

Предисловие . . . . .	3
<b>1. Вакуумные поршневые насосы . . . . .</b>	<b>4</b>
1.1. Принцип действия, теоретические и действительные индикаторные диаграммы, откачные и энергетические характеристики . . . . .	4
1.2. Определение основных размеров и мощности двигателя насоса системы МВТУ . . . . .	15
1.3. Расчет органов распределения и перепуска . . . . .	25
1.4. Конструкция поршневых насосов системы МВТУ . . . . .	28
1.5. Пример расчета . . . . .	32
<b>2. Пластинчато-роторные вакуумные насосы . . . . .</b>	<b>36</b>
2.1. Принцип действия, теоретические и действительные процессы . . . . .	36
2.2. Термодинамические основы рабочего процесса и определение основных конструктивных соотношений . . . . .	40
2.3. Определение мощности . . . . .	58
2.4. Динамический расчет . . . . .	60
2.5. Механические потери на трение . . . . .	67
2.6. Уравновешивание насосов . . . . .	69
2.7. Конструкции и действительные характеристики насосов. Основные рекомендации по их эксплуатации . . . . .	78
2.8. Пример расчета насосов . . . . .	89
<b>3. Двухроторные вакуумные насосы . . . . .</b>	<b>93</b>
3.1. Вакуумные насосы с внешним сжатием . . . . .	93
3.1.1. Устройство, принцип действия, термодинамические основы сжатия . . . . .	93
3.1.2. Профилирование роторов. Расчет зазоров . . . . .	95
3.1.3. Методика определения скорости действия . . . . .	103
3.1.4. Определение основных размеров и мощности двигателя . . . . .	110
3.1.5. Конструкции насосов и агрегатов; рекомендации по их конструированию и эксплуатации . . . . .	112
3.1.6. Пример расчета . . . . .	122
3.2. Вакуумные насосы с частичным внутренним сжатием . . . . .	126
3.2.1. Конструктивная схема и принцип действия . . . . .	126
3.2.2. Термодинамические основы процесса сжатия. Теоретические и действительные индикаторные диаграммы. Откачные характеристики . . . . .	129
3.2.3. Основные конструктивные соотношения. Методика определения основных размеров насоса . . . . .	144
3.2.4. Определение потребляемой мощности . . . . .	147
3.2.5. Профилирование выступов и впадин роторов . . . . .	154
3.2.6. Конструкции насосов. Рекомендации по их проектированию и эксплуатации . . . . .	156
3.2.7. Пример расчета . . . . .	162

<b>4. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы</b> . . . . .	165
4.1. Устройство, принцип действия, термодинамические основы процесса сжатия . . . . .	165
4.2. Методика определения быстроты действия . . . . .	168
4.3. Определение основных размеров насоса . . . . .	178
4.4. Определение мощности . . . . .	178
4.5. Влияние геометрических размеров и физических свойств рабочей жидкости на характеристики насосов . . . . .	186
4.6. Двухступенчатые насосы . . . . .	192
4.7. Конструкции насосов. Основные рекомендации по их конструированию и эксплуатации . . . . .	193
4.8. Пример расчета . . . . .	198
<b>5. Плунжерные вакуумные насосы</b> . . . . .	205
5.1. Конструктивная схема и принцип действия . . . . .	205
5.2. Определение основных размеров насоса и мощности двигателя . . . . .	206
5.3. Конструкции плунжерных вакуумных насосов и особенности их эксплуатации . . . . .	207
5.4. Вакуумные масла для плунжерных вакуумных насосов . . . . .	212
<b>6. Молекулярные вакуумные насосы</b> . . . . .	213
6.1. Принцип действия, конструктивные схемы, откачные характеристики . . . . .	213
6.2. Расчет молекулярной ступени насоса при работе в молекулярном и вязкостном режимах течения . . . . .	216
6.3. Пример расчета . . . . .	220
<b>7. Турбомолекулярные вакуумные насосы</b> . . . . .	221
7.1. Конструктивные схемы, принцип действия, откачная характеристика . . . . .	221
7.2. Теоретическая характеристика рабочего колеса и ее основные параметры . . . . .	225
7.3. Рабочая ступень насоса . . . . .	247
7.4. Влияние геометрии межлопаточного канала рабочего колеса, температуры и рода откачиваемого газа на откачную характеристику . . . . .	248
7.5. Расчет рабочих колес насоса . . . . .	253
7.6. Расчет откачной характеристики . . . . .	262
7.7. Конструкции насосов . . . . .	267
7.8. Расчет мощности двигателя насоса . . . . .	275
7.9. Пример расчета насоса . . . . .	276
<b>Список литературы</b> . . . . .	281

В настоящее время вакуумную технику широко используют в различных отраслях промышленности (электротехнической, электронной, радиотехнической, химической, металлургической, медицинской, пищевой и др.) для осуществления технологических процессов или обеспечения работы установок различного назначения (термообработки, переплава металлов и сплавов, нанесения тонких пленок, электронно-лучевой и диффузионной сварки, выпарных аппаратов, масс-спектрометрии и др.), а также в криогенных установках и установках для имитации космических условий, ускорителях элементарных частиц.

Основным элементом любой вакуумной системы, как правило, является механический вакуумный насос. В настоящее время разрабатывается серия новых конструкций механических вакуумных насосов с улучшенными откачными и энергетическими характеристиками и агрегатов на их основе, отвечающих современным требованиям, так как возникла необходимость в резком увеличении их производства для удовлетворения все возрастающей потребности в них практически всех отраслей промышленности.

В книге изложены основы теории, методы расчета и конструирования механических вакуумных насосов различного принципа действия, работающих в диапазоне давлений — от нескольких десятков Па до  $10^{-10}$  Па.

Книга посвящена наиболее распространенным в промышленности механическим вакуумным насосам низкого (поршневые, пластинчато-роторные, двухроторные, с частичным внутренним сжатием, жидкостно-кольцевые), среднего (плунжерные) и высокого (турбомолекулярные) вакуума.

Несмотря на широкое распространение в промышленности механических вакуумных насосов теория, методы их расчета и конструирования еще недостаточно освещены в отечественной технической литературе. Цель предлагаемой книги — как-то восполнить этот пробел, тем более что в ней практически впервые обобщены сведения по наиболее широко распространенным в промышленности механическим насосам.

Книга написана авторским коллективом: И. В. Автономовой — гл. 4 и совместно с В. И. Васильевым — гл. 3; В. И. Васильевым — гл. 2; П. И. Пластининым — гл. 1; Н. К. Никулиным — гл. 6; Е. С. Фроловым — гл. 5 и 7.

Авторы с большой признательностью примут все критические замечания и пожелания читателей.

## 1.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И РЕАЛЬНЫЕ ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ, ОТКАЧНЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вакуумные поршневые насосы (ВПН) относятся к насосам объемного принципа действия. ВПН широко применяют в промышленности для откачивания сухих газов и газов с примесью капельной влаги.

Геометрический объем насоса двойного действия ( $\text{м}^3/\text{с}$ )

$$S_{\Gamma} = (\pi/4) (2D^2 - d_{\text{шт}}^2) S_{\Pi} n_0,$$

где  $D$  — диаметр цилиндра, м;  $d_{\text{шт}}$  — диаметр штока, м;  $S_{\Pi}$  — ход поршня, м;  $n_0$  — частота вращения коленчатого вала,  $\text{с}^{-1}$ .

Быстрота действия  $S$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) насоса существенно изменяется в зависимости от давления  $p$  всасывания. Откачная характеристика представляет собой зависимость  $S$  от  $p$  (рис. 1) и определяется двумя параметрами: номинальной быстротой действия при номинальном давлении всасывания, значение которого определено ГОСТ 26099—84, и предельным остаточным давлением, при котором быстрота действия равна нулю. В соответствии с ГОСТ 26099—84 номинальное давление всасывания для одноступенчатых насосов равно 5 кПа, для двухступенчатых — 1 кПа; предельное остаточное давление в соответствии с ГОСТ 26099—84 должно быть для одноступенчатых насосов не более 1 кПа и для двухступенчатых 0,05 кПа.

Коэффициент  $\lambda$  откачки характеризует соотношение быстроты действия насоса и геометрического объема:

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

Теоретической откачной характеристикой насоса (рис. 2) называют зависимости  $\lambda_0 = f(\tau)$ , где  $\lambda_0$  — объемный коэффициент откачки, учитывающий уменьшение производительности вследствие влияния мертвого объема, и  $\tau = p_{\text{н}}/p$ , т. е. отношение давления нагнетания к давлению всасывания.

Для оценки энергетического совершенства насоса используют изотермический  $\eta_{\text{из}}$ , изотермически-индикаторный  $\eta_{\text{из.-инд}}$  и механический  $\eta_{\text{мех}}$  коэффициенты полезного действия.

Изотермический КПД

$$\eta_{\text{из}} = N_{\text{из}}/N_e,$$

где  $N_{\text{из}}$  — мощность идеального изотермического насоса без перепуска,  $N_{\text{из}} = pS_{\Gamma} \ln(p_{\text{н}}/p)$ ;  $N_e$  — эффективная мощность насоса, т. е. мощность, подводимая к валу насоса;  $p_{\text{н}}$ ,  $p$  — давления соответственно нагнетания и всасывания.

Для оценки совершенства термодинамических и газодинамических процессов в насосе используют

$$\eta_{\text{из.-инд}} = N_{\text{из}}/N_{\text{инд}},$$

где  $N_{\text{инд}}$  — действительная индикаторная мощность насоса.

Механический КПД оценивает механические потери на трение

$$\eta_{\text{мех}} = N_{\text{инд}}/N_e.$$

Очевидно, что

$$\eta_{\text{из}} = \eta_{\text{из.-инд}}\eta_{\text{мех}},$$

т. е.  $\eta_{\text{из}}$  характеризует полное энергетическое совершенство насоса.

Вакуумные поршневые насосы, выпускаемые отечественной промышленностью и предназначенные для откачивания сухих газов, классифицируют по устройству органов распределения и перепуска (рис. 3).

Насосы без перепуска применяют при давлении всасывания более 15 ... 20 кПа в одноступенчатом исполнении и 10 ... 20 кПа в двухступенчатом. Диапазон быстроты действия насосов без перепуска составляет от 0,01 до 2,5 м<sup>3</sup>/с. Предельное остаточное давление таких насосов в одноступенчатом исполнении 3 ... 6,5 кПа.

Для снижения предельного давления  $p_{\text{пр}}$  в насосе применяют перепуск газа высокого давления, оставшегося в мертвом объеме  $A$  (рис. 4) после процесса нагнетания, в полость  $B$  цилиндра, в которой закончился процесс всасывания. Для этого на зеркале цилиндра выполняют перепускные каналы, сообщающие полости  $A$  и  $B$ . По перепускным каналам газ протекает из полости  $A$  в полость  $B$ , и давления в этих полостях выравниваются. Таким образом, обратное расширение газа в полости  $A$  начинается с давления смещения, т. е. с более низкого давления, чем давление нагнета-

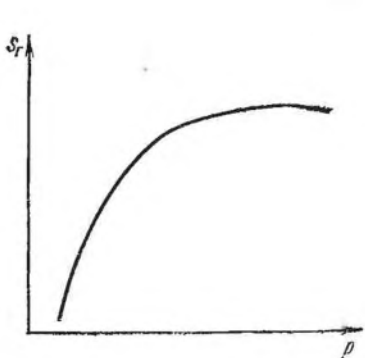


Рис. 1. Действительная откачная характеристика насоса

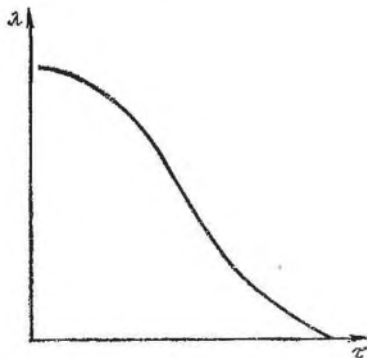


Рис. 2. Безразмерная откачная характеристика насоса

Поршневые вакуумные насосы

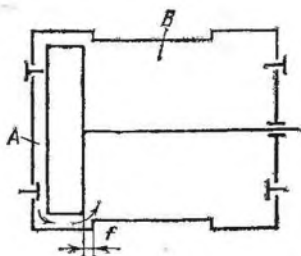
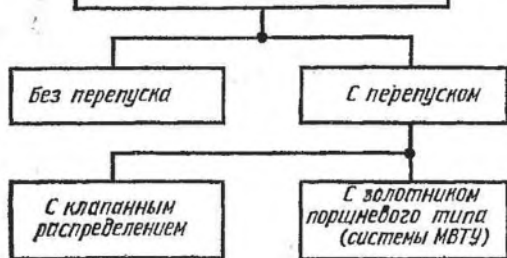


Рис. 3. Классификация насосов

Рис. 4. Схема процесса перепуска

ния, при котором газ остается в мертвом объеме после процесса нагнетания. При этом ход поршня, необходимый для обратного расширения газа, уменьшается. В результате перепуска количество газа, всасываемого в цилиндр вакуум-насоса при определенном отношении давлений, увеличивается, а предельное остаточное давление на всасывании уменьшается.

Перепуск газа приводит к увеличению мощности, так как энергия, затраченная на сжатие газа, оставшегося в мертвом объеме, не полностью возвращается в процессе обратного расширения. Давление газа в полостях в конце процесса перепуска различно, что объясняется гидравлическим сопротивлением и недостаточным временем — сечением при перепуске.

Насосы без перепуска выполняют на базе существующих поршневых компрессоров. Теоретические и действительные индикаторные диаграммы таких насосов не отличаются от диаграмм поршневых компрессоров.

Насосы с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра имеют номинальную быстроту действия до  $2,5 \text{ м}^3/\text{с}$ , а их применение целесообразно при давлениях всасывания более  $1,5\text{--}2 \text{ кПа}$ .

Насосы с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра двойного действия имеют четыре — восемь перепускных каналов, равномерно расположенных по окружности цилиндра и занимающих до 50 % его периметра.

Теоретическая диаграмма насоса представлена на рис. 5, а. Полный перепуск газа на этом рисунке показан кривыми б—1 и 3—4.

