \left. \times \arccos \frac{2 - m^2}{2} - \frac{m}{2\pi} \sqrt{4 - m^2} \right]; \end{aligned} \quad (3.27)$$

при $Z_1 \neq Z_2$

$$K = \frac{F_2}{F_1} = \frac{\bar{F}_2 R_2^2}{\bar{F}_1 R_1^2} = \frac{\bar{F}_2}{\bar{F}_1} \frac{Z_2^2}{Z_1^2},$$

где R_1 — радиус начальной окружности ведущего ротора, м; R_2 — то же ведомого ротора, м; $R_2 = R_1 Z_2 / Z_1$.

Относительные площади \bar{F}_1 и \bar{F}_2 определяют по уравнениям (3.24) и (3.25) с учетом соответствующих радиусов окружностей R_1 и R_2 .

Зависимость коэффициента K в функции m (или m_1 при $Z_1 \neq Z_2$) для различных соотношений Z_1 и Z_2 приведена на рис. 83. Приближенное значение коэффициента K определяют по эмпирическим формулам (в скобках первая цифра соответствует числу выступов ведущего ротора, а вторая — числу впадин ведомого ротора):

для $Z_1 = Z_2 = 2$ [схема (2 + 2)] $K \approx 0,45m$;
 для $Z_1 = 3$ и $Z_2 = 2$ [схема (3 + 2)] $K \approx 0,7m + 0,15m^2$;
 для $Z_1 = 2$ и $Z_2 = 3$ [схема (2 + 3)] $K \approx 0,48m$;
 для $Z_1 = Z_2 = 3$ [схема (3 + 3)] $K \approx 0,71m + 0,24m^2$.

Коэффициент K внешнего сжатия повышается с увеличением параметра m и суммарного числа впадин роторов ($Z_1 + Z_2$). Максимально допустимое значение следует выбирать в пределах $K_{\max} = 0,4 \dots 0,5$, при этом $m = 0,5 \dots 0,8$, $4 \leq (Z_1 + Z_2) \leq 6$.

Коэффициент внешнего сжатия для скорректированного двустороннего профиля

$$K' = K \zeta_K.$$

Здесь

$$\zeta_K \approx 1 + \bar{r}_0,$$

где $\bar{r}_0 = r_0 / R_1$ — относительный радиус округления профиля (см. рис. 103), из технологических соображений обычно принимают в пределах $\bar{r}_0 = 0,03 \dots 0,06$.

Степень использования поперечного сечения впадин роторов оценивают коэффициентом χ полезной площади. Безразмерный коэффициент χ представляет собой отношение общей площади торцового сечения впадин ведущего и ведомого роторов к площади, описываемой этими роторами. Для некорректированных односторонних профилей при $Z_1 = Z_2 = Z$

$$\chi = \frac{(F_1 + F_2) Z}{\pi (R + r)^2 + \pi R^2} = \frac{\bar{F} Z}{\pi (2 + 2m + m^2)} \quad (3.28)$$

или после подстановки уравнения (3.26) в уравнение (3.28)

$$\chi = \left[m(2 + m) + \frac{Z(2 - m^2)}{180^\circ} \arccos \frac{2 - m^2}{2} - \frac{Zm}{\pi} \sqrt{4 - m^2} \right] / (2 + 2m + m^2).$$

При $Z_1 = Z_2 = 2$

$$\chi = \frac{2m + m^2}{2 + 2m + m^2}.$$

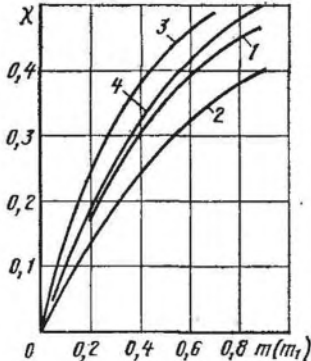


Рис. 84. Зависимость коэффициента χ полезной площади торцовых сечений впадин роторов от параметра m при разных схемах:
 1 — (3 + 3); 2 — (2 + 3); 3 — (3 + 2);
 4 — (2 + 2)

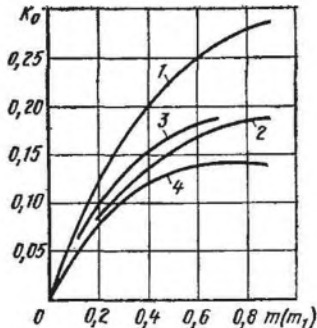


Рис. 85. Зависимость относительного изолированного объема K_0 от параметра m :
 1 — (3 + 3); 2 — (2 + 3); 3 — (3 + 2);
 4 — (2 + 2)

При $Z_1 \neq Z_2$ и одном обороте ведущего ротора ($n_1 = 1$)

$$\chi = \frac{(F_1 + F_2) Z_1 \cdot 1}{\pi (R_1 + r)^2 + \pi R_2^2} = \frac{(\bar{F}_1 R_1^2 + \bar{F}_2 R_2^2) Z_1}{\pi (R_1 + r)^2 + \pi R_2^2} =$$

$$= \left(\bar{F}_1 + \bar{F}_2 \frac{Z_2^2}{Z_1^2} \right) Z_1 / \left\{ \pi \left[(1 + m_1)^2 + \frac{Z_2^2}{Z_1^2} \right] \right\}.$$

На рис. 84 представлена зависимость коэффициента полезной площади торцового сечения впадин роторов от параметра m для различных соотношений выступов Z_1 и впадин Z_2 . Из графика видно, что коэффициент χ растет с возрастанием параметра m , но не превышает $\chi_{\max} = 0,5$. Сравнивая коэффициенты полезной площади торцового сечения роторов у роторных машин различных типов, необходимо отметить, что в винтовых машинах с асимметричным профилем зубьев при схеме (4 + 6) коэффициент $\chi \approx 0,303$, а у двухроторных вакуумных насосов с внешним сжатием $\chi = 0,49 \dots 0,53$ для схемы (3 + 3) и $\chi = 0,53 \dots 0,59$ для схемы (2 + 2).

Коэффициент полезной площади торцового сечения впадин роторов для корригированного двустороннего профиля

$$\chi' = \chi \zeta_\chi,$$

где $\zeta_\chi \approx 1 + (1,5 - 1,25m) \bar{r}_0$.

В конце процесса нагнетания, когда ведомый ротор перекрывает нагнетательное окно, образуется изолированный объем V_0 . Относительный изолированный объем

$$K_0 = F_0 / F_1, \quad (3.29)$$

Рис. 86. Зависимость коэффициента K_c внутреннего сжатия от параметра m :

1 — (2 + 2) и (2 + 3); 2 — (3 + 2) и (3 + 3)

его зависимость от параметра m для различных соотношений Z_1 и Z_2 приведена на рис. 85. Отсюда видно, что коэффициент K_0 возрастает с увеличением параметра m и суммарного числа впадин (выступов) роторов. Для часто используемого диапазона значений параметра $m = 0,5 \dots 0,8$ изолированный объем составляет 14 ... 28 %.

Относительный объем рабочей полости ведущего ротора в конце процесса сжатия газа оценивается безразмерным коэффициентом внутреннего сжатия

$$K_c = F_c / F_1, \quad (3.30)$$

где F_c — площадь торцового сечения впадины ведущего ротора в конце процесса сжатия, определяемая углом $\varphi = \varphi_{к.с}$ (см. рис. 82, з), m^2 .

Из графика на рис. 86 видно, что коэффициент K_c возрастает с увеличением параметра m , причем более интенсивно при $Z_1 = 3$. Чем меньше коэффициент K_c , тем, следовательно, большее давление внутреннего сжатия можно получить в полости ведущего ротора при прочих равных условиях.

Характер изменения относительной площади \bar{F} в зависимости от угла φ_1 поворота ведущего ротора для различных значений параметра m при $Z_1 = Z_2 = 2$ приведен на рис. 87, а, а для схем с различными числами выступов и впадин при $m = 0,6$ — на рис. 87, б.

Вначале ведущий и ведомый роторы образуют вместе одну общую полость. При $\varphi_1 = \varphi_a$ (точка а, рис. 87, а) рабочая полость ведомого ротора достигает своего максимального значения \bar{F}_2

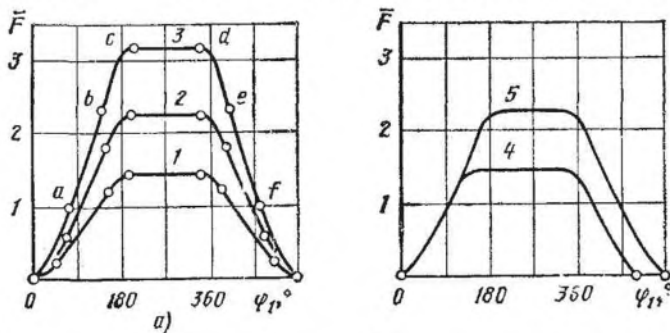


Рис. 87. Изменение относительной площади \bar{F} сечений впадин роторов от угла φ_1 поворота ведущего ротора:

а — для разных значений параметра m ; б — для схем с различными числами выступов и впадин при $m = 0,6$; 1 — $m = 0,4$; 2 — $m = 0,6$; 3 — $m = 0,8$; 4 — (3 + 3); 5 — (2 + 2)

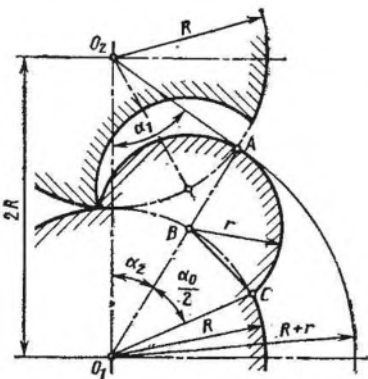


Рис. 88. Схема расположения основных углов насоса

и, начиная с этого момента времени до $\varphi_1 = \varphi_b$ (точка b) зависимость $\bar{F} = \bar{F}(\varphi_1)$ будет изменяться по линейному закону. Максимальная суммарная площадь сечений впадин полостей роторов

$$\bar{F} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2$$

и соответствует углу поворота $\varphi_1 = \varphi_c$. При дальнейшем вращении роторов до $\varphi_1 = \varphi_d$ изменения площади не происходит (перенос рабочего газа без сжатия). Так как зависимость $\bar{F} = \bar{F}(\varphi_1)$ симметрична относительно угла поворота ведущего ротора $\varphi_1 =$

$= 270^\circ$, то дальнейшее уменьшение площади рабочих полостей роторов будет происходить в обратном порядке.

Значения характерных углов ($^\circ$) при круговом способе профилирования зубьев роторов (рис. 88) определяют из уравнений:

$$\text{из } \triangle O_1BC \quad \frac{\alpha_0}{2} = \arccos \frac{2-m^2}{2};$$

$$\text{из } \triangle O_1O_2A \quad \alpha_1 = \arccos \frac{5-(1+m)^2}{4};$$

$$\text{из } \triangle O_1O_2A \quad \alpha_2 = \arccos \frac{3+(1+m)^2}{4(1+m)}.$$

С увеличением параметра m углы α_0 , α_1 и α_2 возрастают. Значения углов поворота ведущего ротора (соответствующие точкам $a \dots f$ на рис. 87 ($^\circ$)):

$$\varphi_a = \varphi_1; \quad \varphi_b = \frac{360^\circ}{Z_1} - \frac{\alpha_0}{2}; \quad \varphi_c = \varphi_a + \varphi_b;$$

$$\varphi_d = 360^\circ \left(1 + \frac{1}{Z_1}\right) - \varphi_a - \varphi_b; \quad \varphi_e = 360^\circ + \frac{\alpha_0}{2};$$

$$\varphi_f = 360^\circ \left(1 + \frac{1}{Z_1}\right) - \alpha_1.$$

Угол начала процесса сжатия газа в полости ведущего ротора ($^\circ$)

$$\varphi_{н.с} = 360^\circ - \alpha_2.$$

Угол конца сжатия и начала нагнетания ($^\circ$)

$$\varphi_{к.с} = \varphi_{н.н} = 360^\circ \left(1 + \frac{1}{Z_1}\right) - \alpha_1 - \frac{\alpha_0}{2}.$$

Продолжительность сжатия ($^{\circ}$)

$$\varphi_{с} = \varphi_{н. с} - \varphi_{п. с} = \frac{360^{\circ}}{Z_1} - \alpha_1 + \alpha_2 - \frac{\alpha_0}{2}.$$

Угол конца нагнетания ($^{\circ}$)

$$\varphi_{н. н} = 360^{\circ} \left(1 + \frac{1}{Z_1} \right) - \alpha_2 - \alpha_{п.}$$

Продолжительность нагнетания ($^{\circ}$)

$$\varphi_{н} = \varphi_{н. н} - \varphi_{п. н} = \alpha_1 - \alpha_2 + \frac{\alpha_0}{2} - \alpha_{п.}$$

где $\alpha_{п.}$ — угол перекрытия, принимают в пределах $\alpha_{п.} \approx 1 \dots 3^{\circ}$.

Перекрытие, т. е. преждевременное закрытие нагнетательного окна ведомым ротором, способствует улучшению рабочих характеристик насоса вследствие уменьшения внутренних перетеканий газа из нагнетательной полости в полость ведущего ротора. С ростом окружной скорости вращения роторов перекрытие может быть уменьшено.

Из приведенных выражений для углов видно, что угол начала сжатия и продолжительность нагнетания не зависят от числа выступов ведущего ротора. Продолжительность процесса сжатия уменьшается с возрастанием параметра m и числа Z_1 выступов ведущего ротора. Положение нижней кромки нагнетательного окна (см. рис. 82) определяется параметром m и способами корригирования исходного профиля роторов.

Для рассмотрения рабочего процесса в теоретическом насосе используют теоретические индикаторные диаграммы, которые позволяют определить индикаторную мощность, силы и моменты, действующие на роторы. Построение теоретических индикаторных диаграмм основывается на следующих предположениях: рабочим телом является идеальный газ; параметры газа в рабочей полости не меняются до начала сжатия и соответствуют параметрам во всасывающей полости; потери энергии во всасывающем и нагнетательном патрубках отсутствуют; выравнивание давлений в рабочих полостях происходит мгновенно и без потерь; внутренние перетекания отсутствуют; параметры газа в течение всего периода нагнетания сохраняются неизменными и соответствуют параметрам в нагнетательной полости; мертвый объем отсутствует.

Теоретические индикаторные диаграммы насоса для полости ведущего и ведомого роторов приведены на рис. 89. Рассмотрим рабочую полость ведущего ротора (рис. 89, а).

Линия 1—2 — всасывание газа при постоянном давлении. Линии 2—3 и 7—8 — перепуск газа из изолированного объема (точка 7) в рабочую полость ведущего ротора, отсоединенную от всасывающего патрубка (точка 2). В результате перепуска газа

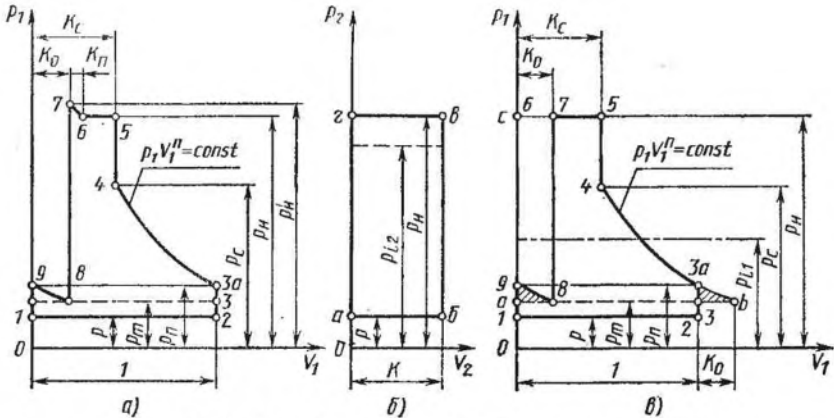


Рис. 89. Теоретические индикаторные диаграммы насоса:

a — полость ведущего ротора; *б* — полость ведомого ротора; *в* — упрощенная индикаторная диаграмма полости ведущего ротора

давление в обеих полостях выравнивается и становится равным p_m (точки 3 и 8) (Па):

$$p_m = \frac{p \cdot 1 + p'_n K_0}{1 + K_0} = \alpha p + \beta p'_n, \quad (3.31)$$

где p — давление всасывания, Па; p'_n — давление газа в конце процесса перекрытия, Па;

$$\alpha = \frac{1}{1 + K_0}; \quad (3.32) \quad \beta = \frac{K_0}{1 + K_0}. \quad (3.33)$$

Линия 3—3а—4 — политропическое сжатие, при котором относительный объем рабочей полости уменьшается с $(1 + K_0)$ до K_c . Давление внутреннего сжатия (Па)

$$p_c = p_m \left(\frac{1 + K_0}{K_c} \right)^n, \quad (3.34)$$

где n — показатель политропы процесса сжатия.

В начальный период сжатия (линия 3—3а) суммарный объем полостей роторов больше объема рабочей полости ведущего ротора. Так как индикаторная диаграмма строится для полости ведущего ротора объемом, принимаемым равным $V_1 = 1$, то в начальный период сжатия повышение давления при неизменном объеме изобразится в координатах $p \dots V_1$ вертикальной линией.

Линия 4—5 — выравнивание давлений.

Линия 5—6 — нагнетание газа при постоянном давлении. Относительный объем рабочей полости уменьшается с K_c до $(K_0 + K_{\text{ш}})$, где $K_{\text{ш}}$ — относительное перекрытие, определяемое углом перекрытия $\alpha_{\text{п}}$. Коэффициент $K_{\text{ш}}$ принимают в пределах 0,01 ... 0,03. При этом $\alpha_{\text{п}} \approx 1 \dots 3^\circ$. Процесс нагнетания заканчивается в тот момент, когда кромка впадины ведомого ротора перекрывает нагнетательное окно.

Линия 6—7 — перекрытие. В конце процесса перекрытия давление в рабочих полостях роторов $p'_н$ несколько превышает давление нагнетания $p_{пн}$. Сжатие газа можно принять адиабатическим. Давление в рабочих полостях ротора (Па)

$$p'_н = p_{пн} \left(\frac{K_0 + K_{пн}}{K_0} \right)^n. \quad (3.35)$$

Ввиду того, что давления $p_{пн}$ и $p'_н$ отличаются незначительно, согласно уравнению (3.31) давление выравнивания (Па)

$$p_m \approx \alpha p + \beta p_{пн}. \quad (3.36)$$

Линия 7—8 — перепуск газа.