Теоретическая откачная характеристика

$$\lambda_0 = A - B\tau,$$

где  $A = 1 + \epsilon_0 - \epsilon_a - (1 + \epsilon_0 - \epsilon_a)(\epsilon_0 + \epsilon_a)/(1 + 2\epsilon_0)$ ;  $B = (\epsilon_0 + \epsilon_a)^2/(1 + 2\epsilon_0)$ ;  $\epsilon_0$  — относительный мертвый объем,  $\epsilon_0 = V_0/V_{\Gamma}$ ;  $\epsilon_a$  — относительное перемещение поршня во время процесса перепуска,  $\epsilon_a = f/S_{\Pi}$ .

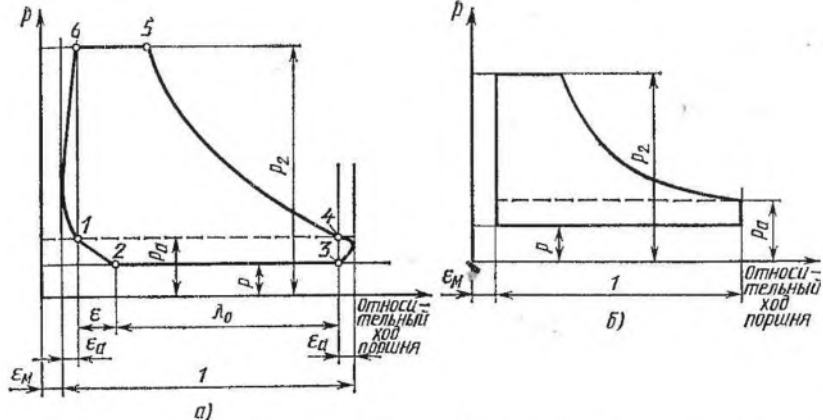


Рис. 5. Теоретическая (а) и упрощенная (б) индикаторные диаграммы насоса с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра

Давление полного перепуска

$$p_a = \alpha + \beta p,$$

где  $\alpha = (\epsilon_0 + \epsilon_a)/(1 + 2\epsilon_0)$ ;  $\beta = (1 + \epsilon_0 - \epsilon_a)/(1 + 2\epsilon_0)$ .

Теоретическая откачная характеристика насоса представляет собой прямую в координатах  $\lambda_0 - \tau$ , проведенную через точки  $\tau = 1$  при  $\lambda_{0 \max} = A - B$  и  $\tau_{\max} = A/B$  при  $\lambda_0 = 0$ .

Теоретическую мощность насоса определяют из упрощенной индикаторной диаграммы (рис. 5, б). Среднее индикаторное давление ( $P_a$ )

$$p_i = C - D p_a + E p_a^{1/n},$$

где  $C = \left(\frac{\alpha}{\beta} - \epsilon_0\right) p_2$ ;  $D = \frac{1}{\beta} + (1 + \epsilon_0) \frac{1}{n-1}$ ;

$$E = \frac{n}{n-1} (1 + \epsilon_0) p^{(n-1)/n};$$

$n$  — показатель политропы процесса сжатия, который выбирают в зависимости от давления всасывания, для воздуха значения  $n$  приведены на рис. 6, а.

Максимальное значение  $p_i^*$  определяют при соответствующем этому режиму работы значению

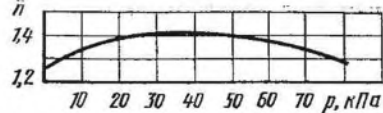
$$p_a^* = \left(\frac{B}{An}\right)^{n/(n-1)}.$$

Мощность (кВт)

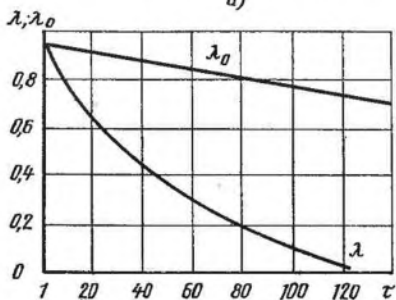
$$N_i = p_i S_r \cdot 10^{-3},$$

где  $S_r$  — геометрический объем, м<sup>3</sup>/с.

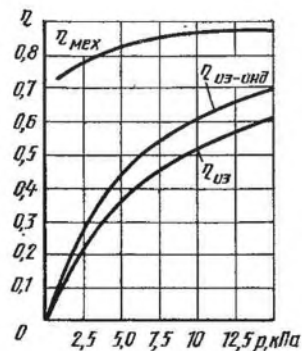
Действительные объемные и энергетические характеристики насоса ВН-120 ( $S_r = 2,850$  м<sup>3</sup>/с,  $n_0 = 2,5$  с<sup>-1</sup>,  $c_m = 2,7$  м/с) приведены на рис. 6, б, в.



а)



б)



в)

Рис. 6. Действительные характеристики насоса с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра:

а — зависимость  $\eta$  от  $p$ ; б — объемные характеристики, в — энергетические характеристики

В СССР широко применяют быстроходный насос системы МВТУ с золотником поршневого типа и перепускными каналами, выполненными на зеркале цилиндра [А. с. 159925 СССР, МКИ<sup>8</sup>]. Средняя скорость поршня насоса ограничена скоростью газа в перепускных каналах и в цилиндрических окнах и составляет 2 ... 4,5 м/с.

Особенностью насоса системы МВТУ (рис. 7) является использование золотника для дополнительного сжатия откачиваемого газа до давления нагнетания. Принцип действия насоса системы МВТУ рассмотрим при отставании поршня основного цилиндра от поршня золотниковой полости на  $\theta = 90^\circ$ . Полости  $A_I$  и  $A_{II}$  цилиндра сообщаются с полостями  $B_I$  и  $B_{II}$  золотника или полостью всасывания каналами  $C_I$  и  $C_{II}$ .

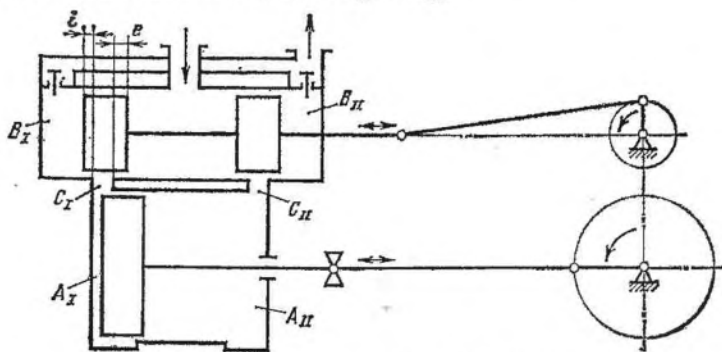


Рис. 7. Схема насоса системы МВТУ



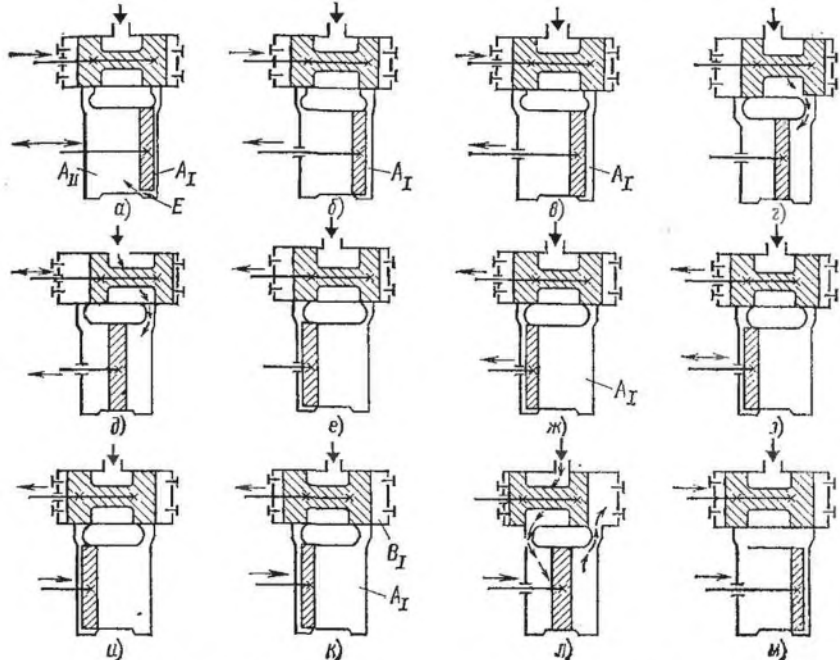


Рис. 8. Принцип действия насоса системы МВТУ

Поршень цилиндра (рис. 8, а) достиг мертвой точки. Так как угол развала между коленом вала, к которому прикреплен шатун поршня, и эксцентриком золотника равен  $90^\circ$ , то в момент, когда поршень находится в мертвой точке, золотник находится в среднем положении и движется вправо. Перепускной канал  $E$  в это время открыт. Происходит перепуск газа высокого давления из мертвого пространства рассматриваемой в дальнейшем полости  $A_I$  в полость  $A_{II}$ , где только что закончился процесс всасывания. Перепуск уменьшает давление газа в мертвом пространстве и таким образом увеличивает быстроту действия насоса. Перепуск будет протекать до тех пор, пока поршень, двигаясь влево, не перекроет перепускные каналы, расположенные на зеркале цилиндра. Момент закрытия перепускных каналов показан на рис. 8, б.

Двигаясь влево, поршень увеличивает объем замкнутой полости  $A_I$ . Происходит процесс расширения (кривая 1—2 на рис. 9). В это время золотник движется вправо и перекрывает цилиндрический канал. С момента окончания расширения газа в замкнутой полости  $A_I$  (рис. 8, в) золотник, продолжая двигаться вправо, открывает цилиндрический канал, через который полость  $A_I$  цилиндра сообщается с полостью всасывания. Начинается процесс всасывания газа (см. рис. 8, г), в течение которого золотник достигает своей мертвой точки (см. рис. 8, д) и начнет двигаться

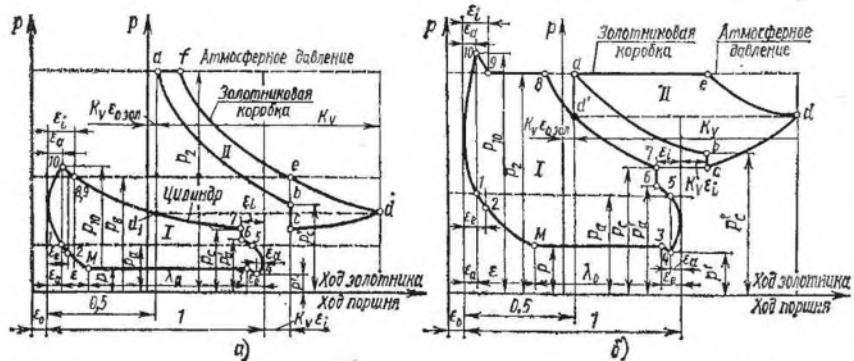


Рис. 9. Теоретические индикаторные диаграммы насоса системы МВТУ при различных режимах работы:

а — двухступенчатом; б — одноступенчатом

влево. Закончится процесс всасывания в момент, когда золотник двигаясь влево, перекроет цилиндрический канал (см. рис. 8, е). На индикаторной диаграмме (см. рис. 9) процессу всасывания соответствует линия М—3.

Всасывание закончится несколько раньше, чем начнется перепуск. От момента, когда золотник перекроет цилиндрический канал и прекратит всасывание (см. рис. 8, е), до момента, когда поршень начнет открывать перепускной канал (см. рис. 8, ж), происходит расширение газа в замкнутой полости  $A_1$  цилиндра (кривая 3—4 на диаграмме рис. 9).

Во время перепуска, который начнется с момента, когда поршень откроет перепускной канал, поршень достигнет левой мертвой точки (см. рис. 8, з) и начнет движение вправо. Цилиндрические каналы во время перепуска закрыты. Процесс перепуска, изображенный кривой 4—5 на индикаторной диаграмме (см. рис. 9), продолжается до тех пор, пока поршень, двигаясь вправо, не закроет перепускной канал. Момент закрытия перепускного канала показан на рис. 8, и.

Золотник откроет канал, двигаясь влево от положения, изображенного на рис. 8, к, лишь через некоторое время после закрытия перепускного канала. За это время произойдет процесс сжатия (кривая 5—6 на рис. 9). После открытия цилиндрического канала полости  $A_1$  цилиндра и  $B_1$  золотника объединяются, давления в них выравниваются (кривые 6—7 и  $b — c$  на диаграмме рис. 9). Сжатие газа в объединенном объеме полостей цилиндра и золотника протекает в два этапа. На первом этапе объем полости золотника увеличивается, а полости цилиндра уменьшается. Увеличение объема полости золотника происходит с уменьшающейся скоростью, так как золотник подходит к мертвой точке, в то время как уменьшение объема полости цилиндра происходит все интенсивнее по мере приближения поршня к среднему положению.

Первый этап длится до момента достижения золотником мертвой точки (см. рис. 8, л). Этому этапу сжатия соответствуют кривые 7 —  $d'$  и  $c — d$  на индикаторной диаграмме (см. рис. 9).

При движении золотника в сторону крышки происходит второй этап сжатия, отличительной особенностью которого является одновременное сжатие в объединенных полостях цилиндра и золотника. Этот этап сжатия (кривые  $d' — 8$  и  $d — e$ , рис. 9) окончится тогда, когда золотник перекроет цилиндрические каналы (см. рис. 8, м). Затем в полости основного цилиндра произойдет сжатие (кривая 8—10 на рис. 9), после чего мертвое пространство цилиндра соединится через перепускные каналы с другой полостью цилиндра, в которой только что окончился процесс всасывания (см. рис. 8, а). Перепуск обозначен на индикаторной диаграмме (см. рис. 9, а) кривыми 10—1 и 4—5. После того как золотник, перекрыв цилиндрические каналы, отделит от цилиндра полость золотника, в ней последовательно происходят процессы дополнительного сжатия и нагнетания (на рис. 9, а соответственно  $e — f$  и  $f — a$ ). По окончании процесса нагнетания в полости золотника начнется обратное расширение газа мертвого пространства золотника ( $a — b$ ).

Золотник в этом случае служит второй ступенью. Поэтому такой режим работы условно называют двухступенчатым.

При одноступенчатом режиме работы насоса давление нагнетания достигается еще при одновременном сжатии объемов полостей золотника и цилиндра. Таким образом, нагнетание начнется до того, как золотник отделит полость цилиндра от полости золотника. Поршень начнет выталкивать сжатый газ в нагнетательный трубопровод еще до момента, изображенного на рис. 8, м. После разделения рабочей полости золотника и полости цилиндра золотник выталкивает газ из полости золотника.

Индикаторные диаграммы работы насоса на одно- и двухступенчатом режимах будут различными (см. рис. 9).

Переход с одноступенчатого режима работы на двухступенчатый происходит при  $p_8 = p_H$ . Из теоретической индикаторной диаграммы (рис. 9) находят давление  $p^*$  всасывания, при котором происходит переход с одноступенчатого режима работы на двухступенчатый:

$$p^* = p_H (1 - D)/C. \quad (1.1)$$

Здесь

$$C = \frac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)}{(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)(1 + 2\varepsilon_0) + K_v(\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})(1 + 2\varepsilon_0) - (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}$$

$$D = \frac{K_v(1 + 2\varepsilon_0)\varepsilon_{0 \text{ вол}}}{(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)(1 + 2\varepsilon_0) + K_v(\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})(1 + 2\varepsilon_0) - (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}$$

где  $\varepsilon_0$  — относительный мертвый объем,  $\varepsilon_0 = V_0/V_{\Gamma}$ ;  $\varepsilon_a = f/S_{\Pi}$ ;  $\varepsilon_e$  — относительное перемещение поршня во время открытия перепускных каналов,  $\varepsilon_a = f/S_{\Pi}$ ;  $\varepsilon_e$  — относительное перемещение поршня за время перемещения золотника на  $e$  от среднего положения,  $\varepsilon_e \approx (1/4)(e/r)^2$  ( $r$  — радиус кривошипа золотника);  $\varepsilon_i$  — относительное перемещение поршня за время перемещения золотника на  $i$  от среднего положения,  $\varepsilon_i \approx (1/4)(i/r)^2$ ;  $K_v$  — отношение объемов, описанных золотником и поршнем,  $K_v = V_{\Gamma, \text{зол}}/V_{\Gamma}$ ;  $\varepsilon'_{\text{зол}} = 0,5 [1 - \cos(\theta + \varphi_i)]$  ( $\theta$  — угол развала кривошипа поршня и золотника) при  $\theta = 90^\circ$   $\varepsilon'_{\text{зол}} = (r + i)/(2r)$ .

Если  $p < p^*$ , режим работы насоса двухступенчатый, а при  $p > p^*$  — одноступенчатый.

Для построения теоретических индикаторных диаграмм необходимо знать давления в характерных точках. Так, давление в конце процесса совместного сжатия при двухступенчатом режиме работы

$$p_8 = Cp + Dp_{\text{н}}$$

Давление выравнивания после полного перепуска при двухступенчатом режиме

$$p_a = C_1 p + D_1 p_{\text{н}}, \quad (1.2)$$

$$\text{где } C_1 = C \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a};$$

$$D_1 = D \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{1 + 2\varepsilon_0};$$

при одноступенчатом режиме

$$p_a = \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e}{1 + 2\varepsilon_0} p + \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{1 + 2\varepsilon_0} p_{\text{н}}. \quad (1.3)$$

Давление начала совместного сжатия в двухступенчатом режиме

$$p_c = C_2 p + D p_{\text{н}},$$

$$\text{где } C_2 = C \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})};$$

$$D_2 = D \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})};$$

при одноступенчатом режиме

$$p_c = \alpha p + \beta p_{\text{н}},$$

$$\text{где } \alpha = \frac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)}{(1 + 2\varepsilon_0)[1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})]};$$

$$\beta = \frac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}{(1 + 2\varepsilon_0)[1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})]}.$$

При одноступенчатом сжатии

$$\lambda_{0\text{I}} = A_{\text{I}} - B_{\text{I}} \tau,$$

$$\text{где } A_{\text{I}} = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e - (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)/(1 + 2\varepsilon_0);$$

$$B_{\text{I}} = (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)/(1 + 2\varepsilon_0);$$

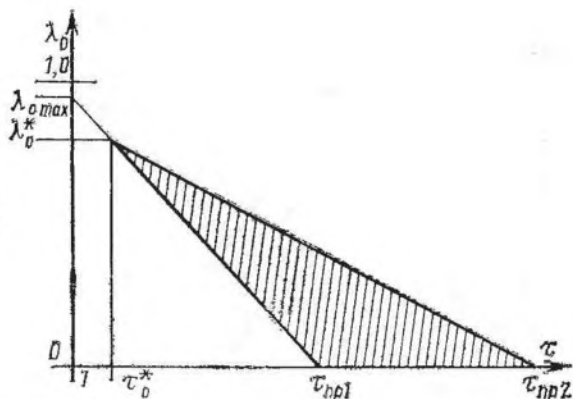


Рис. 10. Теоретическая откачная характеристика насоса системы МВТУ

при двухступенчатом сжатии

$$\lambda_{0II} = A_{II} - B_{II}\tau,$$

где  $A_{II} = (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e) \left[ 1 - \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_a}{1 + 2\varepsilon_0 - M(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)} \right];$

$$B_{II} = \frac{K_v \varepsilon_{0\text{зол}} M (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)}{1 + 2\varepsilon_0 - M(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)}.$$

Относительная часть газа  $M$ , остающегося в цилиндре после окончания сжатия в совместном объеме рабочих полостей цилиндра и золотника, т. е. относительная часть газа, оставшегося в цилиндре после того, как золотник разделит рабочие полости цилиндра и золотника,

$$M = \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0\text{зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})}.$$

На рис. 10 показана теоретическая откачная характеристика насоса системы МВТУ.

Теоретическую индикаторную мощность насоса находят из упрощенных индикаторных диаграмм (рис. 11). Экспериментальные исследования показали, что расчет индикаторной мощности следует вести, исходя из предположения изотермичности процессов сжатия и расширения. При этом отклонение результатов расчета от экспериментальных данных не превышает 8 %.

Среднее индикаторное давление при одноступенчатом режиме

$$p_{iI} = A_{изI} p_c - B_{изI} p_c \ln(p_H/p) + C_{изI},$$

где  $A_{изI} = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0\text{зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}}) - 1/\alpha;$

$$B_{изI} = 1 + \varepsilon_0 + K_v (\varepsilon_{0\text{зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}});$$

$$C_{изI} = \left[ \frac{\beta}{\alpha} - (\varepsilon_0 + K_v \varepsilon_{0\text{зол}}) - \varepsilon_{0\text{зол}} K_v \times \right.$$

$$\left. \times \ln \left( \frac{\varepsilon_{0\text{зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}}}{\varepsilon_{0\text{зол}}} \right) \right] p_H.$$

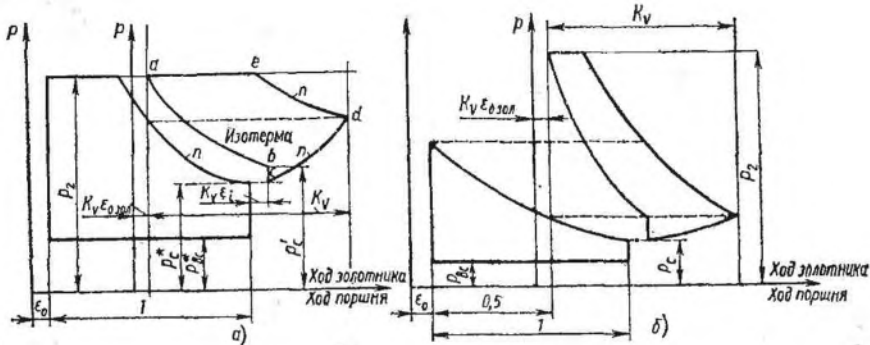


Рис. 11. Упрощенные индикаторные диаграммы насоса системы МВТУ при различных режимах работы:  
 а — одноступенчатом, б — двухступенчатом

Максимальная мощность насоса системы МВТУ потребляется при одноступенчатом режиме. Давление совместного сжатия газа в золотниковой полости цилиндра, соответствующее максимальной мощности,

$$p_{с. нз}^* = p_n / e^T,$$

$$\text{где } T = \frac{\varepsilon_i + 1/\alpha}{1 + \varepsilon_0 + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})}.$$

Давление всасывания, соответствующее максимальной мощности,

$$p^* = \frac{1}{\alpha} \left( \frac{1}{e^T} - \beta \right) p_n.$$

Среднее индикаторное давление при двухступенчатом режиме

$$p_{i \text{ II}} = A_{\text{из II}} p_c - B_{\text{из II}} p_c \ln p_c + C_{\text{из II}},$$

где

$$A_{\text{из II}} = [1 + \varepsilon_0 + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})] \ln \sigma + K_v \sigma (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}}) (1 + \ln p_n + \ln \sigma) - \sigma / C;$$

$$B_{\text{из II}} = K_v \sigma (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}});$$

$$C_{\text{из II}} = \frac{D}{C} p_n - K_v \varepsilon_{0 \text{ зол}} \left[ 1 + \ln \frac{(\varepsilon_{0 \text{ зол}} - \varepsilon'_{\text{зол}})}{\varepsilon_{0 \text{ зол}}} \right] p_n$$

( $\sigma$  — отношения объединенных объемов рабочих полостей золотника и цилиндра в конце и в начале совместного сжатия в этих полостях,

$$\sigma = \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})}{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v (\varepsilon_{0 \text{ зол}} + \varepsilon'_{\text{зол}})}.$$

Действительные характеристики насосов системы МВТУ приведены на рис. 12.

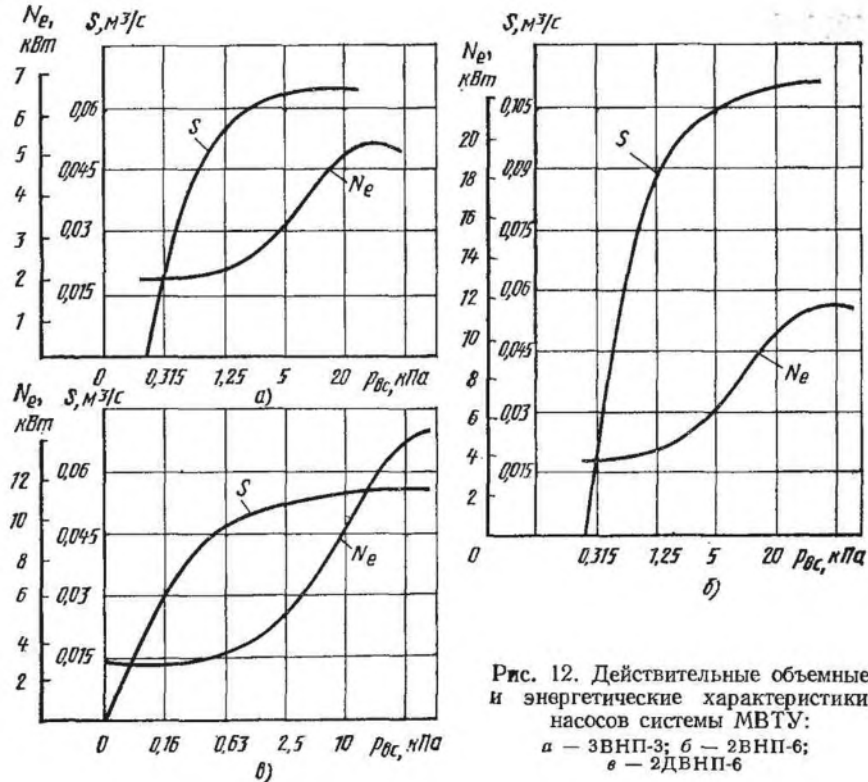


Рис. 12. Действительные объемные и энергетические характеристики насосов системы МВТУ:  
 а — 3ВНП-3; б — 2ВНП-6;  
 в — 2ДВНП-6

## 1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НАСОСА СИСТЕМЫ МВТУ

Основные размеры насоса (диаметр  $D$  цилиндра, ход  $S_n$  поршня, диаметр  $d_{вол}$  золотника, ход  $S_{вол}$  золотника, а также частота  $n_0$  вращения коленчатого вала) определяют, исходя из обеспечения заданной номинальной быстроты действия, которая связана с геометрическим объемом  $S_r$  коэффициентом откачки  $\lambda$ :

$$S_r = S/\lambda.$$

Таким образом, основные размеры насоса определяют за четыре этапа: первый этап — определение коэффициента откачки на номинальном режиме; второй этап — определение необходимого для обеспечения заданной номинальной быстроты действия  $S$  геометрического объема  $S_r$ ; третий этап — выбор значений  $D$ ,  $S_n$  и  $n_0$ , обеспечивающих необходимый геометрический объем  $S_r$ ; четвертый этап — определение основных размеров золотника.

Наибольшее применение для расчета нашел массовый метод разделения потерь быстроты действия, так как он позволяет

при определении отдельных составляющих потерь для разных давлений всасывания учитывать плотности газа без приведения к одинаковым условиям. Разделение потерь быстроты действия на основе массового метода позволяет получить отдельные составляющие потерь производительности, имеющие более четкий физический смысл.

Коэффициент откачки

$$\lambda = m_e/m_T,$$

где  $m_e$  — масса газа, откачиваемая действительным насосом за один оборот коленчатого вала.

Масса, откачиваемая идеальным насосом за один оборот коленчатого вала,

$$m_T = pS_{\Gamma}/(RT_{\text{вс}}n_0).$$

Масса газа  $m_3$ , находящегося в рабочей полости цилиндра в момент окончания процесса всасывания, т. е. в момент отделения рабочей полости цилиндра от полости всасывания, может быть описана уравнением (точка 3 на рис. 9):

$$m_3 = m_e + \Delta m_0 + \Delta m_c + \Delta m_{\text{II}} + \Delta m_{\text{H}} + \Delta m_{\text{Ф}},$$

где  $m_e$  — масса газа, откачиваемая действительным насосом;  $\Delta m_0$  — масса газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра после перепуска при условии полного выравнивания давления;  $\Delta m_c$  — масса газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра вследствие неполноты перепуска;  $\Delta m_{\text{II}}$  — масса газа, перетекающего на сторону всасывания через уплотнения поршня и золотника;  $\Delta m_{\text{H}}$  — масса газа, натекающего в рабочую полость цилиндра во время процесса всасывания;  $\Delta m_{\text{Ф}}$  — масса пара, поступившего в полость цилиндра вследствие испарения конденсата на стороне всасывания и из смазочного масла.