Линия 8—9 — предварительное поджатие газа в полостях ведущего и ведомого роторов. В конце процесса предварительного сжатия газа относительный объем полостей уменьшается с $(1 + K_0)$ до $K_{под}$, а давление возрастает с p до $p_{пн}$. Этот процесс повышения давления также принимают адиабатическим. Давление газа в конце предварительного процесса сжатия (Па)

$$p_{пн} = p_m \left(\frac{1 + K_0}{K_{под}} \right)^n, \quad (3.37)$$

где $K_{под}$ — относительный объем рабочей полости ведущего ротора в конце процесса предварительного поджатия газа, $K_{под} = F_{под}/F_1$.

Площадь $F_{под}$ определяют при угле поворота ведущего ротора $\varphi_1 = T_1$ (см. рис. 82). Принимают при $Z_1 = 2$ $K_{под} \approx 0,95 \dots 0,96$ и при $Z_1 = 3$ $K_{под} \approx 0,93 \dots 0,94$.

На упрощенной теоретической индикаторной диаграмме (рис. 89, в) процессу сжатия $b-3a$ соответствует процесс 8—9. При этом площади заштрихованных фигур $a-8-9$ и $3-b-3a$ равны. Процесс $b-3a$ является первоначальным этапом общего процесса сжатия $b-4$ в насосе.

Рассмотрим рабочую полость ведомого ротора (рис. 89, б).

В рабочей полости ведомого ротора происходит процесс переноса и внешнего сжатия газа, которые для идеального насоса характеризуются прямоугольной индикаторной диаграммой $a-b-e-g$ (рис. 89, б).

Как отмечалось, перепуск газа из изолированного объема увеличивает начальное давление внутреннего сжатия в полости ведущего ротора. Однако, в отличие от объемных машин поршневого и пластинчато-роторного типов с перепуском газа в этих насосах среднее индикаторное давление в полости ведущего ротора $p_{и1}$ не возрастает. Действительно, при наличии перепуска газа в насосе площадь индикаторной диаграммы полости ведущего ротора увеличивается на площадь прямоугольника $1-2-3-a$ (рис. 89, в), но при этом вследствие перепуска газа процесс нагнетания прекращается раньше, не в точке c , а в точке 7 , и высво-

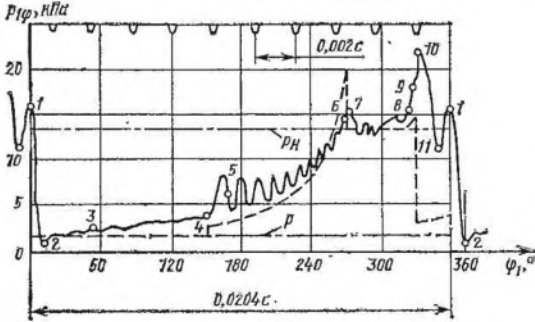


Рис. 90. Развернутая по углу поворота действительная индикаторная диаграмма полости ведущего ротора ВНЧС

бождается равнозначная площадь $F_{a-8-7-c}$. С учетом выражений (3.32) и (3.36) после преобразований получим

$$\frac{F_{1-2-3-a}}{F_{a-8-7-c}} = \frac{p_m - p}{K_0(p_H - p_m)} = 1.$$

Следовательно, изолированный объем на нагнетании, не увеличивая среднее индикаторное давление, повышает неравномерность работы насоса, так как сокращает продолжительность процесса нагнетания, делая его более интенсивным, а перепуск газа приводит к возрастанию шума при работе.

Действительное протекание рабочего процесса в полостях насоса существенно отличается от теоретического. Основное отличие заключается в том, что действительный рабочий процесс происходит с переменным количеством рабочего тела и с изменяющимися параметрами при всасывании и нагнетании.

На рис. 90 в качестве примера приведена развернутая по углу поворота действительная индикаторная диаграмма полости ведущего ротора насоса (сплошная линия), снятая с помощью малоинерционного датчика давления, установленного на вращающемся ведущем роторе. Индикаторная диаграмма получена при частоте вращения роторов $n = 49 \text{ с}^{-1}$, $p = 1,6 \text{ кПа}$, $p_H = 13,3 \text{ кПа}$ для $m = 0,6$, $R = 65 \text{ мм}$ и $Z_1 = Z_2 = 2$. Там же для сравнения нанесена развернутая индикаторная диаграмма (штриховая линия). Вид действительной индикаторной диаграммы хорошо согласуется с ее теоретической формой.

Линия 1—2 — расширение газа в перевальном объеме (в зазоре между роторами).

Линия 2—3 — всасывание.

Линия 3—4 — перенос изолированной рабочей полости ведущего ротора без изменения ее объема. Давление в полости существенным образом зависит от баланса перетеканий газа. Из рисунка видно, что давление в рабочей полости возросло с 2,1 до 3,6 кПа, т. е. на 70 %. Перетекание газа вызывает повышение давления выравнивания и, следовательно, рост потребляемой мощности.

Линии 4—5 и 10—11 — перепуск газа из изолированного объема. В действительности вследствие постепенного сообщения рабочих полостей перепуск газа происходит примерно за 0,91 мс, а не мгновенно, как это принималось при построении теоретической индикаторной диаграммы.

В результате перепуска давление в рабочей полости ведущего ротора возрастает с 3,6 до 5,8 кПа, что примерно в 2 раза выше расчетного, определенного по формуле (3.31) без учета перетеканий газа. Ввиду быстротечности процесса перепуска выравнивание давлений происходит не полностью и давления в разных точках общей полости значительно отличаются одно от другого ($p_5 = 5,8$ кПа и $p_{11} = 11,2$ кПа). С увеличением быстроходности насоса эта разность давлений возрастает.

Линия 5—6 — внутреннее сжатие газа. После предшествующего интенсивного процесса перепуска процесс сжатия носит волнообразный (колебательный) характер. В конце сжатия колебательный процесс почти полностью прекращается: амплитуда колебаний непрерывно уменьшается, а частота примерно в 4 ... 5 раз возрастает, что указывает на газодинамический характер затухающих колебаний рабочего газа в замкнутой, непрерывно уменьшающейся в объеме рабочей полости ведущего ротора. Продолжительность процесса сжатия составляет примерно 6,1 мс. Давление внутреннего сжатия $p_c = 14,7$ кПа, что несколько превышает давление нагнетания.

Линия 6—7 — предварение процесса нагнетания газа, сопровождающееся незначительным увеличением давления.

Линия 7—8 — нагнетание. Характер процесса нагнетания определяется процессами выравнивания давлений в рабочей полости ведущего ротора и полости нагнетания, а также непрерывно изменяющейся площадью проходного сечения нагнетательного окна. Продолжительность нагнетания 3,3 мс.

Линия 8—9—10 — перекрытие. В конце процесса перекрытия давление газа в изолированном объеме резко возрастает до $P_{10} = 22,6$ кПа, так как объем значительно сокращается. Чрезмерное повышение давления газа приводит прежде всего к дополнительному расходу мощности насоса и возрастанию температуры сжимаемого газа. Теоретически перекрытие заканчивается в точке 9, но вследствие постепенного открытия перепускного канала, соединяющего рабочие полости с разными давлениями, процесс выравнивания давлений фактически начинается лишь в точке 10.

С ростом окружной скорости роторов давление газа в конце процесса перекрытия непрерывно возрастает. Для уменьшения чрезмерного повышения давления в рабочей полости быстроходных насосов и снижения газодинамических потерь при перепуске рекомендуется выполнить плавной кромку корпуса на стороне нагнетания.

Для скругления кромки АВ на расстоянии $t = (0,03 \dots 0,09) R$ принимают дугу окружности радиуса R_ϕ (рис. 91, а и в) или пря-

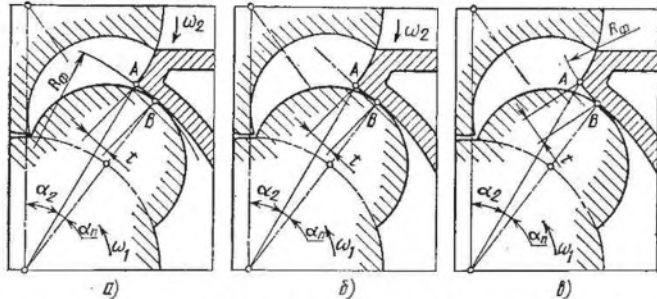


Рис. 91. Схема скругления острой кромки расточки корпуса в зоне нагнетательного окна

мую линию (рис. 91, б). Радиус R_ϕ определяют из технологических соображений.

Линия 10—11 (см. рис. 90) — перепуск газа.

Линия 11—1 — предварительное поджатие газа. Максимальное давление газа $p_1 = 15,6$ кПа в перевальном объеме (в зазоре) достигается при $\varphi_1 = 360^\circ$. Продолжительность предварительного сжатия газа сокращена по сравнению с теоретической диаграммой до 0,49 мс вследствие немгновенного выравнивания давлений во время перепуска газа. При этом давление в разных точках общей полости различно.

Общий характер развернутых индикаторных диаграмм при других рабочих давлениях и скоростях вращения роторов сохраняется.

Полученная экспериментальным путем развернутая индикаторная диаграмма $p_1 - \varphi_1$ может быть перестроена в диаграмму $p_1 - V_1$. При перестроении диаграммы использовали зависимость объема рабочей полости от угла поворота ротора (см. рис. 87). Вид действительной индикаторной диаграммы представлен на рис. 92 (сплошная линия). Там же для сравнения дана теорети-

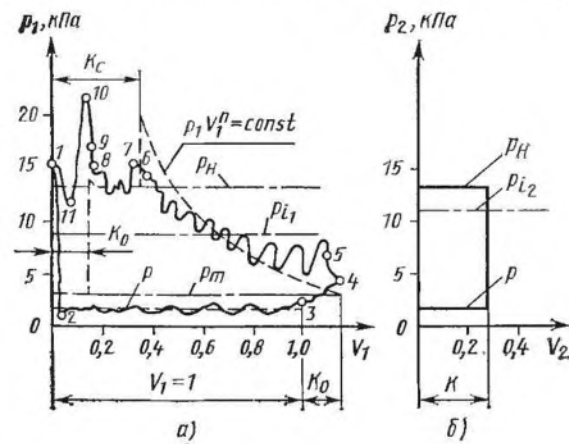


Рис. 92. Индикаторные диаграммы насоса:
 а — действительная (сплошная линия) и теоретическая (штриховая линия) индикаторные диаграммы полости ведущего ротора; б — теоретическая индикаторная диаграмма полости ведомого ротора

ческая диаграмма (штриховая линия). Индикаторные диаграммы $p_1 - \varphi_1$ и $p_1 - V_1$ построены для одного и того же рабочего режима. Из сопоставления видно, что основные фазы газораспределения насоса обеих индикаторных диаграмм хорошо согласуются между собой, а площади индикаторных диаграмм различаются незначительно.

Теоретическое создаваемое отношение давлений в полости ведущего ротора насоса для заданного газа есть величина постоянная, зависящая от параметра m и показателя n политропы процесса сжатия:

$$\tau_1 = \frac{p_c}{p_m} = \left(\frac{1 + K_0}{K_c} \right)^n.$$

Действительное создаваемое отношение давлений меньше теоретического в основном вследствие внутренних перетеканий газа:

$$\tau_{ид} \approx (0,4 \dots 0,6) \tau_1.$$

В этой формуле больший коэффициент относится к насосам с большой быстротой действия и высокой скоростью вращения роторов, в которых внутренние перетекания относительно малы.

Геометрическая быстрота действия представляет собой суммарный объем рабочего тела, переносимого без потерь роторами из полости всасывания в полость нагнетания за единицу времени.

При $Z_1 = Z_2 = Z$, $n_1 = n_2 = n$ и $R_1 = R_2 = R$ геометрическая быстрота действия (m^3/c)

$$S_r = S_{r1} + S_{r2} = (F_1 + F_2) ZnL = \pi R^2 (2 + 2m + m^2) \chi n L, \quad (3.38)$$

где S_{r1} , S_{r2} — геометрическая быстрота действия полостей соответственно ведущего и ведомого ротора, m^3/c ; n — частота вращения роторов, c^{-1} ; L — длина роторов, м; R — радиус начальных окружностей роторов, м.

При $Z_1 \neq Z_2$

$$\begin{aligned} S_r &= F_1 Z_1 n_1 L + F_2 Z_2 n_2 L = (F_1 + F_2) Z_1 n_1 L = \\ &= (\bar{F}_1 R_1^2 + \bar{F}_2 R_2^2) Z_1 n_1 L = \left(\bar{F}_1 + \bar{F}_2 \frac{Z_2^2}{Z_1^2} \right) R_1^2 Z_1 n_1 L = \\ &= \pi R_1^2 \left[(1 + m_1)^2 + \frac{Z_2^2}{Z_1^2} \right] \chi n_1 L = \\ &= 0,5 R_1^2 \left[(1 + m_1)^2 + \frac{Z_2^2}{Z_1^2} \right] \chi u_1 K_L \end{aligned} \quad (3.39)$$

или

$$S_r = C K_L R_1^2, \quad (3.40)$$

где $C = 0,5 \left[(1 + m_1)^2 + \frac{Z_2^2}{Z_1^2} \right] \chi u_1$; K_L — относительная длина ведущего ротора, $K_L = L/R_1$; m_1 — относительная высота выступа ведущего ротора, $m_1 = r_1/R_1$; n_1 — частота вращения ведущего ротора, c^{-1} , $n_1 = u_1/(2\pi R_1)$.

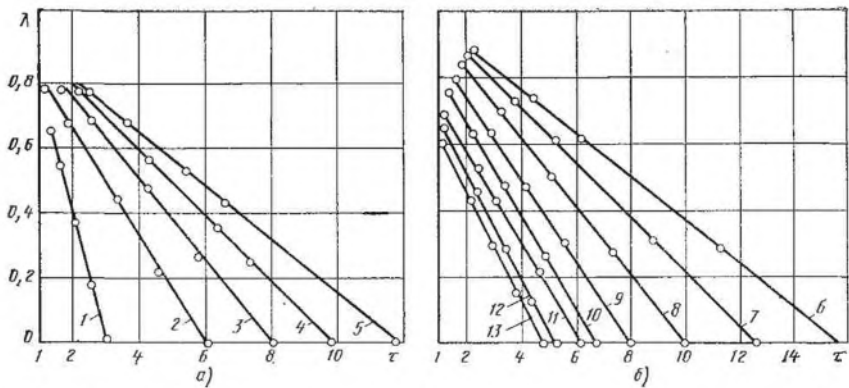


Рис. 93. Зависимость коэффициента λ откачки от отношения τ давлений:

a — при $p = 0,665$ кПа для различной частоты вращения роторов; *б* — при $n = 50$ с⁻¹ для различных давлений всасывания: 1 — $n = 16,7$ с⁻¹; 2 — $n = 33,5$ с⁻¹; 3 — $n = 50$ с⁻¹; 4 — $n = 66,7$ с⁻¹; 5 — $n = 83$ с⁻¹; 6 — $p = 0,0665$ кПа; 7 — $p = 0,133$ кПа; 8 — $p = 0,266$ кПа; 9 — $p = 0,665$ кПа; 10 — $p = 1,33$ кПа; 11 — $p = 2,86$ кПа; 12 — $p = 6,65$ кПа; 13 — $p = 13,3$ кПа

При выборе допустимой окружной скорости u_1 роторов на начальном диаметре исходят из получения наибольшего коэффициента откачки при наименьшей потребляемой мощности. Увеличение окружной скорости снижает относительное перетекание газа, но увеличивает гидравлические потери и шум при работе. Кроме того, увеличение окружной скорости приводит к повышению механических потерь и сокращению срока службы насоса, а также предъявляет более жесткие требования к работоспособности и надежности синхронизирующих шестерен, подшипников, роторов и уплотнений. Допустимая окружная скорость зависит от отношения давлений, рода откачиваемого газа, зазоров, типа профиля и других факторов. При выборе окружной скорости пользуются экспериментальными данными однотипных вакуумных насосов. Обычно окружную скорость задают в пределах $u_1 = 30 \dots 50$ м/с. Большие окружные скорости относятся к насосам с меньшей быстротой действия и относительно большими зазорами. Окружная скорость роторов на окружности выступов ведущего ротора (м/с)

$$u_1' = u_1(1 + m_1).$$

Действительная быстрота действия насоса меньше геометрической вследствие объемных потерь на всасывании, которые определяются коэффициентом λ откачки. Действительная быстрота действия (м³/с)

$$S = \lambda S_{\Gamma}.$$

Наиболее существенные потери быстроты действия насоса возникают вследствие внутреннего перетекания газа, а также наличия перевального объема. Коэффициент откачки

$$\lambda = \lambda_{\text{др}} \lambda_{\text{т}} - \lambda_0' - \lambda_{\text{п}}' - \lambda_{\text{н}}',$$

где $\lambda_{др}$ — коэффициент дросселирования; $\lambda_{т}$ — коэффициент подогрева; λ'_0 — относительные потери быстроты действия, обусловленные обратным расширением газа; $\lambda'_п$ и $\lambda'_н$ — относительные потери, обусловленные внутренними перетеканиями, переносом газа в изолированном объеме и внешними натеканиями атмосферного воздуха.

Потери на дросселирование и подогрев газа в насосах относительно невелики, и поэтому они мало влияют на коэффициент откачки. Обычно $\lambda_{др} = 0,95 \dots 0,96$ и $\lambda_{т} = 0,94 \dots 0,97$. Потери от внутренних перетеканий газа, обратного расширения и потери от переноса газа в перевальном объеме определяют по методике, изложенной в п. 3.1.

Для приближенных расчетов принимают коэффициент откачки $\lambda = 0,60 \dots 0,80$. Наибольший коэффициент λ следует выбирать для вакуумных насосов большой быстроты действия, а также насосов с большой окружной скоростью роторов.

На рис. 93 и 94 приведены откачные характеристики экспериментального насоса с частичным внутренним сжатием, имеющего следующие основные технические данные: $R_1 = R_2 = 65$ мм; $L = 260$ мм; $t = 0,6$; $Z_1 = Z_2 = 2$. Тип профиля выступа ведущего ротора — симметричный циклоидально-круговой. Охлаждение корпуса водяное. Испытания проводились на воздухе.

Зависимость коэффициента λ откачки от отношения τ давлений для различной частоты вращения роторов представляет собой практически прямую линию (рис. 93, а). С ростом частоты вращения роторов наклон характеристик $\lambda - \tau$ уменьшается, что объясняется снижением относительных внутренних перетеканий газа. Характер данных зависимостей сохраняется и при других давлениях всасывания.

Влияние изменения давления всасывания на откачную характеристику насоса $\lambda - \tau$ представлено на рис. 93, б. При постоянном давлении всасывания коэффициент откачки возрастает с уменьшением отношения давлений практически по линейному закону, что в основном объясняется снижением абсолютных внутренних перетеканий. С уменьшением давления всасывания характер течения газа через зазоры изменяется, причем проводимость зазоров уменьшается, что приводит к снижению внутренних перетеканий газа и увеличению коэффициента откачки. При изменении режима работы насоса (давления всасывания, частоты вращения роторов, режима охлаждения и др.) рабочие зазоры не остаются

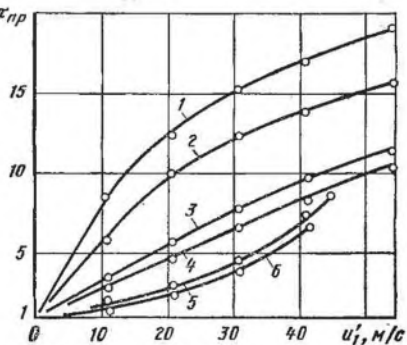


Рис. 94. Зависимость предельного отношения $\tau_{пр}$ давлений от окружной скорости u_1' ведущего ротора на окружности выступов для различных давлений всасывания:

- 1 — $p = 0,0665$ кПа; 2 — $p = 0,133$ кПа;
 3 — $p = 0,665$ кПа; 4 — $p = 1,33$ кПа;
 5 — $p = 6,65$ кПа; 6 — $p = 13,3$ кПа

постоянными, так как изменяется температура роторов и корпуса. Зависимости предельного отношения $\tau_{\text{пр}}$ давлений от окружной скорости ведущего ротора u_1' на окружности выступов приведены для различных рабочих условий на рис. 94. При давлении всасывания выше 0,0665 кПа с ростом окружной скорости $\tau_{\text{пр}}$ и, следовательно, λ увеличиваются, причем тем значительнее, чем выше давление всасывания. Так, например, при $p = 0,133$ кПа и окружной скорости $u_1' = 10, 30$ и 50 м/с соответственно $\tau_{\text{пр}} = 5, 12$ и 15 . Большое влияние на коэффициент откачки оказывает режим течения газа через щели, определяемый в значительной степени давлениями всасывания и нагнетания. Если при работе насоса в вакуумном режиме при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ $\tau_{\text{пр}} = 8$ (рис. 93, кривая 3 — $p = 0,665$ кПа и $p_{\text{н}} = 5,32$ кПа), то при работе насоса с той же частотой вращения роторов в эксгаустерном режиме (с нагнетанием в атмосферу) $\tau_{\text{пр}} = 3,5$ $p = 28,6$ кПа и $p_{\text{н}} = 100$ кПа).

3.2.3. Основные конструктивные соотношения. Методика определения основных размеров насоса

Основные показатели насоса зависят в большой степени от параметра m , относительной длины K_L роторов, числа выступов и впадин, а также от способа их профилирования.

Увеличение параметра m приводит к компактности насоса вследствие возрастания коэффициента χ использования поперечного сечения впадин роторов. С ростом относительной высоты выступа ведущего ротора повышается коэффициент откачки насоса, так как уменьшается отношение периметра зазоров к объему рабочей полости. При большой относительной глубине впадины ведомого ротора уменьшается его момент инерции, что снижает инерционную нагрузку на синхронизирующие шестерни при изменении окружной скорости роторов.

Однако увеличение параметра m ограничено прежде всего снижением создаваемого отношения давлений в полости ведущего ротора, особенно с возрастанием числа выступов ведущего ротора. Отрицательно влияет рост параметра и на экономичность работы насоса, так как существенно возрастает относительное количество газа, всасываемого в полости ведомого ротора и не подвергаемого внутреннему сжатию (возрастает коэффициент K внешнего сжатия). Увеличение параметра m ограничено подрезом вала ведомого ротора, диаметр которого определяется из условий обеспечения достаточной жесткости ротора. Кроме того, при относительно большой глубине впадины снижается прочность и жесткость центральной части ведомого ротора. Так, при числе впадин $Z_2 = 3$ и 4 происходит полное подрезание впадин ведомого ротора, при этом параметр m соответственно равен $m = 0,867$ и $0,707$. Следовательно, параметр m следует выбирать в пределах $0,5 \dots 0,7$ (0,8); большие значения следует принимать для получе-

ния компактности и малой металлоемкости, а также при меньшем внутреннем отношении давлений и меньшем числе выступов и впадин роторов.

С увеличением длины роторов возрастает геометрическая быстрота действия насоса, но одновременно с этим растет расстояние между подшипниками валов, что делает роторы менее жесткими и технологичными. При очень длинных роторах появляется опасность крутильных колебаний и, кроме того, возникает необходимость в больших торцовых зазорах. Уменьшение длины роторов при сохранении геометрической быстроты действия насоса приводит к уменьшению их прогиба и увеличению диаметра роторов, т. е. к уменьшению гидравлических потерь при всасывании и нагнетании и снижению быстротходности.

При малых значениях коэффициента K_L внутренние перетекания газа по торцам преобладают над радиальными и наоборот.

Расчетная схема внутренних перетеканий газа через радиальные и торцовые щели в ВНЧС показана на рис. 95. Условный периметр сечения торцовой щели отмечен штриховой линией. Суммарная площадь f сечений щелей складывается из площадей f_p сечений радиальных и f_T торцовых щелей (m^2):

$$f = f_p + f_T; f_p = (\delta_{p1} + \delta_{p2} + \delta_{p3}) L;$$

$$f_T = (\delta_{T1} + \delta_{T2}) (4R + r - 2d_B),$$

где d_B — диаметр вала, принимаемый равным диаметру впадин ведомого ротора, м, $d_B = 2(1 - m)R$.

Тогда

$$f_T = 5(\delta_{T1} + \delta_{T2}) mR.$$

Если в качестве первого приближения принять $\delta_{T1} \approx \delta_{T2} = \delta_T$ и $\delta_{p1} \approx \delta_{p2} \approx \delta_{p3} = \delta_p$, то $f = 3L\delta_p + 10mR\delta_T$.

В общем случае с учетом формулы (3.40) суммарная площадь сечения щелей

$$f = \delta_p \sqrt{\frac{S_T}{C}} \left(3K_L^{1/2} + 10m \frac{\delta_T}{\delta_p} K_L^{-1/2} \right).$$

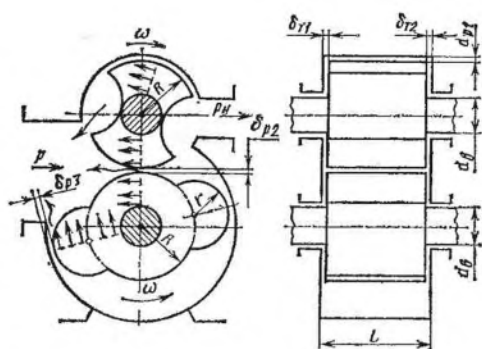


Рис. 95. Схема для определения внутренних перетеканий газа через радиальные и торцовые щели

С увеличением K_L первое слагаемое возрастает, а второе уменьшается, т. е. суммарная площадь сечений щелей имеет минимальное значение:

$$\frac{df}{dK_L} = \delta \sqrt{\frac{S_r}{C}} \left(\frac{3}{2} K_L^{-1/2} - 5 \frac{\delta_T}{\delta_p} K_L^{-3/2} \right) = 0.$$

Отсюда оптимальная относительная длина роторов

$$(K_L)_{\text{опт}} = \frac{10m}{3(\delta_p/\delta_T)}.$$

При $\delta_p = \delta_T$, $m = 0,6$ и $Z_1 = Z_2 = 2$ $(K_L)_{\text{опт}} = 2$.

Полученное из этого выражения значение $(K_L)_{\text{опт}}$ предполагает лишь равенство площадей сечений радиальных и торцовых щелей. В действительности радиальные и торцовые зазоры насоса обычно не равны, так же как и количество газа, перетекающего через щели различных форм. Однако для каждого конкретного случая может быть определена оптимальная длина роторов насоса и наибольшее значение коэффициента откачки.

Относительную длину роторов выбирают, исходя из конструктивных и технологических условий с учетом компоновки:

$$K_L = 1,8 \dots 5,0.$$

Принципиально возможно применение роторов с одинаковым и неодинаковым числом выступов и впадин. В последнем случае роторы должны иметь разные угловые скорости. С увеличением числа выступов ведущего ротора внутренние перетекания газа уменьшаются, так как в пространстве между нагнетанием и всасыванием находятся изолированные рабочие полости с относительно небольшим перепадом давлений.

Наиболее компактным из рассмотренных комбинаций чисел выступов и впадин роторов является вакуумный насос со схемой $(3 + 2)$. Однако в конструктивном отношении эта схема мало пригодна вследствие большого различия наружных диаметров роторов и их жесткости. Схемы $(2 + 2)$ и $(3 + 3)$ имеют практически одинаковые значения коэффициента использования поперечного сечения роторов. В схеме $(2 + 3)$ значение этого коэффициента меньше. Но существенное преимущество данной схемы как с технологической, так и с конструктивной точек зрения состоит в том, что наружные диаметры роторов могут быть одинаковыми. При этом между относительной высотой выступа ведущего ротора $m_1 = r_1/R_1$ и относительной высотой головки ведомого ротора с двусторонним профилем $m_2 = r_0/R_1$ имеется зависимость $m_1 = 0,5 + m_2$. Принимая приемлемое значение $m_2 = 0,03 \dots 0,06$, находят $m_1 = 0,53 \dots 0,56$. Однако в этом случае коэффициент χ использования полезного сечения впадин роторов составляет всего лишь $0,30 \dots 0,31$.

С увеличением суммарного числа выступов и впадин роторов увеличивается равномерность откачивания газа и уменьшается

его пульсация, но вместе с тем возрастает трудоемкость изготовления роторов. Увеличение числа выступов и впадин роторов ограничено снижением создаваемого отношения давлений и экономичности работы насоса вследствие повышения относительной быстроты действия полостей ведомого ротора.

Соотношение выступов и впадин роторов и их числа влияют на технико-экономические показатели насоса, технологические и другие факторы, и поэтому их можно выбирать, исходя из конкретных условий. Наиболее предпочтительными схемами насоса являются: $2 + 2$, $2 + 3$, $3 + 3$.

По заданной теоретической скорости действия насоса и выбранным значениям m_1 , Z_2/Z_1 , χ , K_L , u_1 (или n_1) определяют радиус начальной окружности ведущего ротора (m) из уравнений (3.38) или (3.39):

$$R_1 = \sqrt[3]{\frac{S_r}{\pi [(1 + m_1)^2 + Z_2^2/Z_1^2] \chi n_1 K_L}}$$

или

$$R_1 = \sqrt{\frac{2S_r}{[(1 + m_1)^2 + Z_2^2/Z_1^2] \chi u_1 K_L}}. \quad (3.41)$$

Радиус начальной окружности ведомого ротора (m) $R_2 = R_1 Z_2/Z_1$; радиус окружности выступов ведущего ротора (m) $r = m_1 R_1$; радиус внешней окружности выступов ведущего ротора (m) $r_1 = R_1 + r$; радиус внутренней окружности впадин ведомого ротора (m) $r_{20} = R_2 - r$. Длина роторов (m) $L = K_L R_1$. Межцентровое расстояние (m) $A = R_1 + R_2 = R_1 (1 + Z_2/Z_1)$.

3.2.4. Определение потребляемой мощности

Общая индикаторная мощность насоса равна сумме индикаторных мощностей полости ведущего и ведомого роторов (Вт):

$$N_i = N_{i1} + N_{i2} = p_{i1} S_{r1} + p_{i2} S_{r2},$$

где N_{i1} — индикаторная мощность полостей ведущего ротора, Вт; N_{i2} — то же, ведомого ротора, Вт; p_{i1} — среднее индикаторное давление полостей ведущего ротора, Па; p_{i2} — то же, ведомого ротора, Па.

Следовательно,

$$N_i = (p_{i1} + K p_{i2}) S_{r1} = p_i S_{r1} = p_i \frac{S_r}{K + 1}, \quad (3.42)$$

где p_i — суммарное среднее индикаторное давление, Па,

$$p_i = p_{i1} + K p_{i2}. \quad (3.43)$$

Среднее индикаторное давление для полости ведущего ротора численно равно площади упрощенной индикаторной диаграммы 1—2—3—b—4—5—6—7—8—a (рис. 89, в) (Па):

$$p_{i1} = p_m - p + \frac{n}{n-1} p_m (1 + K_0) \left[\left(\frac{p_c}{p_m} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] +$$

$$+ (p_H - p_c) K_c - (p_H - p_m) K_0; \quad (3.44)$$

$$p_{i1} = A_1 p_m + B_1 p_H,$$

где $A = \frac{n}{(n-1)\alpha} (\tau_1^{(n-1)/n} - 1) - \tau_1 K_c;$

$$B_1 = K_c; \quad \tau_1 = \frac{p_c}{p_m} = \left(\frac{1 + K_0}{K_c} \right)^n = \text{const.}$$

Как видно из этого уравнения, при постоянном давлении нагнетания p_H среднее индикаторное давление p_{i1} изменяется по линейному закону.

Среднее индикаторное давление для полости ведомого ротора (Па)

$$p_{i2} = p_H - p = (p_H - p_m)/\alpha. \quad (3.45)$$

Суммарное среднее индикаторное давление (Па)

$$p_i = \left(A_1 - \frac{K}{\alpha} \right) p_m + \left(B_1 + \frac{K}{\alpha} \right) p_H.$$

На рис. 96 представлена зависимость суммарного среднего индикаторного давления p_i (сплошные линии) и среднего индикаторного давления полости ведомого ротора p_{i2} (штриховая линия) в функции давления всасывания для различных параметров m при $Z_1 = Z_2 = 2$.

$$\frac{p_i}{p_H} = \left(A_1 - \frac{K}{\alpha} \right) \left(\frac{\alpha}{\tau} + \beta \right) + B_1 + \frac{K}{\alpha},$$

где τ — отношение давления нагнетания к давлению всасывания, $\tau = p_H/p$.

Таким образом, зависимость суммарного среднего индикаторного давления p_i насоса в функции давления p всасывания представляет прямую линию, причем угол наклона к оси абсцисс ψ возрастает с уменьшением параметра m : $\text{tg } \psi = (A_1 - K/\alpha) \alpha$. Это объясняется преобладанием работы политропического сжатия в полости ведущего ротора над работой внешнего сжатия в полости ведомого ротора, а при $Z_1 = Z_2 = 2$ и $m = 0,721$ среднее индикаторное давление постоянно $p_i/p_H = 0,77$ и не зависит от давления всасывания (линия 4).

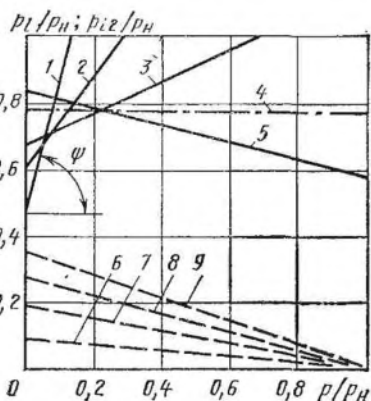
Мощность насоса (Вт)

$$N_e = N_i/\eta_{\text{мех}},$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД, принимаем по экспериментальным данным $\eta_{\text{мех}} \approx 0,75 \dots 0,85$.

Рис. 96. Зависимость среднего индикаторного давления p_i насоса (сплошные линии) и среднего индикаторного давления p_{i2} полости ведомого ротора (штриховые линии) от давления всасывания для различных параметров:

1 и 6 — $m = 0,2$; 2 и 7 — $m = 0,4$; 3 и 8 — $m = 0,6$; 4 — $m = 0,721$; 5 и 9 — $m = 0,8$



Мощность приводного двигателя определяют по максимально эффективной мощности насоса $N_{дв} \approx N_{e \max}$.

На рис. 97 показано влияние давления всасывания на потребляемую эффективную мощность N_e и температуру T_p роторов. Характер обеих зависимостей одинаковый. При низких давлениях ($p < 266$ Па) температура роторов пропорциональна в основном механическим потерям насоса, так как теплота, эквивалентная работе сжатия, не оказывает существенного влияния. При этом температура роторов на 10 ... 25 °С выше температуры газа на нагнетании. С ростом частоты вращения роторов температура их увеличивается и может быть определена по эмпирической формуле (°С) $t_p \approx 10,8 \sqrt{n}$, где n — частота вращения ротора, s^{-1} .

С повышением давления всасывания температура роторов существенно зависит от теплоты, выделяющейся при сжатии газа. Температуру роторов можно с достаточной точностью определить на основе экспериментальных данных в зависимости от температуры газа на всасывании и нагнетании по эмпирической формуле (°С)

$$t_p \approx (0,58 \dots 0,68) (t + t_H),$$

где t, t_H — температура газа соответственно на всасывании и нагнетании, °С (большие значения относятся к меньшему отношению давлений), приближенно $t_p \approx$

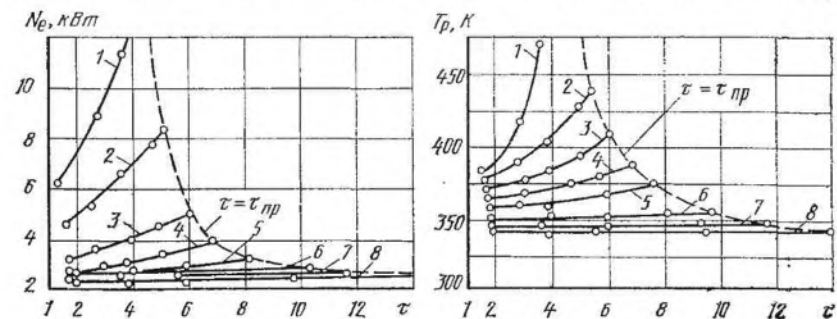
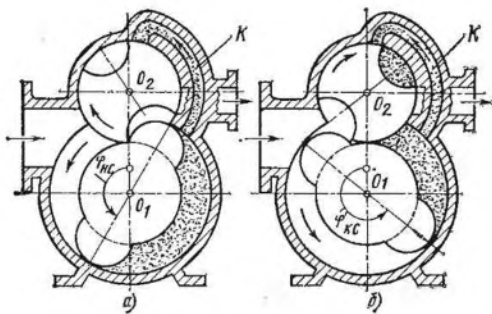


Рис. 97. Зависимость эффективной мощности N_e и температуры T_p роторов от отношения τ давлений для различных давлений всасывания:

1 — $p = 0,0665$ кПа; 2 — $p = 0,133$ кПа; 3 — $p = 0,266$ кПа; 4 — $p = 0,665$ кПа; 5 — $p = 1,33$ кПа; 6 — $p = 2,66$ кПа; 7 — $p = 6,65$ кПа; 8 — $p = 13,3$ кПа

Рис. 98. Конструктивная схема насоса с перепускным каналом, расположенным в корпусе:

a — начало совместного сжатия газа в рабочих полостях насоса; *b* — конец совместного сжатия газа в рабочих полостях насоса



$\approx t_{\text{н}}$ — (15 ... 30)°, где меньшие значения относятся к меньшей температуре нагнетания.