Тогда масса откачиваемого газа, поступившего в цилиндр за ход всасывания,

$$m_e = m_3 - (\Delta m_0 + \Delta m_c + \Delta m_{\text{II}} + \Delta m_{\text{H}} + \Delta m_{\text{Ф}}).$$

Исходя из массового баланса, коэффициент  $\lambda$  откачки для насоса записывается в зависимости от частных коэффициентов, учитывающих потери быстроты действия, следующим образом:

$$\lambda = \frac{m_e}{m_T} = (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e) \lambda_{\text{др}} \lambda_T - \lambda'_{\text{м.о}} + \lambda'_c + \lambda'_{\text{II}} + \lambda'_{\text{H}}, \quad (1.4)$$

где  $m_T$  — масса газа, откачиваемого идеальным насосом, в котором отсутствуют потери быстроты действия;  $\lambda_{\text{др}}$ ,  $\lambda_T$  — коэффициенты соответственно дросселирования и подогрева, учитывающие потери быстроты действия вследствие уменьшения плотности газа в полости цилиндра по сравнению с плотностью газа во всасывающем патрубке,  $\lambda_{\text{др}} = p_3/p$ ,  $\lambda_T = T_{\text{вс}}/T_3$ ;  $\lambda'_{\text{м.о}}$  — относительная потеря быстроты действия вследствие уменьшения плотности газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра в начале процесса обратного расширения при условии полного перепуска,  $\lambda'_{\text{м.о}} = \Delta m_0/m_T$ ;  $\lambda'_c$  — относительная потеря быстроты действия вследствие неполноты перепуска,  $\lambda'_c = \Delta m_c/m_T$ ;  $\lambda'_{\text{II}}$  — относительная потеря быстроты действия от внутренних перетеканий,  $\lambda'_{\text{II}} = \Delta m_{\text{II}}/m_T$ ;  $\lambda'_{\text{H}}$  — относительная потеря быстроты действия от внешних натеканий,  $\lambda'_{\text{H}} = \Delta m_{\text{H}}/m_T$ .

Физический смысл уравнения (1.4) состоит в том, что член  $(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e) \lambda_{\text{др}} \lambda_T$  представляет собой относительную массу газа,



находящегося в рабочей полости цилиндра в момент окончания процесса всасывания, а последующие — относительные значения соответствующих потерь.

Исследования вакуумного насоса системы МВТУ показали, что наиболее существенные потери быстроты действия возникают вследствие подогрева и дросселирования газа при всасывании, внутренних перетеканий, а также наличия мертвого объема и перекрытий. Поэтому коэффициент откачки для инженерных расчетов можно представить в упрощенном виде:

$$\lambda \approx \lambda_{др} \lambda_T - \lambda'_{м.о} - \lambda'_{п}. \quad (1.5)$$

Рассмотрим способы определения  $\lambda_{др}$ ,  $\lambda_T$ ,  $\lambda'_{м.о}$  и  $\lambda'_{п}$ . Влияние массы газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра после окончания перепуска, на быстроту действия насоса выражается следующим уравнением:

$$\lambda'_{м.о} = \frac{p_a}{p} \frac{T_{вс}}{T_a} (\varepsilon_0 + \varepsilon_a). \quad (1.6)$$

Давление  $p_a$  конца перепуска определяют по уравнениям (1.2) или (1.3).

Температура  $T_a$  газа в конце перепуска может быть принята равной температуре в точке 3 (см. рис. 9), так как экспериментальные исследования насосов системы МВТУ показали, что  $\Delta T = T_3 - T_a$  не превышает 3...5 К в широком диапазоне изменений давления всасывания, средних скоростей поршня и режимов охлаждения. Таким образом,

$$\lambda_T = T_{вс}/T_a \approx T_{вс}/T_3.$$

Относительный мертвый объем  $\varepsilon_0$  цилиндра определяется как отношение суммы линейного мертвого объема, объемов цилиндрических и перепускных каналов к объему  $V_r$ ; относительный ход  $\varepsilon_a$  перепуска — из условия полного выравнивания давлений в процессе перепуска.

К внутренним перетеканиям относят (рис. 13) перетекания газа:

- 1) из нагнетательного патрубка в рабочие полости золотникового цилиндра через нагнетательные клапаны —  $m_{кл}$ ;
- 2) из рабочей полости цилиндра, в которой происходит сжатие и нагнетание, в полость обратного расширения и всасывания через неплотности в кольцах поршня —  $m_{п.п}$ ;
- 3) из рабочих полостей золотника во впускную полость золотника через неплотности в кольцах золотникового поршня —  $m_{зол 1}$ ;
- 4) между рабочими полостями золотника и цилиндра через неплотности в кольцах золотникового поршня и цилиндрический канал —  $m_{зол 2}$ ;
- 5) из рабочей полости цилиндра во впускную полость золотника через неплотности в кольцах золотникового поршня —  $m_{зол 3}$ .

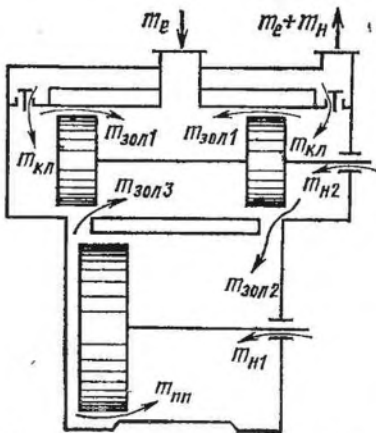


Рис. 13. Натекание и перетекание в насосе системы МВТУ

Через нагнетательные клапаны происходят перетекания газа в золотниковую рабочую полость, изолированную от полости цилиндра, поэтому они непосредственно не влияют на быстроту действия и не входят в  $\lambda'_n$ . Однако эти перетекания могут косвенно влиять на быстроту действия насоса, увеличивая количество газа, сжимаемого в мертвом объеме золотника и расширяющегося из него, т. е. повышая давление в процессах совместного сжатия, сжатия и обратного расширения в золотниковых полостях, что приводит к увеличению перетеканий через золотниковые и поршневые уплотнения на сторону всасывания.

Кроме того, при двухступенчатом режиме работы перетекания через клапан повышают  $p_a$ , косвенно влияя таким образом через  $\lambda'_{м.о}$  на коэффициент откачки. Исследования показали, что даже при больших неплотностях в нагнетательных клапанах влияние перетеканий через них на быстроту действия насоса при номинальном режиме работы незначительно. Однако перетекания через неплотности в клапанах влияют на предельное остаточное давление.

Потери быстроты действия от внутренних перетеканий определяют перетеканиями газа в основном поршне за время обратного расширения и всасывания и перетеканиями в уплотнении золотниковых поршней за весь цикл:

$$\lambda'_n = \frac{m_{п.п}}{m_T} + \frac{m_{зол}}{m_T},$$

где  $m_{п.п}$  — масса газа, перетекающего через поршневое уплотнение;  $m_{зол}$  — масса газа, перетекающего через уплотнение золотника.

Перетекания сжимаемого газа  $m_{п.п}$  (см. рис. 13) через поршневое уплотнение в рабочую полость цилиндра во время обратного расширения и всасывания чередуются в обеих полостях цилиндра: газ перетекает через поршневые кольца на сторону всасывания в течение всего цикла. Масса газа, перетекающего через поршневое уплотнение за цикл, кроме небольшой части хода от момента окончания всасывания до начала перепуска, входит в потери  $\lambda'_n$  быстроты действия от внутренних перетеканий [см. уравнения (1.4) и (1.5)].

Основная особенность работы поршневых уплотнений в насосе с перепускными клапанами на зеркале цилиндра заключается в том, что число уплотняющих поршневых колец переменное по ходу поршня. По мере приближения поршня к мертвым точкам

поршневые кольца начинают заходить на перепускные каналы и перестают уплотнять полость сжатия цилиндра. Например, в вакуумном насосе системы МВТУ марки 2ВНП-3 все четыре поршневые кольца работают только на 15° поворота кривошипа, в то время как максимальный перепад давлений уплотняется минимальным числом колец в конце хода всасывания.

Через золотник происходят перетекания в полость впуска из рабочих полостей золотника  $m_{\text{зол}1}$ , цилиндра  $m_{\text{зол}3}$  и перетекания из рабочих полостей золотника в рабочие полости цилиндра за время перепуска и обратного расширения  $m_{\text{зол}2}$ . Масса газа  $m_{\text{зол}1}$  и  $m_{\text{зол}2}$ , перетекающего на сторону всасывания, непосредственно входит в потери  $\lambda_{\Pi}$  быстроты действия от перетеканий. Масса газа  $m_{\text{зол}1}$  является основной составляющей, так как эти перетекания происходят из полостей с наиболее высоким давлением и имеют место в течение всего цикла. Перетекания газа  $m_{\text{зол}3}$  незначительны вследствие малого времени действия — времени перепуска и малого перепада давлений. Масса газа  $m_{\text{зол}2}$  мала по сравнению с другими перетеканиями и практически не влияет на  $\lambda$ .

Цилиндровые окна в золотниковой втулке служат причиной того, что в зависимости от угла поворота кривошипа полость впуска золотника уплотняется различным числом колец, а, следовательно, условная площадь зазоров золотниковых уплотнений в течение цикла величина переменная.

Перетекания по поршню и золотнику рассчитывают, предполагая, что в уплотнениях имеет место сверхкритическое истечение, а процесс совместного сжатия — изотермический. Мгновенный массовый расход через уплотнения поршня

$$\frac{dm_{\Pi-\Pi}}{dt} = \Phi_{\Pi} p_{c.c} \sqrt{\frac{k}{RT_{вс}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}},$$

где  $\Phi_{\Pi}$  — площадь условных зазоров в уплотнении поршня, м<sup>2</sup>,  $\Phi_{\Pi} = \pi D \delta_{\Pi} \cdot 10^{-6}$  ( $\delta_{\Pi}$  — условный зазор поршневого уплотнения, мм);  $p_{c.c}$  — текущее давление в полости совместного сжатия;

ЗОЛОТНИКА

$$\frac{dm_{\text{зол}}}{dt} = \Phi_{\text{зол}} p_{\text{зол}} \sqrt{\frac{k}{RT_{вс}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}},$$

где  $\Phi_{\text{зол}}$  — площадь условного зазора в уплотнении золотникового поршня;  $p_{\text{зол}}$  — текущее давление в рабочей полости золотника.

Значение  $p_{c.c}$  находят из теоретической индикаторной диаграммы (см. рис. 9):

$$\frac{p_{c.c}}{p} = \frac{(p_a/p)(1 + \varepsilon_0 \mp \varepsilon_a) + \tau K_v \varepsilon_0 \text{зол}}{1 + 2\varepsilon_0 + 0,5[f(\varphi) - K_v f(\alpha_{\text{зол}})]}, \quad (1.7)$$

где для полостей, удаленных от механизма движения,

$$f(\varphi) = 1 + 2\varepsilon_0 + \frac{\lambda_R}{4} - \cos \varphi - \frac{\lambda_R}{4} \cos 2\varphi;$$

$$f(\alpha_{\text{зол}}) = 1 + 2\varepsilon_0 \text{зол} - \frac{\lambda_r}{4} + \cos \alpha_{\text{зол}} + \frac{\lambda_r}{4} \cos \alpha_{\text{зол}}.$$

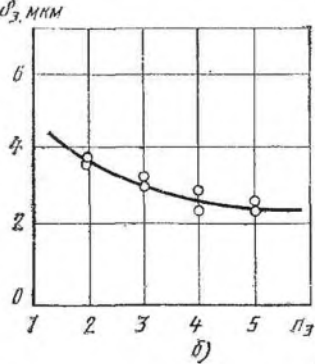
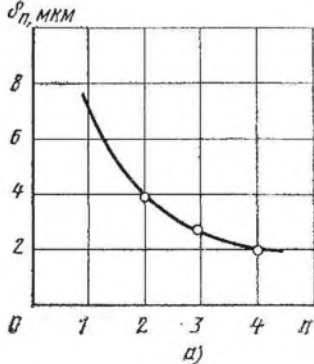


Рис. 14. Изменения условных зазоров в уплотнениях в зависимости от числа уплотнительных колец:  
а — поршня; б — золотника

( $\alpha_{\text{вол}}$  — угол поворота кривошипа золотника;  $\lambda_R = R/L$  и  $\lambda_r = r/L_{\text{вол}}$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для линии основного поршня и золотника).

Для противоположных полостей следует поменять знаки при членах, содержащих  $\lambda_R$  и  $\lambda_r$ .

Ниже приведены формулы для определения относительного давления в рабочей полости золотника  $p_{\text{вол}}/p_{\text{с.с}}$  для различных процессов.

Процесс:

совместного сжатия . . . . .	$p_{\text{вол}}/p = p_{\text{с.с}} \cdot c/p$
сжатия . . . . .	$p_{\text{вол}}/p = \frac{p_8}{p} \times$
	$\times \frac{\epsilon'_{\text{вол}} - \epsilon_{0 \text{ вол}}}{f \alpha_{\text{вол}}} 2$
нагнетания . . . . .	$p_{\text{вол}}/p = \tau$
обратного расширения . . . . .	$p_{\text{вол}}/p = 2 \frac{\epsilon_{0 \text{ вол}} \tau}{f (\alpha_{\text{вол}})}$

Изменения условных зазоров в поршневом и золотниковом уплотнениях при различном числе уплотнительных поршневых колец приведены на рис. 14.

Масса газа, перетекающего через поршневое уплотнение во время обратного расширения и всасывания (в одной полости)

$$m_{\text{п.п}} = \int_{\varphi_a}^{(\pi - \varphi_e)} \frac{\Phi_{\text{п}} p_{\text{с.с}}}{\omega} \sqrt{\frac{k}{RT_{\text{вс}}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} d\varphi,$$

где  $\omega$  — угловая скорость коленчатого вала.

Аналогично определяют массу газа, перетекающего через уплотнение золотника в процессах совместного сжатия, сжатия, нагнетания и обратного расширения.