Повышение температуры сжимаемого газа при $t = 15 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ обычно не

превышает 160 °С в насосе с охлаждаемыми корпусом и роторами. Для повышения экономичности работы насоса рабочие полости обоих роторов целесообразно объединить в одну единую полость, в которой происходит процесс совместного сжатия газа. Принципиально объединение рабочих полостей можно осуществить двумя способами: с помощью неподвижных каналов, расположенных в корпусе или торцовых крышках насоса, и с помощью канала, выполненного непосредственно на поверхности роторов.

Объединение рабочих полостей насоса с помощью канала, расположенного в корпусе. В начальный момент сжатия газа полость ведомого ротора подключается на определенное время к полости ведущего ротора с помощью специального соединительного канала *K* (рис. 98, *a*). При вращении роторов часть газа из полости ведущего ротора по соединительному каналу перейдет в полость ведомого ротора. В результате этого линия процесса совместного сжатия газа пройдет более полого, а площадь индикаторной диаграммы рабочей полости ведущего ротора уменьшится. Следовательно, при совместном сжатии газа будут снижаться потребляемая мощность и давление внутреннего сжатия. Кроме того, совместное сжатие благоприятно сказывается и на снижении шума, создаваемого при работе насоса, так как уменьшается разность давлений между рабочими полостями роторов и нагнетательным патрубком в начальный момент процесса нагнетания. Эффективность совместного сжатия газа в обеих рабочих полостях насоса будет возрастать с увеличением относительного объема полости ведомого ротора, относительной продолжительности совместного сжатия и давления нагнетания.

Продолжительность совместного сжатия составляла 60 % общей продолжительности внутреннего сжатия в полости ведущего ротора ($\Delta\varphi_1 \approx 70^\circ$). При частоте вращения роторов 20 ... 22 с⁻¹ удельная эффективная мощность снижалась на 15 %, а быстрота действия насоса возрастала на 4,5 %. Изменения предельного остаточного давления практически не наблюдалось.

При снижении частоты вращения роторов ($n < 20 \text{ с}^{-1}$) продолжительность совместного сжатия газа возрастает, но одновременно с этим увеличивается внутреннее перетекание газа и,

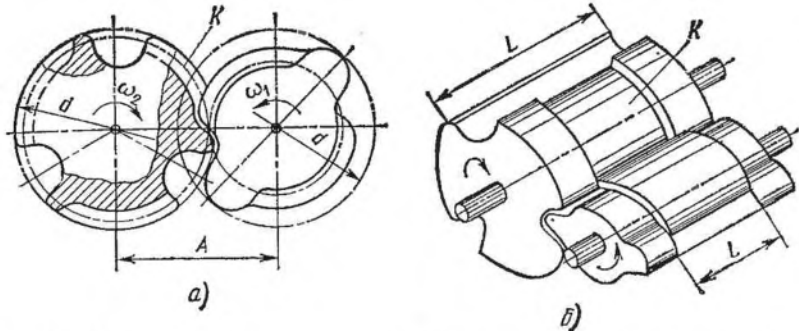


Рис. 99. Конструктивная схема двухроторного насоса с перепускным каналом, расположенным на поверхности ведомого ротора

следовательно, эффективность совместного сжатия невелика. С увеличением частоты вращения роторов ($n > 22 \text{ с}^{-1}$) эффективность совместного сжатия газа также уменьшается, так как продолжительность объединения двух рабочих полостей насоса в одну полость сокращается и составляет менее 9 мс.

Объединение рабочих полостей с помощью канала, расположенного на поверхности ведомого ротора (рис. 99). На ведомом роторе, имеющем прямые зубья и впадины, выполнены каналы K , закрытые с обоих торцов кромками, а с передней стороны — кромкой зуба. Ведущий ротор имеет прямые зубья, форма которых удовлетворяет требованиям основного закона зацепления. На зубьях выполнены ответные под каналы выступы, высота которых равна глубине каналов. Такое конструктивное решение позволило осуществить полное внутреннее сжатие газа и повысить энергетические показатели насоса.

Окна нагнетания выполнены на торцовых поверхностях крышек корпуса. Синхронизирующие шестерни обеспечивают зазор между роторами в процессе вращения, не допуская их взаимного касания. Вначале сжатие газа происходит только во впадине ведущего ротора. Затем уравнительный канал на ведомом роторе открывается в полость впадины ведущего ротора и давления в полости впадины ведущего и ведомого роторов выравниваются. При дальнейшем вращении роторов суммарный объем впадин уменьшается, т. е. происходит совместное сжатие. Сжатие газа заканчивается в тот момент, когда щека зуба ведомого ротора начинает открывать нагнетательное окно. Процесс нагнетания заканчивается при таком положении роторов, когда передняя кромка зуба ведомого ротора перекрывает нагнетательное окно.

К одному из недостатков данного типа вакуумных насосов следует отнести относительно малую длину роторов $K_L = 0,42 \dots 1,6$, обусловленную ограниченной площадью нагнетательных окон, расположенных лишь только в торцовых крышках корпуса. Это объясняется тем, что с увеличением длины роторов при дан-

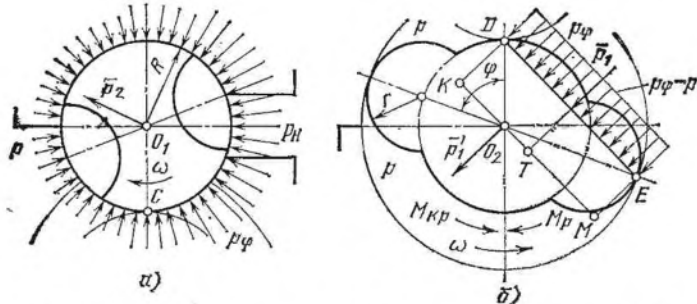


Рис. 100. Силы и моменты, действующие на роторы ВНС:
 а — ведомый ротор; б — ведущий ротор

ной окружной скорости их вращения возрастает прямо пропорционально скорости газа в нагнетательных окнах. Ширину уравнительного канала (рис. 99, б) выбирают в пределах $0,88L > l > 0,4L$. При этом потери на выравнивание давлений в полостях впадин ведущего и ведомого роторов составляют около 1 %.

На прямозубые роторы насосов, вращающиеся с равномерной окружной скоростью, кроме массовых сил и сил трения, действуют радиальные и осевые силы, а также крутящие и изгибающие моменты. Радиальные силы возникают вследствие неодинакового давления газа на отдельные участки профильной поверхности роторов. Осевые силы, действующие на роторы, появляются только при работе насоса с косозубыми синхронизирующими шестернями, так как осевая сила от сил давления газа равна нулю.

На профильные поверхности ведомого ротора в общем случае действуют силы со стороны давления p всасывания, p_n нагнетания, непрерывно меняющегося давления p_ϕ сжимаемого газа со стороны полости ведущего ротора, а также давления газа, находящегося в радиальном зазоре между ротором и цилиндром (рис. 100, а). Давление газа на поверхность впадины ведомого ротора равно давлению газа на соответствующую поверхность внешнего цилиндра, диаметр которого равен наружному диаметру ведомого ротора. Суммарная газовая сила \bar{P}_2 , действующая на ведомый ротор, является радиальной силой и равна векторной сумме отдельных составляющих газовых усилий, проходящих через центр ведомого ротора. Следовательно, теоретически ведомый ротор для своего вращения не требует подвода механической энергии. А это означает, что синхронизирующая передача не передает крутящего момента, т. е. полностью разгружена. В действительности необходимую энергию для преодоления крутящего момента сопротивления вращению ведомый ротор получает от ведущего ротора через шестерни связи, но эта энергия составляет около 5 % энергии, подводимой к ведущему ротору насоса.

Переменный характер давлений, действующих на профильные поверхности ведомого ротора, и вращение самого ротора приводит к изменению величины и направления суммарной силы \bar{P}_2 .

На профильные поверхности ведущего ротора, повернутого на угол φ (рис. 100, б), действуют навстречу одна другой две газовые силы с разных сторон: давления p всасывания и давления p_φ . Суммарную газовую силу определяют как произведение разности этих давлений на прямоугольную поверхность со сторонами DE и длину L роторов:

$$\bar{P}_1 = (p_\varphi - p) DE \cdot L.$$

В общем случае до начала сжатия давление газа в изолированной рабочей полости ведущего ротора, в которой происходит перемещение рабочего тела без сжатия, отличается от давления всасывания. Если при этом приток газа в рабочую полость будет преобладать над утечкой, то давление в полости будет несколько выше давления всасывания (линия 3—4 на рис. 90). В этом случае суммарная газовая сила, действующая на ведущий ротор, будет определяться не алгебраической, а векторной суммой, т. е. так же, как и для ведомого ротора. Однако это повышение давления весьма незначительно и им можно пренебречь.

Суммарная газовая сила \bar{P}_1 приводится к равнодействующей радиальной силе \bar{P}'_1 и к реактивному моменту (Н·м)

$$M_p = -M_{кр} = \bar{P}_1 O_2 T = (p_\varphi - p) DE \cdot O_2 T \cdot L,$$

где $O_2 T$ — плечо силы \bar{P}_1 , м; $M_{кр}$ — крутящий момент, Н·м.

Размеры отрезков DE и $O_2 T$ зависят от размеров насоса, параметра m и угла φ поворота ротора. Произведение

$$\begin{aligned} DE \cdot O_2 T &= (MO_2 + KO_2)(MO_2 - MT) = \\ &= (MO_2 + KO_2)(MO_2 - 0,5MK) = \\ &= 0,5(MO_2 + KO_2)(MO_2 - KO_2) = 0,5(MO_2^2 - KO_2^2) = \\ &= 0,5(EO_2^2 - DO_2^2) = 0,5[(R+r)^2 - R^2] = 0,5m(2+m)\dot{R}^2. \end{aligned}$$

Таким образом, при выбранном параметре m произведение $DE \cdot O_2 T$ постоянно и не зависит от угла поворота ротора (линия AB на рис. 101). В этом случае линия зацепления роторов находится соответственно в точках D и C (см. рис. 100). При входе выступа

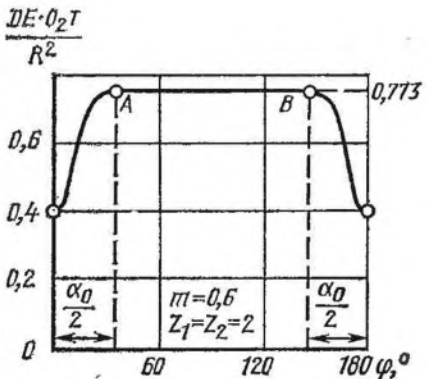


Рис. 100. Зависимость произведения $DE \cdot O_2 T$ от угла φ поворота ротора

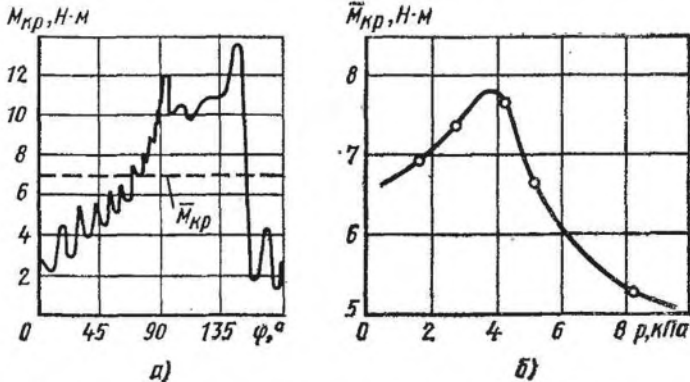


Рис. 102. Крутящий момент на ведущем валу насоса ($n = 49 \text{ с}^{-1}$; $m = 0,6$; $Z_1 = Z_2 = 2$):

а — зависимость крутящего момента $M_{кр}$ от угла поворота ведущего ротора; б — зависимость среднего крутящего момента $M_{кр}$ от давления p всасывания

ведущего ротора во впадину ведомого ротора линия зацепления будет перемещаться по эпициклоидному участку профиля ведущего ротора (см. ниже) и, следовательно, произведение $DE \cdot O_2T$ будет изменяться при углах поворота ротора от 0 до $\varphi = \alpha_0/2$ и от $180^\circ - \alpha_0/2$ до 180° (см. рис. 101). При $m = 0,6$ угол $\alpha_0/2 = 34^\circ 55'$.

В качестве примера на рис. 102, а дана экспериментальная зависимость крутящего момента $M_{кр}$ в функции угла поворота ведущего ротора насоса при частоте вращения $n = 49 \text{ с}^{-1}$, $m = 0,6$ и $Z_1 = Z_2 = 2$. Волнообразный характер этой зависимости объясняется колебательным процессом сжатия газа в рабочей полости ведущего ротора. На тот же график нанесена линия постоянного крутящего момента $M_{кр}$. Как видно из рис. 102, б, средний крутящий момент $M_{кр}$ имеет максимум при отношении давлений $\tau \approx 4$, что хорошо согласуется с характером процесса сжатия газа в рабочей полости ведущего ротора.

3.2.5. Профилирование выступов и впадин роторов

Сопряженные профили выступов и впадин роторов насоса должны отвечать основному закону зацепления. Для обеспечения герметичности рабочих полостей профили должны образовывать неразрывную линию зацепления. Тип профиля выступов и впадин оказывает решающее влияние на технологичность, экономические показатели, а также на массу и размеры. Для современных насосов находит применение симметричный круговой и асимметричный профили. Симметричный круговой профиль имеет наиболее короткую линию зацепления и отличается технологичностью, так как роторы прямые. Асимметричные профили имеют большую герметичность рабочих полостей.

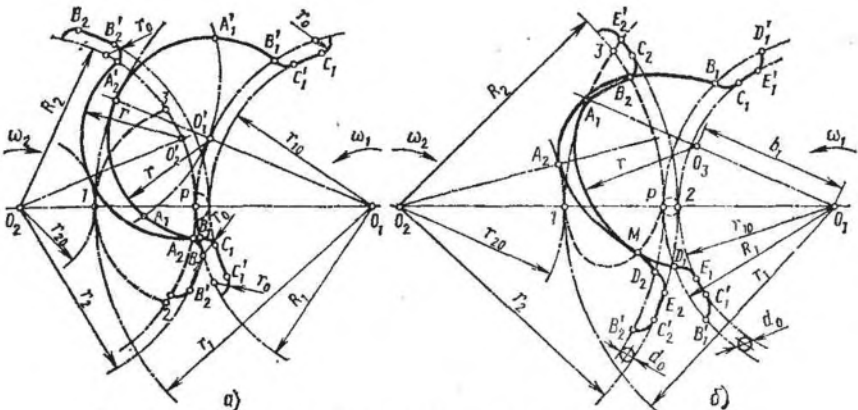


Рис. 103. Профилирование выступов и впадин роторов насоса:
 а — симметричный циклоидально-круговой профиль; б — асимметричный профиль

Теоретические (безззорные) круговые профили выступов и впадин роторов представлены на рис. 103, а.

Ведущий ротор: A_1A_1' — дуга окружности радиусом r , центр O_2' которой лежит на начальной окружности радиусом R_1 ; A_1B_1 ($A_1'B_1'$) — нормальная эпициклоида, образованная точкой A_2 (A_2') начальной окружности ведомого ротора при качении ее без скольжения по начальной окружности ведущего ротора; B_1C_1 ($B_1'C_1'$) — дуга окружности радиусом r_0 , центр которой лежит на начальной окружности радиусом R_1 ; C_1C_1' ($C_1'C_1'$) — дуга окружности радиусом $r_{10} = R_1 - r_0$.

Ведомый ротор: A_2A_2' — дуга окружности радиусом r , центр O_2' которой лежит на начальной окружности радиусом R_2 ; A_2B_2 ($A_2'B_2'$) — дуга окружности радиусом r_0 , центр которой лежит на начальной окружности радиусом R_2 ; B_2B_2' ($B_2'B_2'$) — дуга окружности радиусом $r_2 = R_2 + r_0$.

Линия зацепления состоит из трех окружностей: $1-2-P \dots P-3-1$ (штриховая линия). Точки в этой записи означают нарушение нормального зацепления (разрывы) во время прохождения участков фаски и галтели роторов. Участок $3-1-2$ — дуга окружности радиусом r , участок $2-P-3$ — дуга окружности радиусом R_2 , участок вблизи точки P очерчивается дугой окружности радиусом r_0 .

Практически применяют двусторонние профили. Относительную высоту головки выступа ведомого ротора, отнесенную к радиусу начальной окружности, выбирают возможно меньшей из технологических соображений, и она колеблется в пределах $r_0/R_1 \approx 0,03 \dots 0,06$.

Теоретический асимметричный профиль показан на рис. 103, б.

Ведущий ротор: A_1D_1 — дуга окружности радиусом r , центр O_3 которой лежит внутри начальной окружности радиусом R_1 на расстоянии b_1 от центра ротора; D_1E_1 — гипоциклоида, образован-

ная точкой окружности, диаметром $d_0 = R_1 - r_{10}$, катящейся без скольжения по внутренней стороне начальной окружности ведущего ротора; E_1C_1 — дуга окружности радиусом r_{10} ; A_1B_1 — нормальная эпициклоида, образованная точкой B_2 начальной окружности ведомого ротора при качении ее без скольжения по начальной окружности ведущего ротора; B_1C_1 — см. участок D_1E_1 ; C_1E_1 — см. участок E_1C_1 .

Ведомый ротор: A_2D_2 — участок профиля, сопряженный с дугой окружности A_1D_1 профиля выступа ведущего ротора; D_2E_2 — нормальная эпициклоида, образованная точкой окружности диаметром $d_0 = r_2 - R_2$, катящейся без скольжения по наружной стороне начальной окружности ведомого ротора; E_2C_2 — дуга окружности радиуса r_2 ; A_2B_2 — удлиненная эпициклоида, образованная точкой A_1 наружной окружности ведущего ротора при качении ее по начальной окружности ведомого ротора; B_2C_2 — см. участок D_2E_2 ; C_2E_2 — см. участок E_2C_2 .

Линия зацепления $1-M-P-2-P-3-1$ (штриховая линия на рис. 103, б). Участок $1-3$ — дуга окружности радиусом r_1 , а участок $P-3$ — дуга окружности радиусом R_2 .

Действительные профили выступов и впадин роторов насосов отличаются от теоретических наличием минимальных безопасных эксплуатационных зазоров между роторами и между роторами и корпусом. Необходимые зазоры образуются в результате уменьшения размеров теоретического исходного профиля. По данным И. А. Сакуна, методы назначения рабочих зазоров различны: уменьшение размеров обоих роторов при изготовлении их профильных поверхностей, увеличение межосевого расстояния, сочетание некоторого уменьшения размеров роторов и увеличение межосевого расстояния; уменьшение теоретического профиля ведомого ротора при номинальном межосевом расстоянии [4]. В последнем случае действительный боковой профиль выступов ведущего ротора совпадает с теоретическим, галтель у впадины выступа ведущего ротора описывается гипоциклоидой, а впадины — дугой окружности.

Рабочие зазоры зависят от геометрических размеров деталей насоса, теплового режима, физических свойств материала корпуса и роторов, а также точности изготовления и деформации основных деталей насоса под действием нагрузок. Монтажные зазоры (m) для водоохлаждаемого корпуса с температурной разностью $T_p - T_k \approx 120 \dots 150$ К, стальных роторов и чугунного корпуса выбирают в пределах: суммарный торцевой зазор $\sum \delta_r \approx \approx (0,004 \dots 0,006) L$; радиальный зазор $\delta_p \approx (0,0008 \dots 0,0015) R$.

3.2.6. Конструкции насосов. Рекомендации по их проектированию и эксплуатации

В корпусе 1 (рис. 104) двухступенчатого экспериментального насоса ВНЧС-2 с частичным внутренним сжатием расположены две изолированные между собой ступени сжатия с одинаковыми

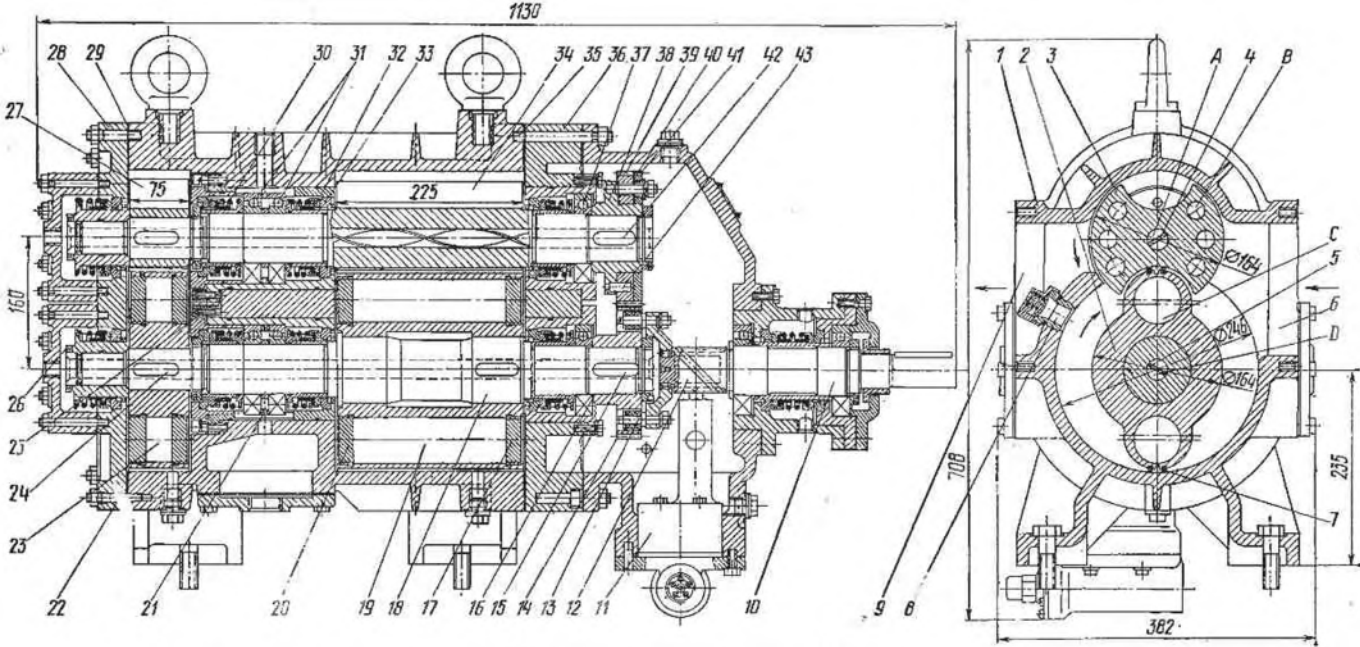


Рис. 104. Двухступенчатый экспериментальный вакуумный насос ВНС-2 с частичным внутренним сжатием

профилями и поперечными размерами роторов, но различной длины. Меньшая по длине роторов вторая ступень расположена консольно. Корпус, отлитый из чугуна, имеет внутреннюю поперечную перегородку между ступенями сжатия. Внутри корпуса выполнены две цилиндрические расточки разного диаметра под ведущий 2 и ведомый 3 роторы. Всасывающее окно 6 расположено в месте расточек корпуса, а нагнетательное 9 — только на цилиндрической поверхности ведомого ротора. Снаружи корпуса имеются продольно-поперечные ребра жесткости и штуцера для подвода и отвода масла к внутренним подшипникам. На цилиндрической расточке под ведущий ротор со стороны нагнетания расположены самодействующие нагнетательные клапаны 8.

С торцов корпус закрыт крышками 28 и 36. Между корпусом и крышками находятся уплотнительные прокладки 29 и 35, предотвращающие натекание воздуха из атмосферы и обеспечивающие необходимый торцовый зазор. Положение торцовых крышек относительно корпуса фиксируется установочными коническими штифтами 22.

Ведущий ротор 19 первой ступени изготовлен из стальной поковки и напрессован на вал 18, а укороченный ротор 23 второй ступени закреплен на валу с помощью шпонки 24 и гайки 26 и может быть снят с вала при сборке и разборке насоса. Ведущий ротор имеет два прямозубых цилиндрических выступа. Профиль выступа циклоидально-круговой. Для снижения внутренних потерь сжимаемого газа между ротором и корпусом вершины выступов протачиваются с образованием кольцевого зазора при вершине. Вдоль образующей поверхности в вершину выступа запрессованы две фторопластовые полоски 7, прирабатывающиеся в процессе работы. Для уменьшения момента инерции и массы роторов в выступах сделаны сверления С, закрытые резьбовыми крышками 17 и 20.

Ведомый ротор 34 первой ступени изготовлен как одно целое с валом, а укороченный ротор 27 второй ступени закреплен на валу аналогично ведущему ротору. Ведомый ротор имеет форму цилиндра с двумя цилиндрическими впадинами, центры которых находятся на начальной окружности. Острые кромки ведомого ротора округлены фасками. В валах ведущего и ведомого роторов имеются центральные отверстия А и D для подачи охлаждающего масла. Для повышения коэффициента теплоотдачи в отверстия вставлены турбулизаторы 4 и 5. Чтобы облегчить ведомый ротор, просверлены отверстия В. Профильные поверхности выступов и впадин роторов первой и второй ступеней обрабатывают в сборе.

Роторы вращаются в подшипниках качения. Со стороны привода установлены плавающие радиальные подшипники 37, а со стороны фиксированной опоры — сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники 31. Для подвода и отвода масла в радиально-упорные подшипники в распорном кольце 21 имеются отверстия.

Показатель	ВНЧС-2		2ВД-12/2,5С
	Первая ступень	Вторая ступень	
Номинальная быстрота действия, отнесенная к условиям всасывания, м ³ /с	0,0433	0,0125	0,2
Номинальное давление, кПа:			
всасывания	12,9	44,5	40 ... 100
нагнетания	46	106	100 ... 240
Температура всасываемого газа, К	293	303	243 ... 303
Потребляемая мощность, кВт:			
номинальная		25	36
максимальная		35	—
Частота вращения ротора, с ⁻¹ :			
ведущего		49	75
ведомого		49	50
Число ступеней сжатия		2	1
Число выступов + впадин	2+2	2+2	2+3
Диаметр ротора, мм:			
ведущего	246	246	250
ведомого	164	164	250
Длина роторов, мм	225	75	120
Параметр <i>m</i>	0,55	0,55	2/3
Расстояние между центрами, мм	160	160	200
Размеры насоса (установки), мм:			
длина		1130	1440
ширина		385	680
высота		708	1235
Масса, кг		470	285

Вращение роторов синхронизируется с помощью цилиндрических косозубых зубчатых колес. Ведущая шестерня 14 выполнена в виде полумуфты, которая соединена с промежуточным валом 10 с помощью пальцев 13. Ведущая шестерня и ступица ведомой шестерни 38 зафиксированы на валах от поворота с помощью шпонок 15 и 42. При таком взаимном положении ступицы ведомого ротора и венца 39 устанавливается боковой зазор между роторами и при сборке фиксируется двумя установочными цилиндрическими штифтами 43. Более точно боковой зазор в зацеплении роторов регулируют с помощью прокладок 16 между подшипниками и синхронизирующей шестерней. Венец ведомой синхронизирующей шестерни разрезной, состоит из двух частей 39 и 41 с прокладкой 40 между ними для уменьшения бокового зазора в синхронизирующей передаче. Торцовые зазоры насоса регулируют с помощью регулировочных винтов 25.

Для предотвращения попадания масла в рабочую полость поставлены торцовые контактные уплотнения, которые состоят из вращающихся стальных 32 и неподвижных бронзовых 33 колец, прижимаемых одно к другому пружинами 30.

Привод насоса осуществляется непосредственно от электродвигателя.

Смазочная система подшипников и уплотнений работает под давлением от шестеренного масляного насоса 11, приводимого в работу от промежуточного вала через пару винтовых шестерен 12 со скрещивающимися валами. Синхронизирующие шестерни и подшипники, установленные в передней крышке насоса, смазываются разбрызгиванием.

После первой ступени сжатия газ охлаждается в промежуточном холодильнике.

Техническая характеристика насоса ВНЧС-2 приведена в табл. 3.7.

В настоящее время отечественная промышленность осваивает и внедряет две базовые модели прямозубых роторных компрессоров, которые могут работать также и в вакуумном режиме. Базу определяет наружный диаметр роторов: первая база имеет диаметр 160 мм, а вторая — 250 мм.

Стационарный компрессор 2ВД-12/2,5С предназначен для подачи чистого, не загрязненного маслом воздуха в системы аэрозольтранспорта муки и других продуктов размола зерна.

В цилиндрических расточках корпуса 1 (рис. 105) роторного компрессора 2ВД-12/2,5 вращается ведущий 3 и ведомый 2 роторы. Роторы вращаются в подшипниках, смонтированных в торцевых крышках 8 и 11. Взаимное положение корпуса и торцевых крышек фиксируется с помощью штифтов 9 и 10. Радиальную нагрузку роторов воспринимают роликовые подшипники 6 и 12, а осевую — шариковые однорядные упорные подшипники 13.

Вращение роторов синхронизируется с помощью косозубых синхронизирующих шестерен, причем шестерня 5 ведущего ротора жестко посажена на вал. Шестерня ведомого ротора сделана составной, а взаимное положение ступицы 15 шестерни и разрезного венца 17 и 18 определяется при сборке с фиксацией цилиндрическими штифтами 16. Конический штифт 19 забивается в шпонку 14 до исчезновения бокового зазора в шпоночном пазу между шестерней и валом.

Герметизация валов осуществляется с помощью уплотнений 7 контактного типа. Подшипники и синхронизирующие шестерни смазываются маслом, разбрызгиваемым с помощью двух вращающихся дисков 4, которые укреплены на концах ведущего ротора.

Охлаждение корпуса воздушное. Компрессор приводится в работу через упругую муфту. Полумуфта 20 расположена на конце вала ведомого ротора.

Установка смонтирована на раме и приводится в работу от асинхронного обдуваемого пылезащитного электродвигателя.

Профиль выступа ведущего ротора — асимметричный. Отношение ширины b выступа к высоте h выступа на передней стороне профиля $b/h = 1$, а на тыльной стороне профиля $b'/h = 0,6$.

Различные значения быстроты действия в диапазоне от 0,16 до 0,25 м³/с могут достигаться изменением только длины нарезанной части роторов без изменения базовой конструкции машины.

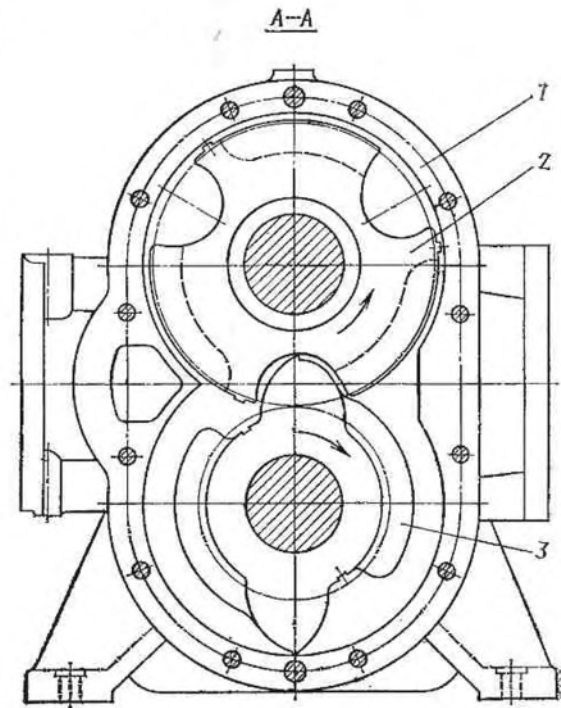
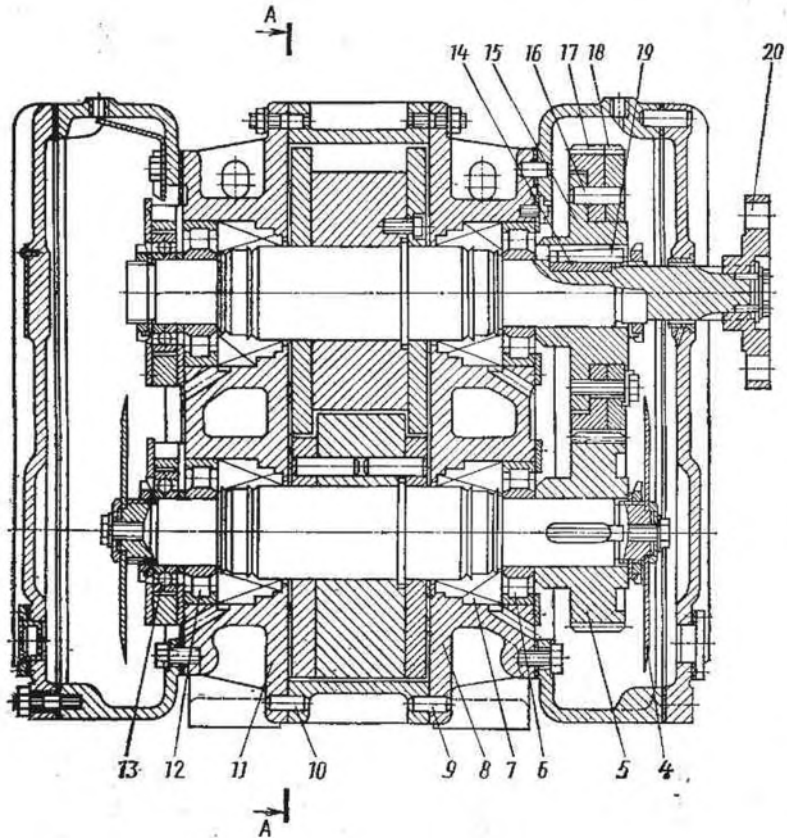


Рис. 105. Роторный компрессор 2ВД-12/2,5

Транспортный компрессор 1ВДТ-7,5/2,5 предназначен для пневмонагрузки и вакуумной самозагрузки пылевидными и сыпучими материалами специализированного автомобильного транспорта. Он имеет встроенный мультипликатор и привод через клиноременную передачу от коробки отбора мощности. Компрессор охлаждается потоком воздуха от вентилятора. Номинальная быстрота действия $S = 0,125 \text{ м}^3/\text{с}$. При уменьшении длины роторов можно получить различные значения быстроты действия 0,04; 0,063; 0,1 $\text{м}^3/\text{с}$. В остальном этот компрессор по конструкции аналогичен компрессору 2ВД-12/2,5С.

3.2.7. Пример расчета

Определить основные размеры и потребляемую мощность насоса с быстротой действия $S = 0,2 \text{ м}^3/\text{с}$, отнесенной к условиям всасывания. Давление всасывания $p = 40 \text{ кПа}$. Давление нагнетания $p_H = 100 \text{ кПа}$. Температура всасываемого воздуха $T = 300 \text{ К}$. Профиль выступа ведущего ротора — циклоидально-круговой двусторонний.

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 3.8.