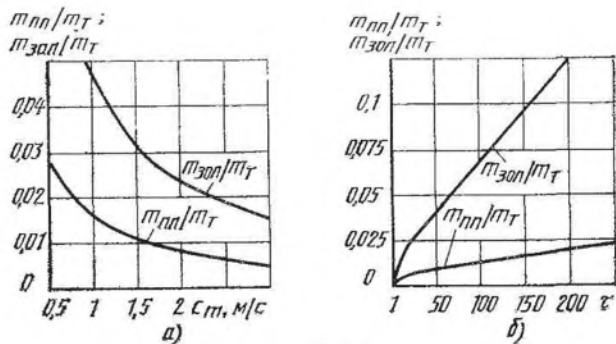


Рис. 15. Зависимости составляющих потерь производительности от внешних перетеканий насоса ЗВНП-3:

- а — от средней скорости поршня  $c_m$  при  $\tau = 20$ ;  
 б — от отношений давлений  $\tau$  при  $c_m = 2$  м/с

Изменения потерь быстроты действия вследствие внутренних перетеканий в уплотнениях поршня и золотника для насосов системы МВТУ с номинальной быстротой действия 3 м<sup>3</sup>/мин показаны на рис. 15.

Анализ и обобщение результатов расчета  $\lambda'_n$  показали, что с достаточной точностью их можно определять по зависимости

$$\lambda'_n = 0,052 + 0,00123\tau - 0,004 n_0.$$

Погрешность, вносимая в определение быстроты откачки насоса с использованием этого уравнения, составляет менее 0,5 %.

Коэффициент  $\lambda_T$  подогрева характеризует уменьшение массы откачиваемого газа вследствие того, что температура газа в полости цилиндра в конце всасывания выше, чем температура откачиваемого газа во всасывающей патрубке  $T_{вс}$ :

$$\lambda_T = T_{вс}/T_3.$$

Экспериментальные исследования насосов системы МВТУ показали, что коэффициент  $\lambda_T$  зависит от давления всасывания, частоты вращения и количества охлаждающей воды, протекающей в цилиндрическом блоке. Результаты исследований, приведенные в табл. 1.1, характеризуют влияние этих факторов на  $\lambda_T$ .

Результаты экспериментальных исследований обобщены для номинального режима работы насосов системы МВТУ ( $p_{вс} = 5$  кПа) в виде

$$\lambda_T = 0,9476 - 0,0168n_0 + 111,2W, \quad (1.8)$$

где  $n_0$  — частота вращения коленчатого вала, с<sup>-1</sup>;  $W$  — расход охлаждающей воды, м<sup>3</sup>/с.

Повышение температуры охлаждающей воды на входе в цилиндр до 310 К практически не сказывается на  $\lambda_T$ .

Расход охлаждающей воды, дм <sup>3</sup> /с	$\lambda_T$ в зависимости от различных факторов					
	при $n_0 = 3,7 \text{ с}^{-1}$			при $n_0 = 6,83 \text{ с}^{-1}$		
	$p_{\text{пред}}$	$p_{\text{вс}} =$ = 5 кПа	$p_{\text{вс}} =$ = 11 кПа	$p_{\text{пред}}$	$p_{\text{вс}} =$ = 5 кПа	$p_{\text{вс}} =$ = 11 кПа
0,33	0,995	0,95	0,93	0,92	0,89	0,865
0,083	0,99	0,92	0,912	0,885	0,89	0,85

Коэффициент  $\lambda_{\text{др}}$  дросселирования учитывает уменьшение всасываемой в цилиндр массы газа вследствие того, что давление газа в цилиндре в конце процесса всасывания  $p_3$  (см. рис. 7) меньше, чем давление  $p$  всасывания во всасывающей трубке насоса. Это уменьшение давления обусловлено гидравлическим сопротивлением, которое приходится преодолевать газу на пути от всасывающего фланца до полости цилиндра.

Коэффициент дросселирования

$$\lambda_{\text{др}} = p_3/p.$$

Потери давления в цилиндре в процессе всасывания оценивают относительной потерей давления

$$\kappa_{\text{вс}} = (p - p_{\text{ц}})/p,$$

где  $p_{\text{ц}}$  — текущее давление в цилиндре.

Потери быстроты действия от дросселирования характеризуются относительной потерей давления в конце всасывания:

$$\kappa_{\text{к}} = (p - p_3)/p.$$

Обычно коэффициент  $\lambda_{\text{др}}$  дросселирования выражают через  $\kappa_{\text{к}}$ :

$$\lambda_{\text{др}} = 1 - \kappa_{\text{к}}.$$

Значение  $\kappa_{\text{к}}$  может быть получено при решении дифференциального уравнения процесса всасывания в насосе

$$\frac{d\kappa_{\text{вс}}}{d\varphi} = - \frac{2\sqrt{2}y(\varphi) K_f \alpha_{\text{ТР}} \varepsilon_p \kappa_{\text{вс}}^{0,5}}{M \pi f(\varphi)} + k(1 - \kappa_{\text{вс}}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}, \quad (1.9)$$

где  $y(\varphi)$  — текущее открытие цилиндрических окон, отнесенное к радиусу кривошипа золотника;  $K_f$  — коэффициент, учитывающий отклонение формы окна от прямоугольной, т. е. отношение площади действительных цилиндрических окон к площади прямоугольных окон;  $\alpha_{\text{ТР}}$  — коэффициент расхода всасывающего тракта;  $\varepsilon_p$  — коэффициент расширения;  $M$  — критерий скорости,  $M = F_{\text{л}} c_{\text{т}} / (\Sigma b r c_{\text{зв}})$ ;  $[\Sigma b$  — суммарная длина цилиндрических окон (по окружности);  $c_{\text{зв}}$  — скорость звука];  $f'(\varphi)$  — производная от функции  $f(\varphi)$ ;  $f(\varphi)$  — функция, характеризующая текущее значение объема цилиндрической полости [см. уравнение (1.7)].



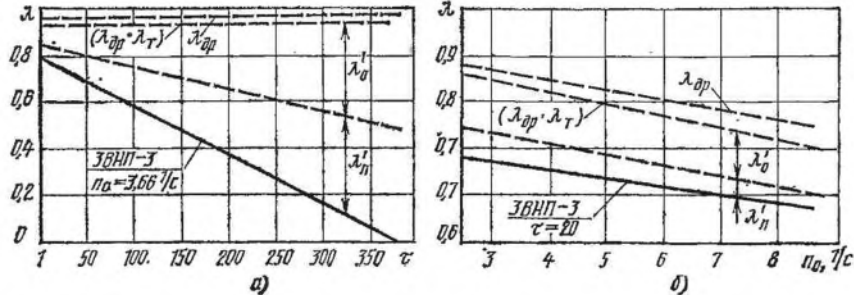


Рис. 17. Зависимости составляющих потерь быстроты действия и коэффициента  $\lambda$  откачки:

а — от  $\tau$ ; б — от частоты вращения коленчатого вала; — — полный коэффициент откачки; - - - составляющие полного коэффициента откачки

Расчитанный по рассмотренной методике баланс потерь быстроты действия для насосов марки ЗВНП системы МВТУ показан на рис. 17. Экспериментальная проверка предлагаемой методики расчета в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала  $n_0 = 3 \dots 8,5 \text{ с}^{-1}$ , изменения  $\varphi_e = 23,5 \dots 32^\circ$  и  $\tau = 20 \dots 100$  показала, что расчетные зависимости имеют тот же характер, а значения отличаются менее чем на 3 %.

Для оценки коэффициента откачки насосов системы МВТУ с быстротой действия 50—150  $\text{дм}^3/\text{с}$  можно воспользоваться эмпирической формулой

$$\lambda = 0,94 - 2 \cdot 10^{-3}\tau - 0,09c_m,$$

где  $\tau = p_H/p$ ;  $c_m$  — средняя скорость поршня.

При определении основных размеров насосов системы МВТУ необходимо, чтобы в определенных пределах находились следующие соотношения и параметры: средняя скорость поршня  $c_m = 2 \dots 4,5 \text{ м/с}$ ; отношение хода поршня к его диаметру  $\psi = S_{\text{п}}/D = 0,4 \dots 0,7$ ; отношение хода золотника к его диаметру  $\psi_{\text{зол}} = S_{\text{зол}}/d_{\text{зол}} = 0,8 \dots 1,0$ ; отношение объемов, описанных золотником и поршнем,  $K_v = V_{\text{г.зол}}/V_{\text{г}} = 0,15 \dots 0,2$ ; относительный диаметр штока  $\alpha_{\text{шт}} = d_{\text{шт}}/D = 0,1$  (где  $d_{\text{шт}}$  — диаметр штока;  $D$  — диаметр поршня);  $e = u_{\text{ц}} + (1 \dots 3) \text{ мм}$  (где  $u_{\text{ц}} = r \sqrt{2f/R}$  — приведенная длина перепускного канала);  $i \geq e$ ; ход золотника  $S_{\text{зол}} = 2(\alpha_0 + i) + (2 \dots 3) \text{ мм}$ ; получаемые в расчете размеры диаметров  $D$  поршня и  $d_{\text{зол}}$  золотника округляют до размеров, соответствующих ГОСТу.

Индикаторную мощность насоса определяют по среднему индикаторному давлению

$$N_{\text{инд}} = p_i S_{\text{г}}.$$

Мощность на валу насоса

$$N_e = N_{\text{инд}} \text{ тах} / \eta_{\text{мех}}.$$



$$N_{дв} = N_e / \eta_{пер},$$

где  $\eta_{пер}$  — КПД передачи.

### 1.3. РАСЧЕТ ОРГАНОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПЕРЕПУСКА

В насосах системы МВТУ применены золотниковое распределение для управления процессом всасывания и самодействующие клапаны для управления процессом нагнетания.

При расчете органов всасывания основными их параметрами, которые подлежат определению, являются:  $a_0$  — высота цилиндрических окон;  $h_k$  — высота цилиндрического канала;  $l_k$  — ширина цилиндрического канала;  $\gamma$  — угол между цилиндрическими окнами, расположенными по окружности золотниковой втулки;  $C$  — толщина стенки между полостями цилиндра и золотника.

Объем цилиндрических каналов составляет значительную часть всего мертвого объема, а размеры и расположение цилиндрического канала, обусловленные дросселированием на всасывании, определяют потерю быстроты действия. Таким образом, увеличение проходных цилиндрических окон и каналов приводит, с одной стороны, к уменьшению относительных потерь  $\kappa_k$  давления во всасывающем тракте, т. е. к увеличению быстроты действия, так как увеличивается  $\lambda_{др}$ , с другой стороны, — к увеличению мертвого объема в цилиндре, увеличению  $\varepsilon_0$ , т. е. к уменьшению быстроты действия, так как увеличиваются объемные потери  $\lambda'_{м.о.}$ . В свою очередь уменьшение  $\kappa_k$  ведет к увеличению  $p_a$ , а увеличение  $\varepsilon_0$  вызывает необходимость увеличения  $\varepsilon_a$  для обеспечения полного перепуска из большого мертвого объема, что также ведет к увеличению объемных потерь.

Следовательно, размеры цилиндрических окон и каналов необходимо определять с учетом изменения объемных и дроссельных потерь быстроты действия.

Целевая функция, необходимая для оптимизации, может быть найдена из основного уравнения разделения потерь, которое в развернутом виде может быть записано

$$\lambda = (1 - \kappa_k) \frac{T_{вс}}{T_3} (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a) - \frac{p_a T_{вс}}{p T_a} (\varepsilon_0 + \varepsilon_a) - \\ - \lambda'_п - \lambda'_н - \lambda'_с - \lambda'_ф.$$

Проведенные экспериментальные исследования показывают, что температура газа в начале обратного расширения всего на 1 ... 3 % выше температуры газа в конце всасывания. Поэтому с очень небольшой погрешностью можно считать, что  $T_a \approx T_в$ . Если, кроме этого, учесть, что при оптимизации относительный ход перепуска всегда может быть выбран из условия полного

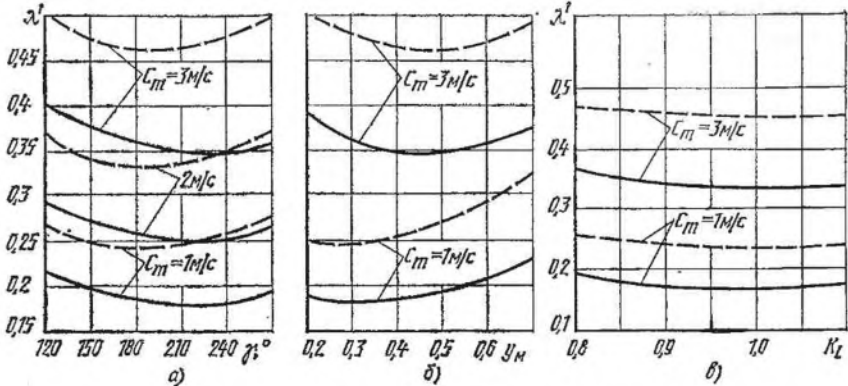


Рис. 18. Зависимость  $\lambda'$  от  $\gamma$  (а),  $y_m$  (б)  $K_l$  (в):  
 —  $\tau = 20$ ; - - -  $\tau = 100$

перепуска, при котором  $\lambda'_c = 0$ , то основное уравнение разделения потерь можно записать в виде

$$\lambda = \lambda_T \{ 1 - [\kappa_K + \kappa_K(\varepsilon_0 - \varepsilon_e) + (\varepsilon_e - \varepsilon_0) + (p_a/p)(\varepsilon_0 + \varepsilon_a)] \} - \lambda'_n - \lambda'_n - \lambda'_\phi.$$

Сумма членов в квадратных скобках включает в себя все основные факторы, определяющие объемные и дроссельные потери быстроты действия, и представляет собой сумму этих потерь:

$$\lambda' = \kappa_K + \kappa_K(\varepsilon_0 - \varepsilon_e) + (\varepsilon_e - \varepsilon_0) + (p_a/p)(\varepsilon_0 + \varepsilon_a).$$

Все остальные составляющие потерь быстроты действия не связаны с размерами органов впуска. Поэтому  $\lambda'$  может быть выбрано в качестве целевой функции. Геометрические размеры органов впуска будут оптимальными, когда целевая функция  $\lambda'$ , подсчитанная по этим параметрам, будет иметь минимальное значение.

Раскрывая величины, входящие в зависимость для  $\lambda'$ , получим

$$\lambda' = f(\gamma; y_m; K_l; c_m; \tau; S_{II}/D; S_{\text{зол}}/d_{\text{зол}}; K_v; \lambda_R; \varepsilon_e; \varepsilon_0),$$

где  $y_m$  — относительная высота цилиндрических окон,  $y_m = a_0/r$ ;  $K_l$  — отношение площадей проходных сечений цилиндрических окон и цилиндрического канала.