Т а б л и ц а 3.8

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия S , отнесенная к условиям всасывания, $\text{м}^3/\text{с}$	Исходные данные по техническому заданию	0,2
Давление, Па:		
всасывания p	То же	$4 \cdot 10^4$
нагнетания p_H	»	$1 \cdot 10^6$
Температура всасываемого воздуха T , К	»	300
Окружная скорость ведущего ротора на окружности выступов u'_1 , м/с	Выбирают	48
Число Z_1 выступов ведущего ротора	Принимают	2
Число Z_2 впадин ведомого ротора	»	2
Параметр m	»	0,6
Относительная длина K_L роторов	»	3,5
Коэффициент λ откачки	»	0,6
Относительный радиус \bar{r}_0 скругления профиля	»	0,04
Показатель n политропы сжатия воздуха	»	1,4
Механический КПД $\eta_{\text{мех}}$	»	0,85
Геометрическая быстрота действия S_r , $\text{м}^3/\text{с}$	$S_r = S/\lambda$	0,3333
Поправочный коэффициент ζ_χ	$\zeta_\chi \approx 1 + (1,5 - 1,25m) \bar{r}_0$	1,03
Коэффициент χ полезной площади торцового сечения впадин роторов с некорригированным односторонним профилем	Формула (3.28)	0,4122

Показатель	Способ определения	Результат
То же χ' , двустороннего корригированного профиля	$\chi' = \chi \zeta_{\chi}$	0,4246
Окружная скорость ведущего ротора на начальном диаметре u_1 , м/с	$u_1 = u_1' / (1 + m)$	30
Радиус R начальной окружности, м	Формула (3.41)	0,0648 (округляют до 0,065)
Радиус r выступа ведущего ротора (впадины ведомого ротора), м	$r = mR$	0,039
Межосевое расстояние A , м	$A = 2R$	0,13
Длина L роторов, м	$L = K_L R$	0,2275 (округляют до 0,225)
Действительное значение относительной длины K_L роторов	Пересчет	3,462
Радиус r_1 выступов ведущего ротора, м	$r_1 = R + r$	0,104
Радиус r_0 скругления профиля, м	$r_0 = \bar{r}_0 R$	0,0026
Радиус r_{10} впадин ведущего ротора, м	$r_{10} = R - r_0$	0,0624
Радиус r_2 выступов ведомого ротора, м	$r_2 = R + r_0$	0,0676
Радиус r_{20} впадин ведомого ротора, м	$r_{20} = R - r$	0,026
Частота n вращения роторов, с ⁻¹	$n = U_1 / (2\pi R)$	73,76
Угловая скорость ω роторов, рад/с	$\omega = 2\pi n$	461,5
Действительное значение геометрической быстроты действия S_r , м ³ /с	Пересчет	0,3316
Поправочный коэффициент ζ_K	$\zeta_K \approx 1 + \bar{r}_0$	1,04
Коэффициент K внешнего сжатия для некорригированных односторонних профилей	Формула (3.27)	0,2719
То же, K' для корригированного двустороннего профиля	$K' = K \zeta_K$	0,2828
Относительная площадь \bar{F}_1 впадин ведущего ротора	Формула (3.24)	1,8115
То же, для ведомого ротора \bar{F}_2	Формула (3.25)	0,4927
То же, для ведущего и ведомого роторов \bar{F}	Формула (3.26)	2,3042
Относительный изолированный объем K_0	Формула (3.29)	0,1366
Относительный объем K_c рабочей полости ведущего ротора в конце процесса сжатия	Формула (3.30)	0,2987
То же, в конце процесса поджатия $K_{\text{под}}$	Принимают	0,96
Относительное перекрытие K_{II} ведущего ротора	*	0,01
Коэффициент α	Формула (3.32)	0,88
Коэффициент β	Формула (3.33)	0,12
Давление p_m выравнивания, Па	Формула (3.36)	$0,0472 \cdot 10^6$
Давление p_c внутреннего сжатия в полости ведущего ротора (расчетное), Па	Формула (3.34)	$0,3065 \cdot 10^6$

Показатель	Способ определения	Результат
Давление p'_H в рабочих полостях в конце процесса перекрытия, Па	Формула (3.35)	$0,1104 \cdot 10^6$
Начальное давление p_H сжатия в полостях ведущего и ведомого роторов, Па	Формула (3.37)	$0,0598 \cdot 10^6$
Среднее индикаторное давление p_{i1} рабочей полости ведущего ротора, Па	Формула (3.44)	$0,07099 \cdot 10^6$
То же, полости ведомого ротора p_{i2} , Па	Формула (3.45)	$0,06 \cdot 10^6$
Суммарное среднее индикаторное давление p_i рабочих полостей, Па	Формула (3.43)	$0,08796 \cdot 10^6$
Индикаторная мощность N_i , Вт	Формула (3.42)	$22,74 \cdot 10^3$
Мощность $N_{\text{мех}}$ механических потерь, Вт	$N_{\text{мех}} = \left(\frac{1}{\eta_{\text{мех}}} - 1 \right) N_i$	$4,01 \cdot 10^3$
Эффективная мощность N_e , Вт	$N_e = N_i + N_{\text{мех}}$	$26,75 \cdot 10^3$

4.1. УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы (ЖКВН) применяют в химической, целлюлозно-бумажной, горнодобывающей, текстильной, пищевой, металлургической и других отраслях промышленности.

Насосы отличаются простотой конструкции, надежностью в эксплуатации, низким уровнем шума. Протекание процесса сжатия в них с интенсивным теплообменом позволяет откачивать легко разлагающиеся, полимеризующиеся, воспламеняющиеся и взрывоопасные газы и смеси, а также откачивать газы, содержащие пары, капельную жидкость и даже твердые инородные включения. Соответствующий подбор рабочей жидкости обеспечивает откачивание агрессивных газов (например, для перекачивания хлора используют серную кислоту) и не загрязняет откачиваемые газы и объемы парами масел. Недостатками ЖКВН являются высокие затраты мощности на вращение жидкостного кольца и, как следствие, относительно низкий КПД; высокое предельное остаточное давление 2,66 ... 9,31 кПа для одноступенчатых вакуумных насосов и 0,133 ... 0,665 кПа для двухступенчатых; невысокая окружная скорость на периферии рабочих колес, что приводит к увеличению размеров.

В СССР ЖКВН выпускают производительностью от 0,0125 до 5 м³/с на давления всасывания 40, 30 и 20 кПа.

ЖКВН различают по числу рабочих циклов, по типу подвода и отвода газа, по используемой в кольце жидкости.

По числу рабочих циклов эти насосы разделяют на насосы простого (рис. 106, а) и двойного (рис. 106, б) действия. В насосе простого действия рабочее колесо 1, состоящее из ступицы и лопаток, отлитых как одно целое, эксцентрично расположено в цилиндрическом корпусе 2. Рабочая жидкость заливается в корпус до оси колеса. При вращении колеса жидкость центробежной силой отбрасывается к корпусу 2 и между ступицей колеса 1 и внутренней поверхностью жидкостного кольца 3 образуется серповидная полость, которая лопатками делится на отдельные рабочие ячейки. От сечения I—I (рис. 106, а) до сечения II—II в направлении вращения колеса объем рабочих ячеек увеличивается и в них через всасывающее окно А поступает откачиваемый газ. От сечения II—II до сечения III—III объем рабочих ячеек умень-

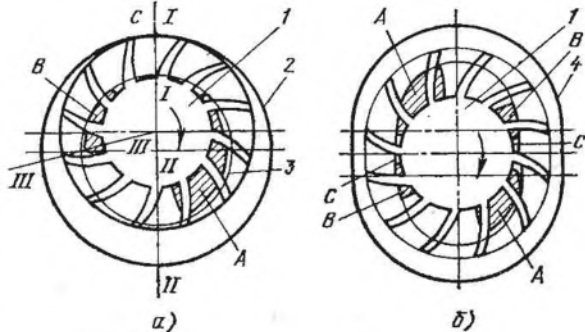


Рис. 106. Насос простого (а) и двойного (б) действия

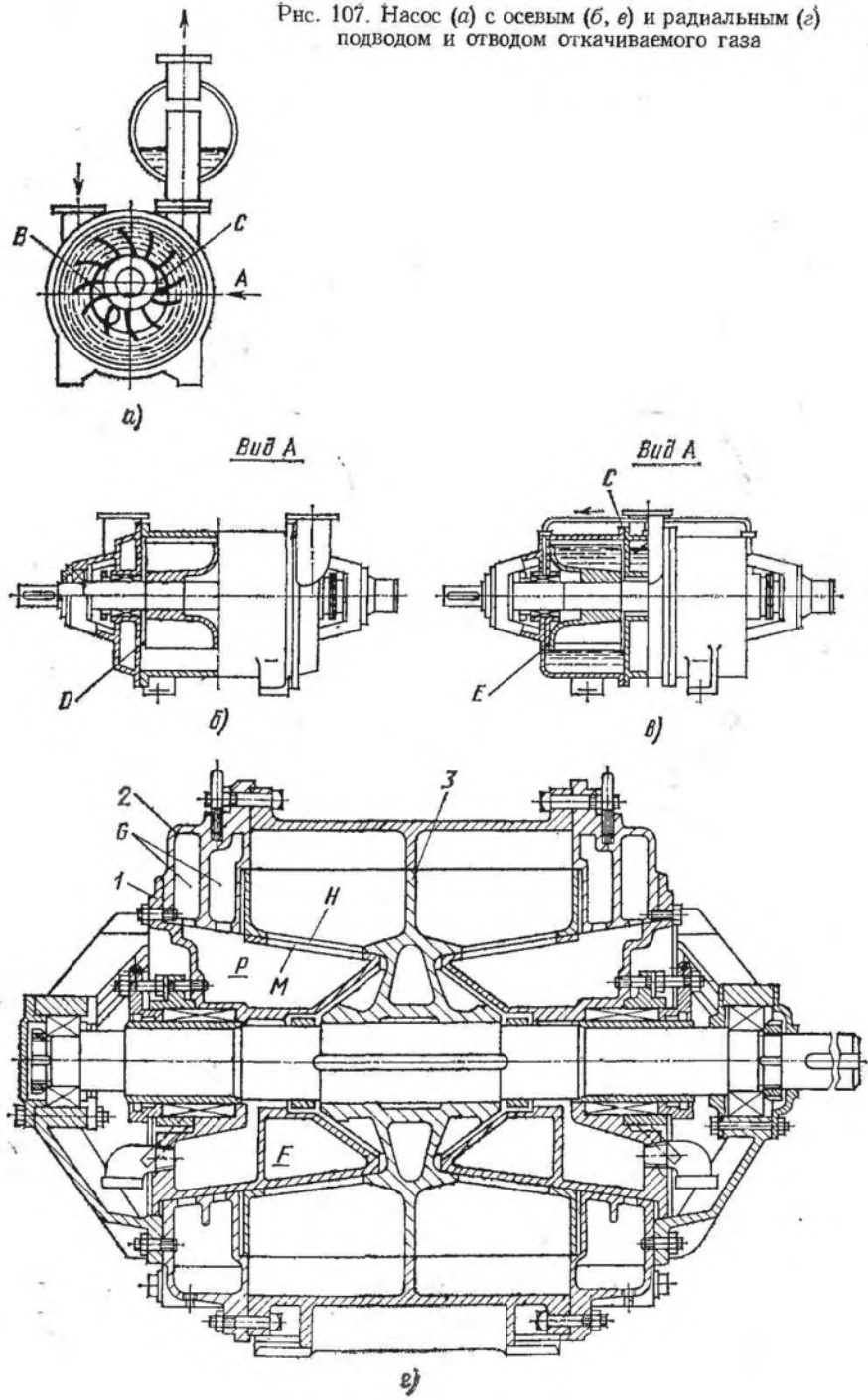
шается, и, так как они не соединены ни со всасывающим, ни с нагнетательными окнами, газ в них сжимается. Когда рабочие ячейки проходят мимо нагнетательного окна *B*, газ из них поступает в нагнетательное окно вследствие уменьшения объема рабочих ячеек. Часть газа, оставшаяся в ячейке, возвращается через зазор *C* на всасывание, где он расширяется до давления всасывания и занимает часть объема рабочих ячеек, что приводит к уменьшению производительности насоса.

В насосе двойного действия колесо *1* располагается в овальном корпусе *4* концентрично. При вращении колеса в насосе образуется две серпообразные полости, и соответственно необходимо выполнять два всасывающих *A* и нагнетательных *B* окна. Теоретически в насосе двойного действия быстрота действия должна быть в 2 раза выше, чем в насосе простого действия при одинаковых размерах рабочих колес и условиях эксплуатации. Однако вследствие потерь и особенно большого переноса газа в зазоре *C* с нагнетания на всасывание быстрота действия этих насосов на 40 ... 60 % выше быстроты действия насоса простого действия.

По типу подвода и отвода откачиваемого газа эти насосы делятся на насосы с осевым (рис. 107, б, в) и радиальным (рис. 107, г) подводом и отводом газа.

При осевом подводе газа в торцовых крышках выполняют всасывающие окна *B*, через которые откачиваемый газ подается в рабочие ячейки, и нагнетательные *C*, через которые газ отводится в нагнетательный патрубок. При радиальном подводе откачиваемого газа в торцовых крышках *2* (рис. 107, г) устанавливают неподвижные конусы *1*, в которых выполняют всасывающие *M* и нагнетательные окна. В ступице колеса *3* между лопатками выполняют отверстия *H*. Когда отверстия *H* располагаются над всасывающим окном *M*, газ через всасывающий патрубок, всасывающую полость *G* в торцовых крышках, полость *P* в конусах *15*, окна *M* и отверстия *H* поступает в рабочие ячейки. В то время, когда отверстия *H* располагаются над нагнетательным окном, газ вытесняется из рабочих ячеек в нагнетательные полости *F* конусов *15*, а оттуда — в нагнетательный патрубок.

Рис. 107. Насос (а) с осевым (б, в) и радиальным (г) подводом и отводом откачиваемого газа



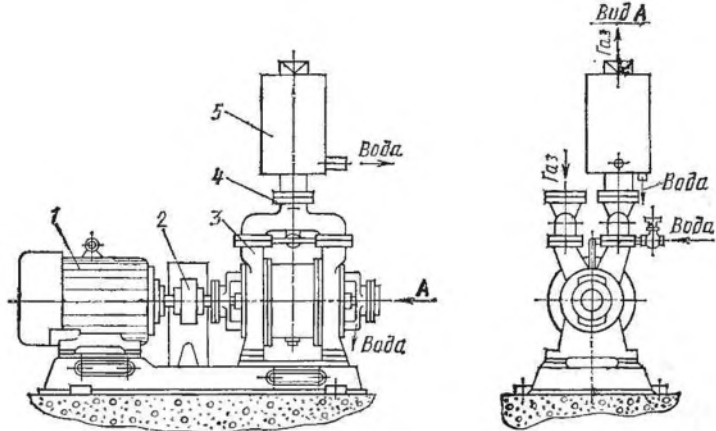


Рис. 108. Принципиальная схема установки насоса

Конструкция насоса с радиальным подводом газа сложнее, чем конструкция насоса с осевым подводом газа, но площадь проходных сечений всасывающих и нагнетательных окон и в них больше, чем в насосах с осевым подводом газа, что приводит к уменьшению потерь давления на всасывании и нагнетании.

По используемой в кольце жидкости насосы разделяют на водокольцевые и жидкостно-кольцевые. В водокольцевых насосах в качестве рабочей жидкости используется вода, в жидкостно-кольцевых — кислоты, щелочи, органические жидкости и др.

Благодаря наличию большой поверхности теплообмена между газом и жидкостным кольцом, процесс сжатия газа в насосе близок к изотермическому. Обычно показатель n политропы сжатия в водокольцевых вакуумных насосах не превышает значений 1,1 ... 1,15. Температура жидкости в кольце поддерживается в заданных пределах, благодаря подводу в него охлажденной и отводу нагретой жидкости. В кольцо жидкость обычно подводится через торцовые зазоры D (рис. 107, б) или через всасывающее окно; из кольца жидкость отводится через нагнетательное окно, нагнетательные полости в торцовых крышках 3 (рис. 108) и нагнетательный патрубок 4. Для того чтобы отделить откачиваемый газ от жидкости, за нагнетательным патрубком 4 устанавливают сборник жидкости 5. Насос соединяют непосредственно с электродвигателем 1 через упругую муфту 2.

4.2. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ БЫСТРОТЫ ДЕЙСТВИЯ

При расчете насоса принимают следующие допущения: движение жидкости в насосе установившееся; вследствие неразрывности потока расход жидкости в любом сечении кольца постоянен; давление газа на внутреннюю поверхность кольца на стороне вса-

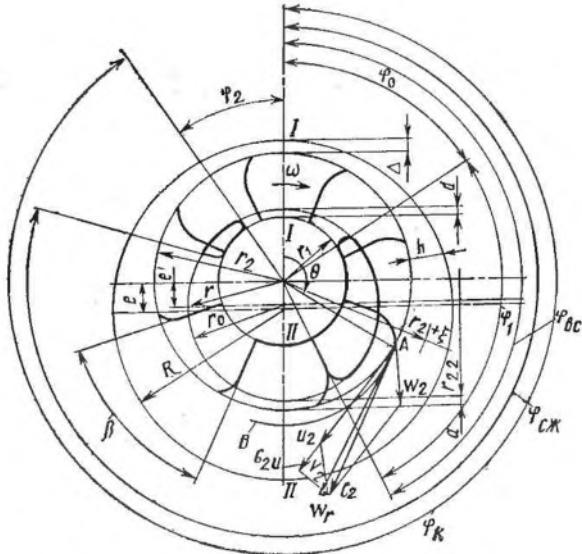


Рис. 109. Принципиальная схема насоса

ссывания ($0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$) постоянно и равно давлению всасывания (θ — угол поворота ротора); давление газа на внутреннюю поверхность кольца в пределах нагнетательного окна постоянно и равно давлению нагнетания; жидкость не отрывается от внутренней поверхности корпуса и в насосе нет обратных потоков; лопатки рабочего колеса погружаются в кольцо или касаются его при любом угле поворота; осевая составляющая скорости потока жидкости в безлопаточном пространстве мала и на характер течения жидкости не оказывает существенного влияния.

Геометрический объем насоса — объем газа, подаваемый насосом со стороны всасывания на сторону нагнетания в единицу времени при отсутствии потерь. Геометрический объем определяется максимальным объемом рабочей ячейки (сечение II—II, рис. 109), т. е. при угле поворота рабочего колеса $\theta = 180^\circ$. Приняв, что в пределах рабочей ячейки внутренняя поверхность жидкостного кольца цилиндрическая и описана радиусом r_2 , получим геометрический объем ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$S_r = \pi r_2^2 b_0 \psi (1 - v^2) n, \quad (4.1)$$

где r_2 — наружный радиус рабочего колеса, м; b_0 — ширина рабочего колеса, м (рис. 110); ψ — коэффициент, учитывающий уменьшение объема рабочей ячейки за счет толщины лопаток, $\psi = [\pi r_2^2 (1 - v^2) - sz] / [\pi r_2^2 (1 - v^2)]$ [$v = r_1/r_2$ (r_1 — средний радиус ступицы рабочего колеса, м; s — толщина лопатки рабочего колеса, м; z — число лопаток рабочего колеса)]; n — частота вращения колеса, с^{-1} .