Три параметра  $\gamma$ ,  $y_m$  и  $K_l$  полностью определяют основные размеры и объем цилиндрических окон и канала. Значение  $\varepsilon_a$  выбирают, исходя из обеспечения полного перепуска. Минимальная потеря  $\lambda'_{\text{мин}}$  быстроты действия соответствует значению  $\varepsilon_e = \varepsilon_a$ . Значение параметров  $c_m$ ,  $S_{II}/D$ ,  $S_{\text{зол}}/d_{\text{зол}}$ ,  $K_v$  и  $\lambda_R$  выбирают из конструктивных соображений, т. е. исходя из требований наименьшей металлоемкости насоса и его работоспособности. Значение  $\tau$  определяется режимом работы насоса.

Таким образом, задача определения основных размеров органов всасывания сводится к нахождению оптимальных значений

$\gamma_{\text{опт}}$ ,  $y_{m \text{ опт}}$  и  $K_l \text{ опт}$ , соответствующих минимальному значению  $\lambda'$ , при заданных  $c_m$ ,  $\tau$ ,  $S_{\text{II}}/D$ ,  $S_{\text{зол}}/d_{\text{зол}}$ ,  $K_D$ ,  $\lambda_R$ ,  $\varepsilon_e$  и  $\varepsilon_a$ .

На рис. 18 в качестве примера показаны зависимости  $\lambda'$  от  $\gamma$ ,  $y_m$  и  $K_l$  для насоса ЗВНП-3.

Исследования показали, что параметр  $K_l$  незначительно влияет на потери  $\lambda'$ , а поэтому задаются значением  $K_l$  в пределах  $0,9 \leq K_l \leq 1,1$ .

Оптимальные значения параметров  $y_m$  и  $\gamma$  находят из выражений:

$$y_{m \text{ опт}} = 0,16 + 0,18c_m + 0,014\varphi_e - 0,1S_{\text{зол}}/d_{\text{зол}} - 0,085\lambda_R - 0,026c_m\varphi_e + 0,075c_m\lambda_R;$$

$$\gamma_{\text{опт}} = 70 + 2,8\varphi_e - 0,19\tau + \lambda_R + 100K_l - 0,012\varphi_e\tau.$$

Часто задаются одним из параметров  $\gamma$  или  $y_m$  с отклонением от оптимального значения; тогда второй параметр должен быть выбран также с отклонениями от оптимального значения, чтобы потери  $\lambda'$  были минимальными. Для определения второго параметра при отклонении первого от оптимального значения могут быть использованы следующие зависимости:

$$\gamma'_{\text{опт}} = \gamma_{\text{опт}} \left( 0,7 \frac{y_{m \text{ опт}} - y'_m}{y_{m \text{ опт}}} - 1 \right);$$

$$y'_{m \text{ опт}} = y_{m \text{ опт}} \left( 1,4 \frac{\gamma_{\text{опт}} - \gamma'}{\gamma_{\text{опт}}} - 1 \right).$$

Эти уравнения используют тогда, когда отклонения  $\gamma'$  от  $\gamma_{\text{опт}}$  или  $y'_m$  от  $y_{m \text{ опт}}$  менее 15 %.

Нагнетательные клапаны для насосов подбирают так же, как и для поршневых компрессоров [10].

Расчет основных размеров перепускных клапанов на зеркале цилиндра сводится к определению максимального открытия каналов (см. рис. 4) и их глубины, исходя из обеспечения полного выравнивания давления в полостях цилиндра к моменту окончания процесса перепуска.

Максимальное открытие перепускных каналов связано с относительным перемещением  $\varepsilon_a$  поршня в процессе перепуска соотношением

$$f = \varepsilon_a S_{\text{II}} \quad (1.11)$$

где  $S_{\text{II}}$  — полный ход поршня,  $S_{\text{II}} = 2R$ .

Процессы перепуска удобно рассчитывать с использованием безразмерного комплекса:

$$E = \frac{4}{\pi} \frac{\bar{\mu} \bar{l}}{c_m} \frac{S_{\text{II}}}{D} \frac{\sqrt{RT_{01}}}{\sqrt{1 + \lambda_R}} \psi_{\text{max}},$$

где  $\bar{\mu}$  — осредненный коэффициент расхода перепускных каналов,  $\bar{\mu} = 0,62$ ;  $\bar{l}$  — часть окружности цилиндра, занятая перепускными каналами,  $\bar{l} = L/(\pi D)$  (значение  $\bar{l}$  рекомендуется выбирать в пределах 0,4...0,6);  $L$  — суммарная ширина каналов;  $S_{\Pi}$  — полный ход поршня;  $D$  — диаметр поршня;  $R$  — газовая постоянная;  $T_{01}$  — температура в полости опорожнения в момент начала перепуска;  $\lambda_R$  — отношение радиуса кривошипа поршня к длине шатуна;

$$\psi_{\max} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{2k}{k+1}}.$$

Исследования показали, что перепускные каналы, размеры которых определены для номинального режима работы насосов системы МВТУ ( $\tau = 20$ ), обеспечивают практически полное выравнивание давлений в полостях опорожнения и наполнения при работе вакуумного насоса на всех режимах. Поэтому относительный ход перепуска определяют по формуле

$$\varepsilon_a = 0,426 \varepsilon_0^{0,43} / E^{0,6},$$

где  $\varepsilon_0$  — относительный мертвый объем,  $\varepsilon_0 = (V_{\text{лин}} + V_{\text{п.к}} + V_{\text{ц.к}}) / V_{\Gamma}$  ( $V_{\text{лин}}$  — линейный мертвый объем;  $V_{\text{п.к}}$  — объем перепускных каналов;  $V_{\text{ц.к}}$  — объем цилиндрического канала).

Далее, используя уравнение (1.11), по известному  $\varepsilon_a$  находят  $f$ . Глубину  $h_{\text{п.к}}$  перепускных каналов рекомендуется выбирать из соотношения  $h_{\text{п.к}} = (1,1 \dots 1,3) f$ . Число перепускных каналов, расположенных на зеркале цилиндра, выбирают более 5.

#### 1.4. КОНСТРУКЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ СИСТЕМЫ МВТУ

В СССР серийно выпускают одноступенчатые поршневые насосы ЗВНП-3 и ВНП-6, а также двухступенчатые насосы 2ДВНП-6 и насосы ВН-120 с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра. Характеристики вакуумных насосов, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 1.2 и 1.3.

Насосы ЗВНП-3, ВНП-6 и 2ДВНП-6 унифицированы, т. е. имеют одинаковые механизмы движения, станину, смазочную систему и цилиндропоршневую группу. Насосы ЗВНП-3 и ВНП-6 унифицированы полностью (рис. 19) и различаются только двигателем, шкивом и частотой вращения коленчатого вала. Вакуумный насос 2ДВНП-6 (рис. 20) отличается от одноступенчатых добавлением цилиндра простого сжатия дожимающей ступени. В дожимающей ступени на всасывании используют щелевой канал, а на нагнетании — самодействующий клапан. Кроме того, во второй ступени предусмотрен байпасный клапан, который служит для выпуска газа на нагнетание при режимах работы, в которых не требуется сжатия газа в дополнительной ступени.

Таблица 1.2

Показатель	ВНК-0,5М	ВНП-0,75	ВНК-3М	2ВНК-3М	ВНП-3	2ВНП-3	ДВНП-6	ВН-120	АВП-9
Число ступеней сжатия	1	1	1	1	1	1	2	1	1
Число цилиндров	1	1	1	1	1	1	2	1	1
Объемная номинальная производительность (при условиях всасывания), м <sup>3</sup> /мин	0,5±10 %	0,75	2,9	3,5±10 %	3±10 %	3±10 %	6±10 %	120	9
Давление всасывания при номинальной производительности, кПа	10,7	5,1	15,2	10,1	10,1	5,0	1,33	8,0	2,5
Давление остаточное минимальное при нулевой производительности, кПа	5,3	0,73	10,1	5,0	4,0	0,4	0,04	—	—
Давление парогазовой смеси при выходе из насоса, кПа	Атмосферное			До 107	Атмосферное	До 105	До 111	До 111	Атмосферное
Диаметр цилиндра, мм	200	140	310	310	310	310	440	1150	450
Ход поршня, мм	200	75	150	150	150	150	210	550	300
Диаметр всасывающего штуцера, мм	80	40	125	125	80	100	100	400	150
Диаметр нагнетательного штуцера, мм	90	40	125	125	80	80	100	350	125
Частота вращения, с <sup>-1</sup>	1,33	7,16	2,75	2,75	3,33	3,66	2,25	2,33	1,66

Показатель	ВНК-0,5М	ВНП-0,75	ВНК-3М	2ВНК-3М	ВНП-3	2ВНП-3	ДВНП-6	ВН-120	АВП-9
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	—	0,12	—	—	До 3,0	До 1,2	4	9,35	3,0
Потребляемая мощность, кВт:									
номинальная	1,5	1,18	5,2	4,6	5	4	9,6	104	—
максимальная	2	1,40	—	—	—	6	10	150	—
Мощность электродвигателя, кВт	2,8	2,8	7	5,5 (7,5)	7	5,5 (7,5)	22	200	14
Частота вращения электродвигателя, с <sup>-1</sup>	23,66	23,66	12,16	12,16 (16,16)	12,16	12,16 (16,16)	9,83	9,75	16,16
Общая масса агрегата, кг	560	171	1074	985 (1030)	1018	1035 (1080)	3320	22 000	1940
Размеры, мм:									
<i>L</i>	862	860	2720	2500	2380	2150	3545	8265	2744
<i>B</i>	665	480	760	710	900	1000	2086	3755	1590
<i>H</i>	1725	835	1085	900	910	900	1733	2575	1400

Примечания: 1. Цифры в скобках относятся к взрывозащищенным электродвигателям и агрегатам, укомплектованным ими.

2. Масса насоса АВП-9 указана без учета массы электродвигателя.

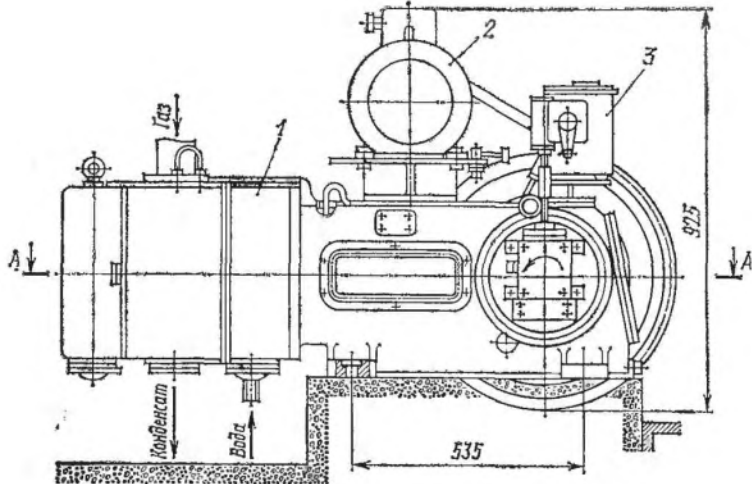


Рис. 19. Вакуумная установка с насосом ЗВНП-3 (ВНП-6) системы МВТУ:  
 а — общий вид установки; б — схема вакуумного насоса ЗВНП-3 — (ВНП-6); 1 — насос; 2 — электродвигатель; 3 — масляный насос; 4 — коленчатый вал; 5 — шатун; 6 — шток; 7 — поршень; 8 — корпус цилиндра; 9 — золотник; 10 — шестеренный масляный насос для смазывания механизма движения; 11 — эксцентрик

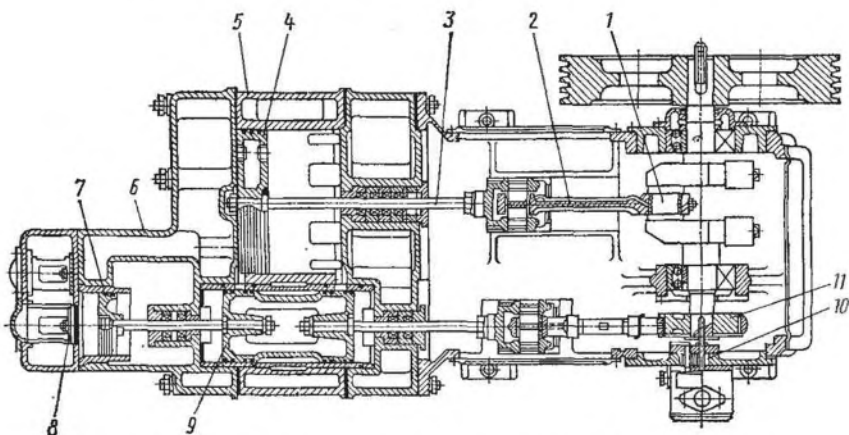
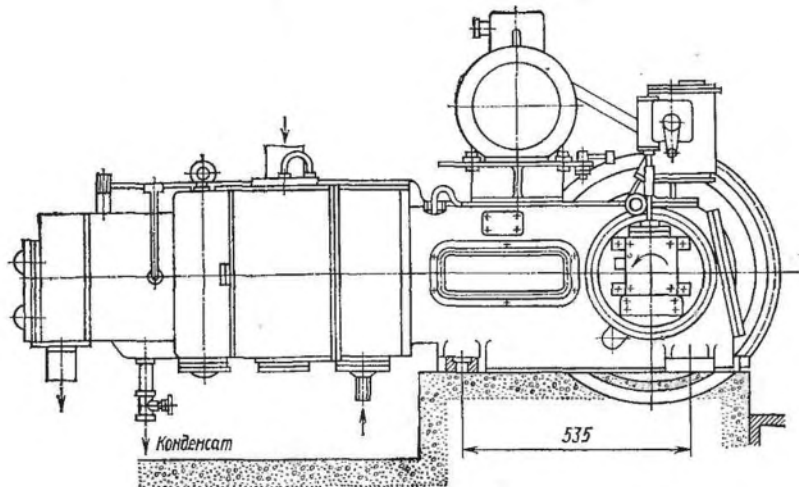


Рис. 20. Вакуумная установка с насосом 2ДВНП-6 системы МВТУ:

*a* — общий вид; *b* — двухступенчатый вакуумный насос 2ДВНП-6; 1 — коленчатый вал; 2 — шатун; 3 — шток; 4 — поршень; 5 — корпус цилиндра; 6 — крышка-корпус второй ступени; 7 — поршень второй ступени; 8 — нагнетательный клапан второй ступени; 9 — золотник; 10 — масляный насос; 11 — эксцентрик

### 1.5. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определить действительную быстроту действия насоса системы МВТУ при номинальном режиме работы  $p_{вс} = 5$  кПа и давлении в нагнетательном патрубке  $p_2 = 108$  кПа. Вакуумный насос имеет один цилиндр диаметром  $D = 300$  мм с ходом поршня  $S_{п} = 150$  мм, диаметр золотника  $d_{зол} = 150$  мм, ход золотника  $S_{зол} = 80$  мм. Частота вращения коленчатого вала  $n_0 = 7,33$  с<sup>-1</sup>. Температура всасываемого газа  $T_{ис} = 293$  К. Угол развала кривошипов поршня и золотника  $\theta = 90^\circ$ . Расчет приведен в табл. 1.4.