Действительная быстрота действия насоса ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$S = S_r \lambda. \quad (4.2)$$

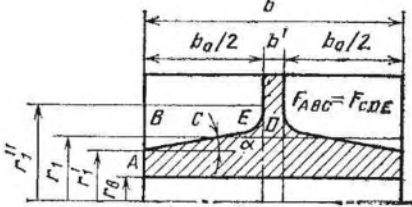


Рис. 110. Рабочее колесо насоса

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_{\text{д}} \lambda_{\text{т}} - \lambda'_0 - \lambda'_{\text{п}} - \lambda'_{\text{н}} - \lambda'_{\text{и}}, \quad (4.3)$$

от ступицы рабочего колеса в сечении $I-I$; коэффициенты $\lambda_{\text{д}}$ и $\lambda_{\text{т}}$ определяются так же, как и в двухроторных вакуумных насосах (см. п. 3.1.3); коэффициенты λ'_0 , $\lambda'_{\text{п}}$, $\lambda'_{\text{н}}$ и $\lambda'_{\text{и}}$, учитывающие относительные потери производительности насоса вследствие погружения лопаток в жидкостное кольцо в сечении $II-II$ и отхода жидкости от ступицы рабочего колеса в сечении $I-I$; коэффициенты λ'_0 , $\lambda'_{\text{п}}$, $\lambda'_{\text{н}}$ и $\lambda'_{\text{и}}$, учитывающие относительные потери производительности, обусловленные переносом газа в рабочих ячейках со стороны нагнетания на сторону всасывания, перетеканиями и натеканиями газа и испарением рабочей жидкости в ячейки всасывания, должны быть отнесены к теоретической скорости действия $S_{\text{т}}$, так как данные потери характеризуют работу насоса, в котором лопатки в сечении $II-II$ входят в жидкостное кольцо, а в сечении $I-I$ жидкостное кольцо отходит от ступицы колеса, т. е. $\lambda'_0 = m_{30}/(S_{\text{т}}\rho)$; $\lambda'_{\text{п}} = m_{\text{п}}/(S_{\text{т}}\rho)$; $\lambda'_{\text{н}} = m_{\text{н}}/(S_{\text{т}}\rho)$; $\lambda'_{\text{и}} = m_{\text{и}}/(S_{\text{т}}\rho)$ (m_{30} — массовый расход газа, переносимого со стороны нагнетания на сторону всасывания, кг/с; $m_{\text{п}}$ — массовый расход газа, перетекающего в ячейки всасывания, кг/с; $m_{\text{н}}$ — массовый расход газа, натекающего из окружающей среды в ячейки всасывания, кг/с; $m_{\text{и}}$ — массовое количество пара, испаряющегося с поверхности жидкостного кольца в ячейки всасывания, кг/с; ρ — плотность откачиваемого газа в условиях всасывания, кг/м³).

В реальных насосах лопатки рабочего колеса в сечении $II-II$ (см. рис. 109) обычно входят в жидкостное кольцо на глубину $a = 2 \dots 7$ мм. Кроме того, в сечении $I-I$ внутренняя поверхность жидкостного кольца отходит от ступицы рабочего колеса на d (м).

Погружение лопаток в жидкостное кольцо и отход внутренней поверхности кольца от ступицы колеса влияют на объем рабочей ячейки в сечении $II-II$. Для определения объема рабочей ячейки в сечении $II-II$ допустим, что внутренняя поверхность жидкостного кольца в пределах рабочей ячейки цилиндрическая и описана радиусом r_{22} .

В сечении $I-I$ безлопаточного пространства высотой Δ 1 ... 5 мм скорость изменяется от значения u_2 на радиусе r_2 до нуля на корпусе. Предположив, что на данной высоте эпюра скоростей имеет треугольную форму, среднюю скорость жидкости в зазоре Δ получают равной $0,5\omega r_2$, м/с, где ω — угловая скорость колеса, рад/с, $\omega = 2\pi n$. Скорость жидкости при переносном движении в лопаточном пространстве кольца на любом радиусе равна скорости лопатки на этом радиусе, и, следовательно, средняя скорость жидкости в переносном движении в лопаточном пространстве в сечении $I-I$ равна $[\omega(r_1 + d) + \omega r_2]/2$, а в сечении $II-II$ $(\omega r_{22} + \omega r_2)/2$. Среднюю скорость жидкости в безлопаточном пространстве сечения $II-II$ обозначим $v_{II \text{ ср}}$.

Тогда, воспользовавшись уравнением неразрывности, для сечений I—I и II—II можно написать

$$0,5\omega r_2 \Delta b + 0,5 [\omega (r_1 + d) + \omega r_2] [r_2 - (r_1 + d)] b_0 \psi = 0,5 (\omega r_{22} + \omega r_2) (r_2 - r_{22}) b_0 \psi + v_{II \text{ ср}} (2e + \Delta) b$$

или

$$\begin{aligned} & 0,5\omega r_2^2 b_0 \psi (1 - v^2)/k_1^2 + \delta \zeta / \psi = \\ & = 0,5\omega r_2^2 b_0 \psi [1 - r_{22}^2/r_2^2 + 2k_2 \zeta (2e + \delta)/\psi], \end{aligned}$$

откуда

$$r_{22} = r_2 \sqrt{v^2/k_1^2 + 4\zeta \varepsilon k_2/\psi + 2\zeta \delta (k_2 - 0,5)/\psi}, \quad (4.4)$$

где b — ширина корпуса насоса, м; e — эксцентриситет, м; $\delta = \Delta/r_2$; $\zeta = b_0/b$; $\varepsilon = e/r_2$; $k_1 = r_1/(r_1 + d)$; $k_2 = v_{II \text{ ср}}/u_2$; u_2 — окружная скорость на периферии колеса, м/с, $u_2 = \omega r_2$.

Это выражение имеет физический смысл в интервале $r_1 \leq r_{22} \leq r_2$. Коэффициенты k_1 и k_2 определяются экспериментально.

Установлено, что внутренние поверхности жидкостных колец в геометрически подобных насосах при одних и тех же отношениях давлений нагнетания и всасывания подобны при соблюдении условия

$$Eu = (p_n - p)/(\rho_{ж} u_2^2) = \text{idem},$$

где p_n, p — давление соответственно в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса, Па; $\rho_{ж}$ — плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Экспериментальные зависимости коэффициента k_1 от критерия Eu для различных отношений давления τ приведены на рис. 111. Эти зависимости получены на вакуумном насосе с относительными геометрическими размерами ($v = 0,5$; $\delta = 0,0083$; $\varepsilon = 0,153$; $\zeta = 1$; $\psi = 0,75$), колесом с цилиндрической ступицей и углами наклона лопаток $\beta_2 = 90, 135, 150^\circ$. В качестве рабочей жидкости использовали жидкости с плотностью порядка 1000 кг/м³ и вязкостью $1 \cdot 10^{-3} \dots 40 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Для определения скоростного коэффициента k_2 трубками Пито—Прандтля замерялась скорость жидкости на различных радиусах сечения II—II вакуумного насоса ВВН-12. Трубки Пито—Прандтля монтировали в корпусе насоса на расстоянии 50 и 70 мм от торцевой крышки и перемещали по высоте безлопаточного пространства. При замере скоростей первой трубкой Пито—Прандтля вторая трубка из безлопаточного пространства жидкостного кольца удалялась и наоборот. Скорости замерялись при различных давлениях всасывания, различных окружных скоростях u_2 , которые изменялись от 12 до 20 м/с, и использовании в кольце жидкостей с различной вязкостью (рис. 112).

Анализ полученных данных показывает, что скорость течения жидкости уменьшается при приближении к торцовым крышкам (рис. 113). Это приводит к тому, что по длине насоса радиусы-

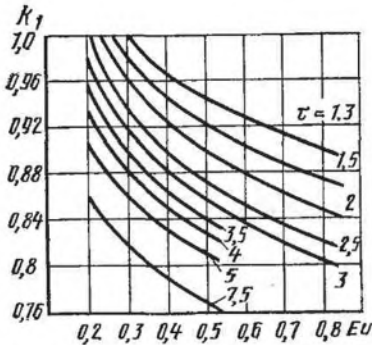


Рис. 111. Зависимость коэффициента k_1 от критерия Eu для различных τ

векторы r_{22} внутренней поверхности жидкостного кольца уменьшаются от середины к торцовым крышкам, т. е. форма внутренней поверхности жидкостного кольца по длине имеет бочкообразную форму. С увеличением давления всасывания средние по радиусу скорости уменьшаются, что приводит к увеличению глубины погружения лопаток в жидкостное кольцо в сечении II—II, так как расход жидкости через безлопаточное пространство сечения II—II уменьшается.

В радиальном направлении скорость жидкости вначале увеличивается, затем падает до нуля на поверхности корпуса насоса. При этом градиент скорости зависит от вязкости $\mu_{ж}$ рабочей жидкости и угла β_2 наклона лопаток колеса.

При обработке экспериментальных данных была получена следующая эмпирическая зависимость:

$$k_2 = \frac{(1 - v^2 + \delta\zeta/\psi) \psi}{2\zeta(2\epsilon + \delta)} \{ [(8,3696 - 0,465 \operatorname{ctg} \beta_2) \epsilon - 0,4851] - 3,59\mu_{ж} \}, \quad (4.5)$$

которая справедлива для жидкостей плотностью порядка 1000 кг/м^3 и вязкостью $1 \cdot 10^{-3} \dots 80 \cdot 10^{-3} \text{ Па.с.}$

При расчете коэффициента k_2 вязкость рабочей жидкости определяют по температуре жидкости в жидкостном кольце $T_{ж.к}$. Эксперименты показывают, что при постоянном расходе жидкости ее температура в жидкостном кольце постоянна, не зависит от угла θ поворота рабочего колеса и практически не зависит от давления всасывания (рис. 114). Температуру $T_{ж.к}$ жидкости в кольце определяют из уравнения теплового баланса

$$N_I = N_{II} + N_{III} + Q,$$

где N_I — мощность, подводимая к насосу, кВт; N_{II} — мощность, отводимая от насоса рабочей жидкостью, кВт; N_{III} — мощность, отводимая от насоса газом, кВт; Q — количество теплоты в единицу времени, отводимое от насоса в результате теплообмена между поверхностью вакуумного насоса и окружающей средой, кВт.

Экспериментально установлено, что сумма $N_{III} + Q$ составляет 10 % мощности N_e на валу насоса, а N_I с достаточной точностью можно принять равной N_e . Мощность (кВт), передаваемая от насоса рабочей жидкостью,

$$N_{II} = m_{ж} c_{ж} (T_{ж.к} - T_{ж.вх}),$$

где $m_{ж}$ — массовый расход жидкости через жидкостное кольцо, кг/с; $c_{ж}$ — средняя удельная теплоемкость рабочей жидкости, Дж/(кг·К); $T_{ж.вх}$ — температура рабочей жидкости на входе в жидкостное кольцо, К.

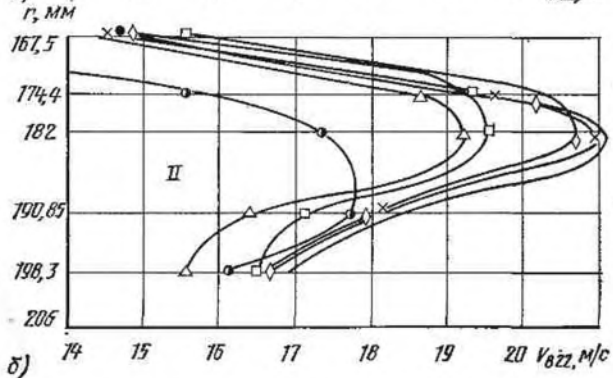
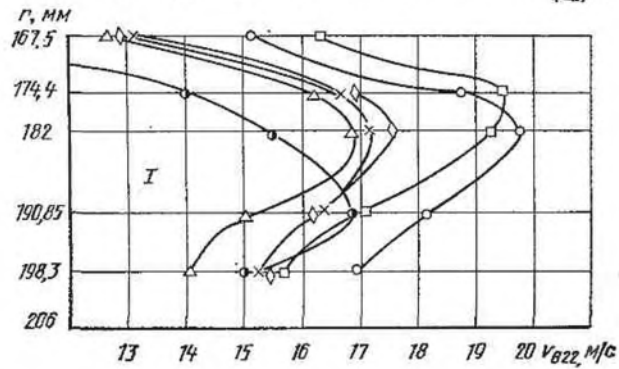
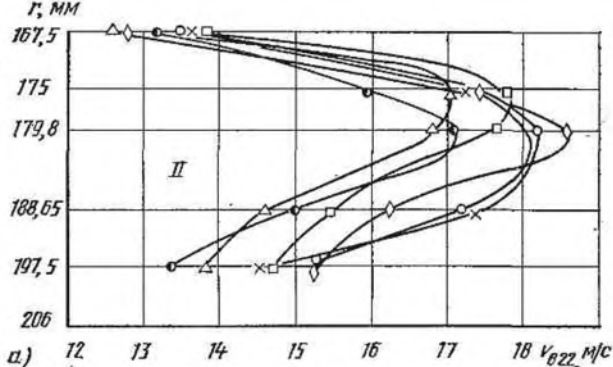
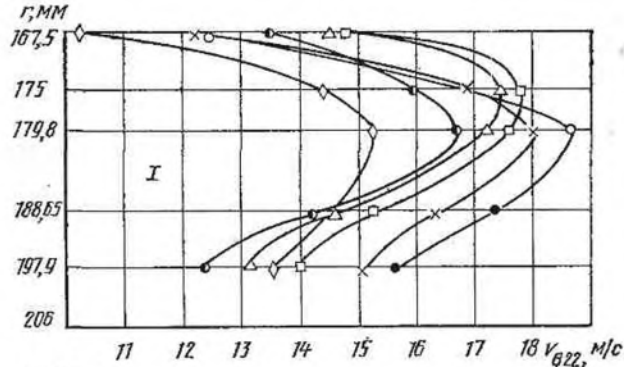


Рис. 112. Эпюры скоростей жидкости в безлопаточном пространстве сечения II—II (рабочая жидкость — вода; $p_H = 98$ кПа):
 ● — $p = 3,2$ кПа; × — $p = 6,65$ кПа; ◇ — $p = 13,0$ кПа; □ — $p = 26,5$ кПа; △ — $p = 39,6$ кПа; ○ — $p = 73,2$ кПа; а — $u_2 = 14,75$ м/с;
 б — $u_2 = 16,5$ м/с; I — первая трубка Пито—Прандтля; II — вторая трубка Пито—Прандтля

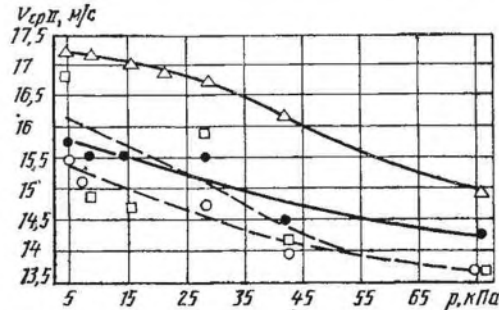


Рис. 113. Изменение средней по радиусу скорости жидкости в сечении II—II в зависимости от давления всасывания:

— первая трубка Пито—Прандтля; Δ — $u_2 = 16,5$ м/с; \bullet — $u_2 = 14,75$ м/с; --- вторая трубка Пито—Прандтля; \square — $u_2 = 16,5$ м/с; \circ — $u_2 = 14,75$ м/с

Тогда

$$T_{ж.к} = (0,9N_e + m_{ж}c_{ж}T_{ж.вх})/(m_{ж}c_{ж}).$$

Учитывая, что теоретическая быстрота действия S_T определяется объемом рабочей ячейки, ось которой повернута на угол $\theta = 180^\circ$ (сечение II—II), и полагая, что поверхность кольца в пределах этой ячейки цилиндрическая, описанная радиусом r_{22} , находим

$$S_T = \pi (r_{22}^2 - r_1^2) b_0 \psi n$$

и коэффициент

$$\lambda_1 = S_T/S_G = \{[v^2(1 - k_1^2)]/k_1^2 + 4k_2\xi\varepsilon/\psi + 2\xi\delta(k_2 - 0,5)/\psi\}/(1 - v^2).$$

Для определения коэффициента λ'_0 необходимо рассчитать массовый расход, переносимый в рабочих ячейках со стороны нагнетания на сторону всасывания (кг/с)

$$m_{з.о} = S_{з.о}\rho_H,$$

где $S_{з.о}$ — расход газа, переносимого со стороны нагнетания на сторону всасывания, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ_H — плотность газа при нагнетании, $\text{кг}/\text{м}^3$.

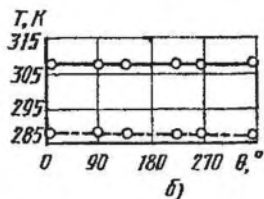
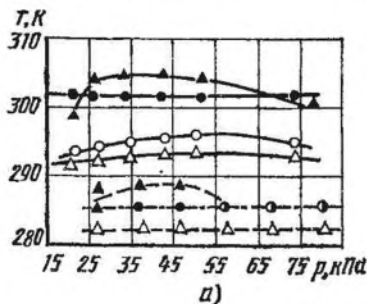


Рис. 114. Зависимости:

а — температуры $T_{ж.к}$ жидкости в жидкостном кольце, температуры $T_{ж.вх}$ жидкости на входе, температуры T газа на всасывании и температуры T_H газа на нагнетании от давления всасывания; б — температуры $T_{ж.к}$ жидкости в жидкостном кольце от угла поворота рабочего колеса; \circ — T ; \square — T_H ; \bullet — $T_{ж.к}$; Δ — $T_{ж.вх}$
 — дибутылфталат; --- — вода

Объемный расход газа

$$S_{з.о} = f_{з.о} b_0 n,$$

где $f_{з.о}$ — площадь рабочей ячейки, расположенной непосредственно за окном нагнетания, m^2 .