Задаваясь несколькими значениями  $p_{вс}$ , можно построить действительную откачную характеристику насоса.



Таблица 1.3

Показатель	ЗВНП-3	ВНП-6	2ДВНП-6
Число ступеней сжатия	1	1	2
Число цилиндров	1	1	2
Объемная номинальная производительность (по условиям всасывания), м <sup>3</sup> /мин	3,7±6 %	6±10 %	6±10 %
Давление всасывания при номинальной производительности, кПа	5	5	1
Давление остаточное минимальное при нулевой производительности, кПа	0,4	0,4	0,04
Диаметр цилиндра, мм	300	300	300
Ход поршня, мм	150	150	150
Частота вращения, с <sup>-1</sup>	3,6	7,2	7,2
Расход охлаждающей воды, м/с	0,14	0,22	0,25
Потребляемая номинальная мощность, кВт	3,2	6,3	3,7
Мощность электродвигателя, кВт	5,5	11	11
Частота вращения электродвигателя, с <sup>-1</sup>	12,5	25	25
Общая масса агрегата, кг	840	840	900

Таблица 1.4

Показатель	Способ определения	Результат
Геометрический объем $V_{\Gamma}$ полости цилиндра, м <sup>3</sup>	$V_{\Gamma} = 0,785D^2S_{\Pi}$	0,0106
Линейный мертвый объем $V_{\text{лин}}$ , м <sup>3</sup>	По чертежу	$1,77 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{\text{ц.к}}$ цилиндрического канала, м <sup>3</sup>	То же	$3,44 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{\text{пр}}$ кольцевой проточки на поршне, м <sup>3</sup>	»	$0,34 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{\text{п.к}}$ перепускных каналов, м <sup>3</sup>	»	$0,65 \cdot 10^{-4}$
Мертвый объем $V_0$ цилиндра, м <sup>3</sup>	$V_0 = V_{\text{лин}} + V_{\text{ц.к}} + V_{\text{пр}} + V_{\text{п.к}}$	$6,2 \cdot 10^{-4}$
Относительный мертвый объем цилиндра	$\varepsilon_0 = V_0/V_{\Gamma}$	0,0585
Линейный мертвый объем золотниковой полости $V_{\text{лин.вол}}$ , м <sup>3</sup>	По чертежу	$0,31 \cdot 10^{-4}$
Мертвый объем $V_{\text{кл}}$ клапанов, м <sup>3</sup>	То же	$0,268 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{\text{кл.к}}$ дополнительного клапанного гнезда, м <sup>3</sup>	»	$0,386 \cdot 10^{-4}$
Мертвый объем $V_{\text{зол}}$ золотниковой полости, м <sup>3</sup>	$V_{\text{зол}} = V_{\text{лин.вол}} + V_{\text{кл}} + V_{\text{кл.к}}$	$0,964 \cdot 10^{-4}$
Рабочий объем $V_{\Gamma.\text{вол}}$ золотниковой полости, м <sup>3</sup>	$V_{\Gamma.\text{вол}} = 0,785d_{\text{зол}}^2S_{\text{зол}}$	$14,13 \cdot 10^{-4}$

Показатель	Способ определения	Результат
Относительный мертвый объем золотника $\epsilon_{\text{озол}}$	$\epsilon_{\text{озол}} = V_{\text{озол}}/V_{\text{г. зол}}$	0,0684
Ход перепуска $f$ , м	По чертежу	0,003
Относительный ход перепуска $\epsilon_a$	$\epsilon_a = f/S_{\text{П}}$	0,02
Расход охлаждающей воды $W$ , $\text{м}^3/\text{с}$	По паспорту	$0,833 \cdot 10^{-4}$
Коэффициент подогрева $\lambda_{\text{T}}$	$\lambda_{\text{T}} = 0,9476 - 0,0168n_0 + 115,2W$ $T_{\text{в}} = T_{\text{вс}}/\lambda_{\text{T}}$	0,834
Температура $T_{\text{з}}$ газа в цилиндре в конце процесса всасывания, К		351
Температура $T_{\text{а}}$ газа в конце процесса перепуска, К	$T_{\text{а}} = T_{\text{з}}$	351
Отношение геометрических полостей золотника и рабочих объемов цилиндра	$K_{\text{v}} = V_{\text{г. зол}}/V_{\text{г}}$	0,133
Перекрытие $e$ , м	По чертежу	$1,5 \cdot 10^{-2}$
Относительное перемещение $\epsilon_e$ поршня за время перемещения золотника на $e$ от среднего положения	$\epsilon_e = (e/S_{\text{озол}})^2$	0,035
Относительный объем золотниковой рабочей полости в момент соединения с рабочей полостью цилиндра	$\epsilon'_{\text{зол}} = [(S_{\text{зол}}/2) + i]/S_{\text{зол}}$	0,6875
Перекрытие $i$ , м	По чертежу	$1,5 \cdot 10^{-2}$
Относительное перемещение поршня за время перемещения золотника на $i$ от среднего положения	$\epsilon_i = (i/S_{\text{озол}})^2$	0,035
Давление всасывания, соответствующее переходу с одноступенчатого режима работы на двухступенчатый $p^*$ , кПа	Формула (1.1)	11,07
Давление $p_{\text{а}}$ выравнивания после полного перепуска, кПа	Формула (1.2)	7,03
Площадь $F_{\text{П}}$ поршня, $\text{м}^2$	$F_{\text{П}} = 0,785D^2$	0,07065
Средняя скорость поршня $c_{\text{т}}$ , м/с	$c_{\text{т}} = 2S_{\text{П}}n_0$	2,2
Скорость $c_{\text{зв}}$ звука при условии всасывания, м/с	$c_{\text{зв}} = \sqrt{kRT_{\text{вс}}}$	344
Высота $a_0$ цилиндрического окна, м	По чертежу	$2,5 \cdot 10^{-2}$
Относительная высота $y_{\text{т}}$ цилиндрического окна	$y_{\text{т}} = 2a_0/S_{\text{озол}}$	0,625
Радиус $R$ кривошипа поршня, м	По чертежу	$7,5 \cdot 10^{-2}$
Длина шатуна поршневой линии $L$ , м	То же	0,3
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна поршневой линии	$\lambda_R = R/L$	0,25

Показатель	Способ определения	Результат
Площадь $f_0$ цилиндрических окон, м <sup>2</sup>	По чертежу	0,47 · 10 <sup>-2</sup>
Площадь $f_{ц.к}$ прохода цилиндрического канала, м <sup>2</sup>	То же	0,525 · 10 <sup>-2</sup>
Отношение площади цилиндрических окон к площади цилиндрического канала	$K_l = f_0 / f_{ц.к}$	0,895
Длина цилиндрических окон $\Sigma b$ , м	По чертежу	0,19
Угол $\varphi_e$ поворота коленчатого вала, соответствующий перемещению золотника на $e$ от среднего положения, °	То же	22
Критерий скорости, с	$M = \frac{2F_{пс}c_{тм}}{\Sigma b S_{зопл}c_{зв}}$	0,00595
Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$	По формуле (1.9)	0,977
Относительные объемные потери $\lambda'_{м.о}$	$\lambda'_{м.о} = \frac{p_a}{p} \frac{T_{вс}}{T_a} (\epsilon_0 + \epsilon_a)$	0,1
Относительные потери в результате внутренних перетеканий $\lambda'_{п}$	$\lambda'_{п} = 0,052 + 0,00123\tau - 0,004n_0$	0,0496
Коэффициент откачки $\lambda$	$\lambda = \lambda_{др}\lambda_{т} - \lambda'_{м.о} - \lambda'_{п}$	0,674
Диаметр $d_{шт}$ штока, м	По чертежу	0,03
Геометрическая быстрота действия насоса $S_{г}$ , м <sup>3</sup> /с	$S_{г} = 0,785 (2D^3 - d_{шт}^2) S_{п}n_0$	0,1545
Действительная быстрота действия насоса $S$ , м <sup>3</sup> /с	$S = \lambda S_{г}$	0,104

## 2. ПЛАСТИНЧАТО-РОТОРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

### 2.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ

Пластинчато-роторные вакуумные насосы (ПРВН) отличаются простотой конструкции и обслуживания, быстроходностью, возможностью непосредственного соединения с двигателем, хорошей уравновешенностью. Недостаток этих насосов состоит в относительно высоких внутренних перетеканиях газа и механических потерях.

Насосы используют для откачивания воздуха и неагрессивных газов в металлургии, химии и нефтехимии, строительной технике, сельском хозяйстве, а также на транспорте или в установках для транспортирования сыпучих материалов, сушки бетонных покрытий, в доильных установках, а также в вакуумных системах общего назначения. Газ до поступления в насос должен быть очищен от механических примесей и капельной влаги во избежание загрязнения смазочного материала и ускорения изнашивания сопряженных деталей.

Насосы разделяют на насосы, работающие со смазочным материалом и без него. При работе насосов без смазочного материала резко повышается их пожаро- и взрывобезопасность и улучшается санитарное состояние окружающей среды. Однако повышение давления газа в рабочей полости при отсутствии смазочного материала ниже повышения давления при подаче масла вследствие возрастания внутренних перетеканий газа. Масло, подаваемое в рабочую полость насоса, уменьшает потери на трение, уплотняет рабочие зазоры и охлаждает сжимаемый газ.

Для насосов, работающих со смазочным материалом в рабочей полости, пластины изготовляют из стали 85, текстолита ПТ-7, асботекстолита А, стеклотекстолита СТ-1, СТЭФ-1, а для насосов, работающих без смазочного материала, — из неметаллических самосмазывающихся материалов, например графита УГ-20к, АГ-1500-Б-83, антифрикционной фторопластовой композиции ФКН-7 и др.

Насосы изготовляют в стационарном и в транспортном (переносном) исполнении. Быстрота действия отечественных насосов находится в пределах  $0,0003 \dots 0,833 \text{ м}^3/\text{с}$ . Корпус насоса имеет водяное или воздушное охлаждение. Воздушное охлаждение разделяют на принудительное (от вентилятора) и конвективное. Как правило, стационарные насосы большой быстроты действия имеют водяное охлаждение.

В зависимости от быстроты действия, типа смазочного материала и режима охлаждения техническую характеристику насоса задают во всем диапазоне создаваемого им давления всасывания (от предельного до атмосферного) или только на номинальном режиме.

Одноступенчатый насос со смазыванием трущихся поверхностей создает предельное остаточное давление около 2 кПа, а двухступенчатый — примерно 0,5 кПа.

На рис. 21 приведена конструктивная схема насоса с перепускным устройством и двумя разгрузочными кольцами. В неподвижном корпусе 1 вращается ротор 2, в пазы которого свободно вставлены пластины 3. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил прижимаются ко внутренней поверхности колец.

Всасывание, сжатие и нагнетание газа осуществляется при изменении объемов ячеек, образованных эксцентрично расположенным ротором, пластинами, корпусом и торцовыми крышками. Между ротором, кольцами и корпусом, а также между ротором и торцовыми крышками предусмотрены минимально возможные зазоры. В торцовых крышках 4 и 7 корпуса расположены вертикальные отверстия Б, соединенные с горизонтальным каналом Д. В нижней части корпуса и торцовых крышках выполняют ряд отверстий В и Е. По специальному перепускному каналу Ж газ из ячейки наименьшего объема и пространства торцовых зазоров отводится в ячейку начала сжатия, отсоединенную от всасывающего окна. При этом происходит выравнивание давлений в рабочих ячейках: давление газа в ячейке наименьшего объема падает до давления выравнивания, а в ячейке начала сжатия давление возрастает с давления всасывания до давления вы-

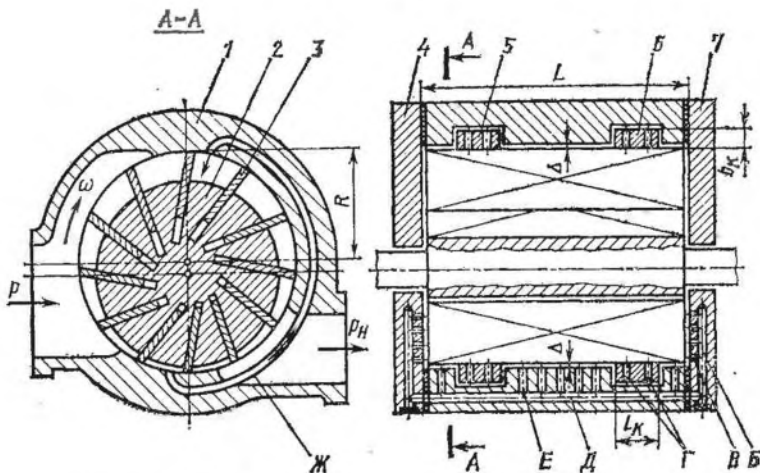


Рис. 21. Конструктивная схема насоса с перепуском газа

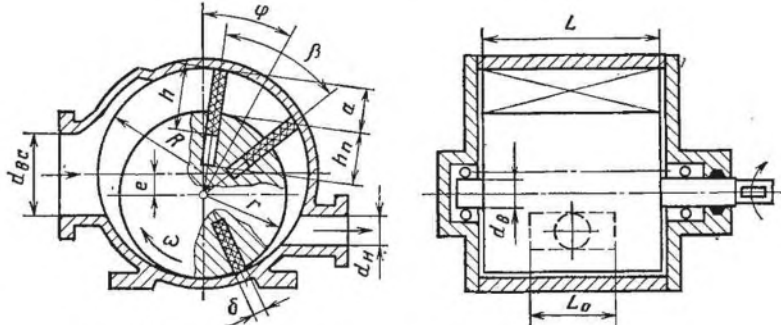


Рис. 22. Конструктивная схема насоса без перепуска газа

равнивания. Это приводит, с одной стороны, к увеличению коэффициента откачки и снижению предельного остаточного давления, с другой стороны, — к увеличению удельной потребляемой на сжатие газа мощности.