При определении площади рабочей ячейки $A'B'BA$ (рис. 115) полагают, что внутренняя поверхность жидкостного кольца в пределах рабочей ячейки, расположенной непосредственно за нагнетательным окном, очерчена дугой окружности BB' . Радиус этой окружности

$$r_0 = 0,5 [r_{22} + (r_1 + d)],$$

а эксцентриситет

$$e' = 0,5 [r_{22} - (r_1 + d)].$$

Тогда

$$f_{з.о} = f_{O''B'VO''} + f_{\Delta O''VO} - f_{OA'A'O} - f_{\Delta B'OO''}.$$

Для определения данных площадей необходимо рассчитать радиусы $\rho' = BO$, $\rho'' = O''B$ и угол $\gamma = \angle B'O''B$.

Из треугольников $O''BO$ и $O''B'O$ по теореме косинусов

$$\rho' = -e' \cos(\varphi_2 - \beta) + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2(\varphi_2 - \beta)};$$

$$\rho'' = -e' \cos \varphi_2 + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2 \varphi_2},$$

где φ_2 — угол закрытия нагнетательного окна, обычно задается в пределах $\beta \dots 2\beta$, рад; β — угол между лопатками рабочего колеса, рад, $\beta = 2\pi/z$.

Угол γ (рад):

$$\gamma = \angle B'O''O - \angle BO''O;$$

$$\angle B'O''O = \arccos \{ [(e')^2 + r_0^2 - (\rho'')^2] / (2e'r_0) \};$$

$$\angle BO''O = \arccos \{ [(e')^2 + r_0^2 - (\rho')^2] / (2e'r_0) \}.$$

Обозначив $m = 0,5 (e' + r_0 + \rho')$, $c = 0,5 (e' + r_0 + \rho'')$, получают

$$f_{з.о} = \pi r_0^2 \gamma / (2\pi) + \sqrt{m(m-e')(m-r_0)(m-\rho')} - \\ - \pi r_1^2 \beta / (2\pi) - \sqrt{c(c-e')(c-r_0)(c-\rho')}.$$

Для определения коэффициента λ'_n необходимо определить массу газа, поступающего из ячеек сжатия и нагнетания в ячейки всасывания через торцовые зазоры.

Если жидкость в кольцо насоса подводится через всасывающее окно или подается в него через отверстия, выполненные в кор-

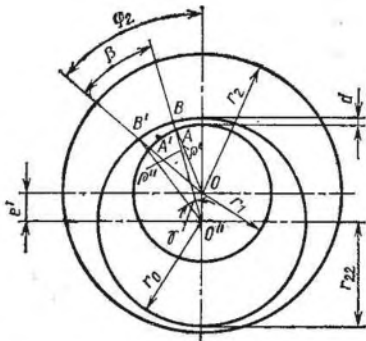


Рис. 115. Схема к расчету объема рабочей ячейки, расположенной непосредственно за окном нагнетания

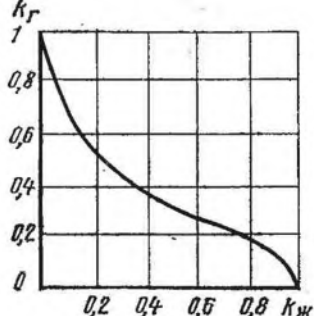
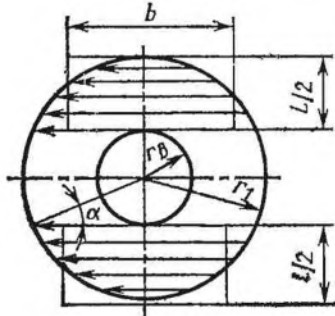


Рис. 116. Торцовый зазор в насосе

Рис. 117. Зависимость коэффициента k_T от коэффициента $k_{Ж}$

пусе, то полагают, что в торцовых зазорах жидкость отсутствует. Тогда массовый расход газа через сухие торцовые зазоры при вязкостном режиме течения газа находят по методике, рассмотренной И. А. Сакуном и изложенной в п. 3.1.3. При этом форма сечения торцового зазора приводится к прямоугольной по формулам (рис. 116)

$$b = [r_1^2(\pi/2 - \alpha) - r_1 r_b \cos \alpha] / (r_1 - r_b);$$

$$\alpha = \arccos(r_b / r_1); \quad l = 2(r_1 - r_b).$$

Если жидкость в кольцо насоса подводится через торцовые зазоры, частично уплотняя их, то массовый расход газа через них уменьшается по сравнению с массовым расходом газа через сухие зазоры. Это уменьшение расхода газа оценивается коэффициентом уплотнения [8]

$$k_T = m_{п.ж} / m_{п.}$$

где $m_{п.ж}$ — массовый расход газа через частично заполненный жидкостью зазор, кг/с.

Коэффициент наполнения

$$k_{Ж} = m_{т.ж} / m_{ж.пр.}$$

где $m_{т.ж}$ — массовый расход жидкости через торцовую щель, кг/с; $m_{ж.пр.}$ — массовый расход жидкости, необходимый для полного уплотнения торцовой щели, кг/с.

Зависимость между коэффициентом k_T уплотнения и коэффициентом наполнения получена экспериментально [8]:

$$k_T / (1 - k_T) = 0,416 / [k_{Ж} / (1 - k_{Ж})]^{0,708}.$$

Эта же зависимость в графической форме приведена на рис. 117.

При выбранном коэффициенте надежности 0,9 коэффициент, рассчитанный по данной зависимости, имеет относительную погрешность $\pm 8,5\%$ при $k_{Ж} = 0 \dots 0,4$ и $\pm 19,5\%$ при $k_{Ж} = 0,4 \dots 0,7$. Предложенная зависимость коэффициентов k_T и $k_{Ж}$ не зависит от физических свойств рабочей жидкости и откачиваемого газа и геометрической формы и размеров зазоров.

Массовый расход, необходимый для полного уплотнения зазора, определяют по методам теории течения вязкой жидкости по капиллярным каналам:

$$\text{при } Re < 2000 \quad m_{\text{ж. пр}} = [f(p_2 - p) \delta \rho_{\text{ж}}] / (12b\mu_{\text{ж}}/\delta); \quad (4.6)$$

$$\text{при } Re \geq 2000 \quad m_{\text{ж. пр}} = [f \sqrt{2\rho_{\text{ж}}(p_2 - p)}] / \sqrt{[\lambda_{\text{тр}} b / (2\delta)] + \zeta_{\text{м}}}; \quad (4.7)$$

$$\text{при } Re = 2 \quad m_{\text{ж. пр}} / (l\mu_{\text{ж}}), \quad (4.8)$$

где f — площадь проходного сечения торцового зазора, м^2 ; p_2 — давление перед торцовым зазором, принимаем $p_2 = (p_{\text{н}} + p)/2$, Па; p — давление за торцовым зазором, равное давлению всасывания, Па; δ — высота торцового зазора, м; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\mu_{\text{ж}}$ — динамическая вязкость рабочей жидкости, Па·с; $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент гидравлического трения при течении рабочей жидкости в торцовом зазоре, $\lambda_{\text{тр}} = 0,9/Re^{0,368}$; $\zeta_{\text{м}}$ — коэффициент местных сопротивлений при входе жидкости в торцовый зазор, для этих насосов $\zeta_{\text{м}} \approx 0,1$.

Массовый расход жидкости через торцовый зазор равен половине массовой подачи жидкости в насосе, так как жидкость подается в два торцовых зазора, т. е. $m_{\text{т. ж}} = m_{\text{ж}}/2$.

Величину $m_{\text{ж. пр}}$ определяют методом последовательных приближений. В первом приближении принимают $Re < 2000$ и рассчитывают $m_{\text{ж. пр}}$ по формуле (4.6). Затем по полученному расходу $m_{\text{ж. пр}}$ определяют критерий Рейнольдса по формуле (4.8). Если $Re < 2000$, то значение $m_{\text{ж. пр}}$, определенное по формуле (4.6), и есть расход, необходимый для уплотнения торцовых щелей. Если критерий Рейнольдса в первом приближении больше или равен 2000, то после определения коэффициентов $\lambda_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{м}}$ рассчитывают расход $m_{\text{ж. пр}}$ во втором приближении по формуле (4.7). По рассчитанному расходу определяют критерий Рейнольдса во втором приближении по формуле (4.8) и по нему определяют новые значения коэффициентов $\lambda_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{м}}$. Если они отличаются от ранее полученных значений менее чем на 5 %, то расчет заканчивают. Если расхождение коэффициентов $\lambda_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{м}}$ значительное, то производят расчет в третьем приближении и т. д.

Коэффициент $\lambda'_{\text{п}}$ при течении газа через частично заполненные жидкостью зазоры

$$\lambda'_{\text{п}} = m_{\text{п. ж}} / (S_{\text{т}} p).$$

Для расчета $\lambda'_{\text{п}}$ определяют массовый расход пара, испарившегося из жидкости в рабочие ячейки всасывания, $m_{\text{п}}$.

Полагая, что в ячейках всасывания находится смесь газа и насыщенного пара и давление в рабочих ячейках всасывания — давление смеси, а температура смеси $T_{\text{см}} = (T + T_{\text{ж. н}})/2$ (K), найдем плотность насыщенного пара в рабочих ячейках всасывания ($\text{кг}/\text{м}^3$)

$$\rho_{\text{н. п}} = p_{\text{н. п}} / (R_{\text{н. п}} T_{\text{см}}),$$

где $p_{\text{н. п}}$ — давление насыщенного пара во всасывающей полости, определенное при температуре $T_{\text{см}}$, Па; $R_{\text{н. п}}$ — газовая постоянная пара, $\text{Н} \cdot \text{м} / (\text{кг} \cdot \text{К})$.

Тогда массовый расход пара, испарившегося в рабочие ячейки на всасывании,

$$m_{\text{п}} = S_{\text{т}} \rho_{\text{н. п}}.$$

Температура нагнетания газов насосе определяется температурой жидкости в жидкостном кольце, т. е. $T_n = T_{ж.к.}$, что объясняется хорошими условиями теплообмена между жидкостью и газом в процессах всасывания, сжатия и нагнетания (см. рис. 114).

Как показывает практика, для этих насосов с достаточной точностью можно принять $\lambda_d = 0,98 \dots 1$, $\lambda_T = 1$ при использовании в качестве рабочей жидкости воды, подогрев которой в жидкостном кольце не превышает $3 \dots 7$ К, и $\lambda'_n = 0$.

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ НАСОСА

Основные размеры насоса вычисляются исходя из формулы (4.1). Предварительно задавшись коэффициентом откачки $\lambda = 0,4 \dots 0,7$ и основными конструктивными соотношениями [относительной длиной колеса $\kappa = b_0/r_2$, относительным радиусом ступицы $\nu = r_1/r_2$, окружной скоростью на периферии рабочего колеса $u_2 = 2\pi r_2 n$ (см. далее п. 4.5) и коэффициентом ψ , учитывающим влияние толщины лопаток], определяют радиус r_2 (м):

$$r_2 = \sqrt{2S/[\kappa\psi(1 - \nu^2)u_2]}.$$

Для литых колес $\psi = 0,65 \dots 0,85$; для сварных колес с лопатками из листовой конструкционной стали $\psi = 0,85 \dots 0,9$. Определив r_2 , b_0 , r_1 , n , рассчитывают радиус r_{22} по формуле (4.4). При определении радиуса r_{22} задают следующие основные конструктивные соотношения: относительный эксцентриситет $\varepsilon = e/r_2$, относительный зазор $\delta = \Delta/r_2$, выходной угол наклона лопаток рабочего колеса β_2 и отношение $\zeta = b/b_0$ (см. п. 4.5). Для колес без ребра жесткости отношение $\zeta = 1$, для колес с ребром жесткости $\zeta = 1,03 \dots 1,04$.

В связи с возможным колебанием давления в сети рабочей жидкости, что может привести к изменению ее расхода через кольцо, в насосе обеспечивают гарантированное погружение лопаток в кольцо в сечении II—II $a = r_2 - r_{22}$ в пределах $2 \dots 7$ мм (большие значения относятся к насосам большей быстроты действия). Если по расчету требуемое погружение лопаток в жидкостное кольцо в сечении II—II отличается от рекомендуемых значений, то изменяют относительный эксцентриситет ε , относительный радиус ν ступицы колеса или относительный зазор δ .

Затем по уравнению (4.3) рассчитывают коэффициент откачки и сравнивают его с заданным значением. Если различие в значениях больше 5 %, то изменяют длину b_0 рабочего колеса так, чтобы получить требуемую быстроту действия S .

4.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ

Эффективная мощность N_e на валу насоса складывается из мощности $N_{сж.}$, затрачиваемой на сжатие парогазовой смеси; мощности $N_{г.}$, затрачиваемой на перемещение жидкостного кольца,

и мощности $N_{\text{тр}}$, затрачиваемой на преодоление трения в сальниках и подшипниках, т. е.

$$N_e = N_{\text{сж}} + N_{\text{г}} + N_{\text{тр}}$$

Процесс сжатия в насосе протекает с условным показателем n политропы сжатия, равным 1,05 ... 1,1.

Тогда мощность сжатия газа в насосе

$$N_{\text{сж}} = pS \frac{n}{n-1} [(p_{\text{н}}/p)^{(n-1)/n} - 1] \lambda',$$

где λ' — коэффициент, учитывающий мощность, возвращаемую на вал насоса при обратном расширении, $\lambda' = 1 - a [(p_{\text{н}}/p)^{1/n} - 1]$, $a = S_{\text{в.о}}/S_{\text{т}}$.

В насосе, как правило, применяют подшипники качения, а сальники — торцового типа или с гидрозатвором. В них мощность $N_{\text{тр}}$, затрачиваемая на преодоление сил трения, не превышает 1—1,5 % эффективной мощности N_e на валу.

Мощность, затрачиваемая на перемещение жидкостного кольца, складывается из мощности $N_{\text{бл}}$, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве, и мощности $N_{\text{к}}$, затрачиваемой на преодоление сил трения и потерь на вход и выход жидкости при движении ее в колесе.

При расчете мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве кольца, скорость жидкости в угле θ поворота осредняют как в радиальном, так и в осевом направлении и обозначают $v_{\theta \text{ ср}}$. Принимают, что внутренняя поверхность кольца в произвольном сечении, перпендикулярном оси рабочего колеса, представляет собой окружность радиусом $r_0 = [r_{22} + (r_1 + d)]/2$, смещенную относительно оси рабочего колеса на эксцентриситет $e' = [r_{22} - (r_1 + d)]/2$. Радиус этой окружности относительно центра колеса O (см. рис. 109) рассчитывают по формуле $r = r_0 - e' \cos \theta$.

Потери мощности в безлопаточном пространстве складываются из потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения кольца о внутреннюю поверхность корпуса, и потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил внутреннего трения жидкости в кольце.

В безлопаточном пространстве принимают течение эквивалентным течению в открытом криволинейном замкнутом канале прямоугольного сечения. Смачиваемый периметр такого канала — $2h + b$ (h — высота безлопаточного пространства при угле поворота рабочего колеса θ , м, $h = e + \Delta - e \cos \theta$), а коэффициент гидравлического трения для турбулентного режима течения определяют по формуле Альтшуля

$$\lambda_{\text{т}} = 0,11 [k_0/(4R_{\text{г}}) + 68/\text{Re}]^{0,25},$$

где k_0 — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности корпуса, м; $R_{\text{г}}$ — гидравлический радиус, м, $R_{\text{г}} = hb/(2h + b)$; $\text{Re} = 4v_{\theta \text{ ср}}R_{\text{г}}\rho_{\text{ж}}/\mu_{\text{ж}}$.

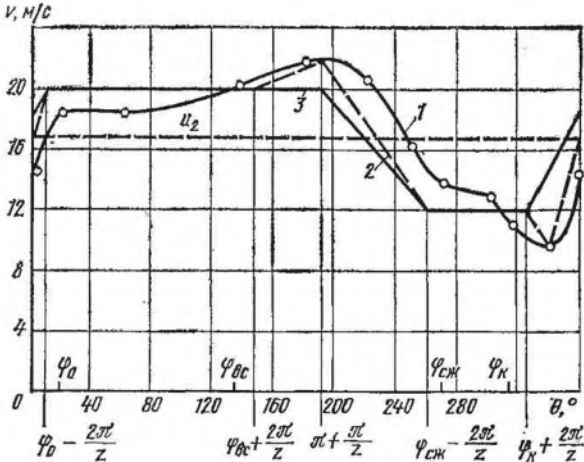


Рис. 118. Изменение средних скоростей жидкости по углу поворота в безлопаточном пространстве насоса

Для ЖКВН $k_0 = (0,1 \dots 0,2) 10^{-3}$ м.

Касательные напряжения (Па) на единичной поверхности жидкостного цилиндра радиусом $r = r_2 + \xi$ (см. рис.109), произвольно выделенной из кольца,

$$\tau = [\rho_{ж} (r_2 + \xi) v_{\theta \text{ ср}} \lambda_{\tau}] / (8R_{\Gamma}).$$

Коэффициент λ_{τ} гидравлического трения зависит от угла θ поворота рабочего колеса. Для расчета используют среднее арифметическое значение $\bar{\lambda}_{\tau}$.

Сила сопротивления на поверхности поперечного сечения кольца (Н)

$$P = \int_0^h \tau b d\xi = \rho_{ж} v_{\theta \text{ ср}}^2 (r_2 h + h^2/2) b \bar{\lambda}_{\tau} / (8R_{\Gamma}).$$

Полагая, что сила P сопротивления приложена относительно оси рабочего колеса на плече $r_2 + h/2$, определяют момент сил трения жидкости в безлопаточном пространстве кольца (Н.м)

$$M = \int_0^{2\pi} P (r_2 + h/2) d\theta = \int_0^{2\pi} \frac{\rho_{ж} v_{\theta \text{ ср}}^2 \bar{\lambda}_{\tau}}{8} (r_2 + h/2) (2h + b) d\theta.$$

Для того чтобы проинтегрировать данное выражение, необходимо знать закон изменения скорости $v_{\theta \text{ ср}}$ от угла θ поворота рабочего колеса. С достаточной для практики точностью этот закон можно сформулировать так: в пределах всасывающих и нагнетательных окон скорости $v_{в}$ и $v_{н}$ постоянны, на остальных углах скорости изменяются по линейному закону.