Перепуск газа наиболее эффективен при больших перепадах давлений в ячейках. Поэтому его применяют обычно при давлениях всасывания менее 30 кПа у насоса с большим числом пластин (до 20).

Насосы со стальными пластинами, как правило, выполняют с разгрузочными кольцами. Выход пластин из пазов вращающегося ротора ограничен разгрузочными кольцами 5 и 6, вставленными свободно в корпус. Внутренний диаметр разгрузочных колец меньше диаметра расточки корпуса. Поэтому между рабочей кромкой пластин и образующей цилиндра имеется гарантированный радиальный зазор ( $\Delta \approx 0,08$  мм). Кольца свободно вращаются, увлекаемые силой трения движущихся пластин, вследствие чего путь скольжения пластин по кольцам меньше, чем по корпусу. При этом снижается мощность, затрачиваемая на преодоление трения пластин по корпусу, и уменьшается износ трущихся деталей, но возрастают внутренние перетекания газа через радиальный зазор. Во время работы насоса пластины не должны соприкасаться с поверхностью цилиндра.

Для выравнивания давлений снаружи и внутри разгрузочных колец в них выполнены радиальные отверстия  $\Gamma$  малого диаметра. Толщину разгрузочных колец  $b_n$  и их высоту  $l_n$  выбирают из конструктивных соображений обычно  $b_n = (0,070 \dots 0,075) R$  и  $l_n = (0,15 \dots 0,20) L$ .

В насосах с неметаллическими пластинами, имеющими значительно меньшую плотность, чем стальные, силы инерции снижаются в 3,5 ... 5 раз. Применение разгрузочных колец в этом случае нецелесообразно, так как уменьшение потерь на трение сопровождается увеличением внутренних перетеканий газа.

Рабочая полость ПРВН без перепуска газа (рис. 22) не герметична. Рабочий процесс насоса в значительной степени зависит

от внутренних перетеканий газа и внешних натеканий воздуха, теплообмена, гидравлических потерь и перевальной объема. Внутренние перетекания газа во всасывающую полость так же, как и внешние натекания из атмосферы через сальник и неплотности между корпусом и крышками в цилиндр насоса, снижают его быстроту действия. В начальный момент сжатия газа, когда давление в рабочей ячейке низкое, количество газа, перетекающего из других ячеек с более высоким давлением, превышает количество газа, вытекающего из ячейки. Поэтому давление газа в рабочей ячейке будет возрастать быстрее, чем в теоретическом случае при отсутствии перетеканий. При дальнейшем процессе сжатия уменьшается приток газа в ячейку, но растет количество вытекающего газа. Следовательно, масса газа в рабочей ячейке в процессе сжатия не остается постоянной.

Всасывание газа сопровождается повышением его температуры, так как он соприкасается с более нагретыми деталями насоса (ротором, пластинами). Температура нагнетаемого газа, определяемая политропическим процессом сжатия, выше, чем температура ротора и пластин. Таким образом, количество подводимой и отводимой теплоты в процессе сжатия газа непрерывно изменяется. Теплообмен газа с рабочими органами ПРВН вызывает повышение потребляемой мощности.

Давление газа в ячейке ПРВН при всасывании и нагнетании не совпадает с давлением газа в патрубках вследствие гидравлических потерь. Это приводит к снижению быстроты действия и повышению мощности на сжатие газа, а перевальный объем снижает эффективность работы насоса.

Этот насос относится к машинам с нерегулируемым отношением давлений, которое в значительной мере определяется расположением кромок всасывающего и нагнетательного окон. Поэтому при изменении расчетного давления всасывания и нагнетания в момент открытия окон наблюдается несовпадение давлений в ячейке и патрубке. Это приводит к перетеканию газа и возникновению дополнительного шума при работе.

Индикаторные диаграммы для различных режимов работы насосов различны: расчетный режим работы — давление внутреннего сжатия  $p_{вн}$  равно давлению нагнетания  $p_{вн} = p_{н}$  (рис. 23, а); нерасчетные режимы работы —  $p_{вн} > p_{н}$  (рис. 23, б) и  $p_{вн} < p_{н}$  (рис. 23, в). Нерасчетный режим  $p_{вн} > p_{н}$  наблюдается при пуске насоса, когда давление всасывания мало отличается от давления нагнетания. Изменение режима работы возникает также в процессе регулирования быстроты действия. Теоретический процесс сжатия газа в насосе обычно принимают политропическим. Действительный процесс сжатия газа в насосе (кривая 1 на рис. 23) вследствие наличия перетеканий газа, гидравлических потерь, теплообмена и обратного расширения отличается от теоретического (кривая 2). В результате малых дроссельных потерь на всасывании процессы всасывания действительного и теоретиче-

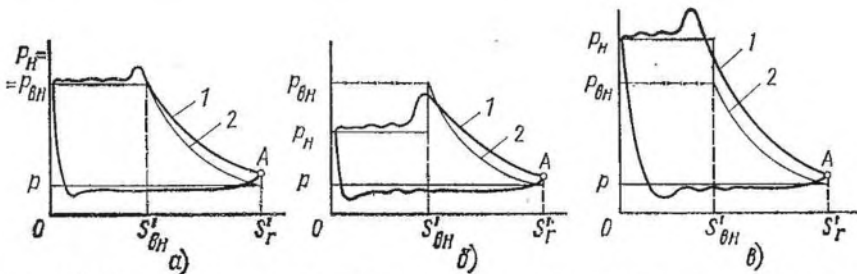


Рис. 23. Индикаторные диаграммы рабочего процесса насоса на различных режимах работы

ского насоса практически совпадают. Количество перетекающего газа зависит от разности давлений, режима течения, формы и размеров щели, наличия смазочного материала, коэффициента расхода, физических свойств рабочего тела, подвижности стенок щелей и др.

В начале процесса нагнетания газа площадь проходного сечения нагнетательного окна невелика и, следовательно, возникают заметные дроссельные потери на нагнетании. Линия процесса нагнетания действительного насоса расположена несколько выше теоретического. Дроссельные потери на нагнетании увеличиваются при постановке обратного клапана.

В реальном насосе процесс обратного расширения (как и сжатия) не является термодинамическим процессом с постоянной массой газа. Во время обратного расширения преобладают интенсивные процессы перетекания газа через зазоры, причем в этот момент ячейка имеет относительно малый объем. Поэтому у реального насоса площадь индикаторной диаграммы всегда больше, чем у теоретического вакуумного насоса, в основном за счет внутренних перетеканий газа и гидравлических потерь.

## 2.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СООТНОШЕНИЙ

**Теоретическая быстрота действия.** В насос газ поступает из всасывающего патрубка отдельными порциями, поэтому быстроту действия насоса можно рассматривать как суммарный объем газа, откачиваемый отдельными ячейками в единицу времени. Под теоретической быстротой действия понимают ( $\text{м}^3/\text{с}$ )

$$S_r = Z F_h L n,$$

где  $Z$  — число пластин;  $F_h$  — максимальная площадь ячейки при угле поворота ротора  $\varphi = 0$  (рис. 24);  $L$  — длина ротора, м;  $n$  — частота вращения ротора,  $\text{с}^{-1}$ .

Максимальная площадь ячейки, образованной радиальными пластинами, ( $\text{м}^2$ )

$$F_h = \int_{-0,5\beta}^0 \rho^2 d\varphi - r^2 \frac{\beta}{2}, \quad (2.1)$$



где  $\rho$  — текущий радиус-вектор,  $\rho = O_2A$ ;  $r$  — радиус ротора, м;  $\beta$  — угол между двумя радиальными пластинами, рад.

Текущий радиус-вектор, т. е. расстояние от оси вращения ротора до цилиндра, (м)

$$\text{при } \varphi = 0 \quad \rho_{\max} = R(1 + \bar{\lambda});$$

$$\text{при } \varphi = 180^\circ \quad \rho_{\min} = R(1 - \bar{\lambda}),$$

где  $R$  — радиус корпуса, м;  $\bar{\lambda}$  — относительный эксцентриситет,  $\bar{\lambda} = e/R$ ;  $e$  — эксцентриситет, м.

Следовательно, ячейка, имеющая максимальную площадь (и максимальный объем), будет располагаться симметрично относительно линии центров ротора и корпуса. Выразив значение  $\rho = \rho(\varphi)$  и подставив его в выражение (2.1), после ряда упрощений и преобразований в результате интегрирования получим

$$F_h = CeR/Z. \quad (2.2)$$

$$\text{Тогда} \quad S_r = CeRLn, \quad (2.3)$$

где  $C$  — коэффициент, учитывающий влияние числа  $Z$  пластин и относительного эксцентриситета  $\bar{\lambda}$ ,

$$C = \pi(2 - \bar{\lambda}) + Z \left( 2 \sin \frac{\pi}{Z} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \frac{2\pi}{Z} \right) = \\ = Z \left( \beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2} \right). \quad (2.4)$$

Значения коэффициента  $C$  приведены в табл. 2.1.

При числе пластин  $Z > 12$  коэффициент  $C \approx 4\pi$ . Тогда

$$S \approx 4\pi eRLn, \quad S_r \approx 4\pi eRL$$

Коэффициент  $C$  и, следовательно, теоретическая быстрота действия согласно формуле (2.3) возрастают с увеличением числа

Таблица 2.1

$\bar{\lambda}$	Коэффициент $C$ при числе пластин $Z$							
	2	3	4	5	6	8	10	12
0,05	10,12	11,39	11,88	12,12	12,26	12,39	12,45	12,49
0,10	9,97	11,29	11,83	12,08	12,23	12,37	12,44	12,48
0,15	9,81	11,20	11,77	12,05	12,20	12,36	12,43	12,47

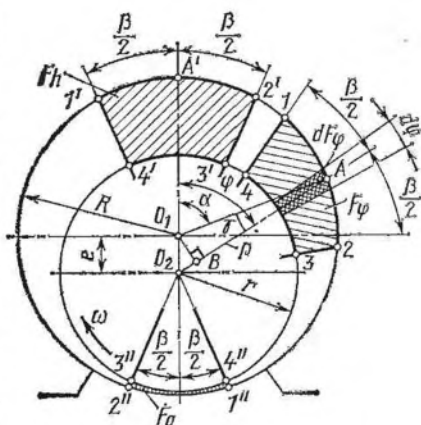


Рис. 24. Изменение площади поперечного сечения ячейки с радиальными пластинами при повороте ротора на угол  $\varphi$

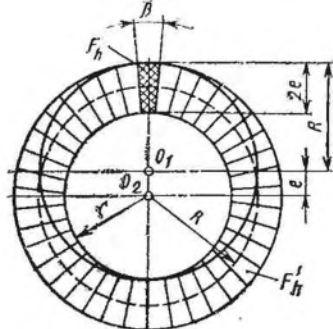


Рис. 25. Схема для определения  $S_r$  насоса при числе пластин  $Z > 12$ .

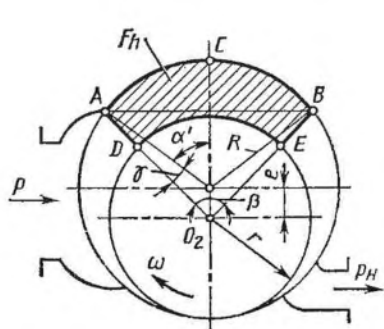


Рис. 26. Максимальная площадь поперечного сечения ячейки при радиальном расположении пластин в пазах ротора при  $\varphi = 0$

пластин. Например, при  $\bar{\lambda} = 0,15$  насосы с  $Z = 12$  имеют  $S_r$  примерно на 27 % больше по сравнению с двухпластинчатым при том же эксцентриситете. С увеличением относительного эксцентриситета  $\bar{\lambda}$  коэффициент  $C$  уменьшается незначительно, т. е. геометрическая быстрота действия практически прямо пропорциональна эксцентриситету.

Геометрическая быстрота действия насоса прямо пропорциональна площади торцового сечения ячейки максимальных размеров ( $\text{м}^3/\text{с}$ ):

$$S_r = F'_h L n,$$

где  $F'_h$  — суммарная площадь ячеек за один оборот ротора,  $\text{м}^2/\text{об}$ ,  $F'_h = F_h Z = C e R$ .

При большом числе пластин ( $Z \geq 12$ ) суммарная площадь может быть приближенно подсчитана как площадь кольца, очерченного из центра ротора. Внутренний диаметр кольца равен радиусу  $r$  ротора, а наружный ( $R + e$ ). Следовательно, средний радиус кольца равен  $R$ , а толщина кольца  $2e$  (рис. 25).

Площадь ( $\text{м}^2$ ) и объем ( $\text{м}^3$ ) кольца:

$$F_k \approx F'_h = 2\pi R \cdot 2e = 4\pi e R = 4\pi \bar{\lambda} R^2;$$

$$V_k = F_k L = 4\pi e R L = S'_r,$$

а максимальная площадь ячейки ( $\text{м}^2$ )

$$F_h = \frac{F'_h}{Z} \approx \frac{4\pi e R}{Z}. \quad (2.5)$$

Другой способ нахождения максимальной площади ячейки с радиальными пластинами основан на вычислении алгебраической суммы площадей сегмента, треугольника и сектора (рис. 26):

$$F_h = F_{ABC} + F_{ABO_2} - F_{DEO_2}.$$

Площадь сегмента

$$F_{ABC} = 0,5R^2(2\alpha' - \sin 2\alpha').$$

Площадь треугольника

$$F_{ABO_2} = 0,5R^2 \sin 2\alpha' + eR \sin \alpha'.$$

Площадь сектора

$$F_{DEO_2} = \pi r^2/Z.$$

Углы  $\alpha'$  и  $\gamma$  (рад):

$$\alpha' = 0,5\beta + \gamma; \quad \gamma = \arcsin\left(\bar{\lambda} \sin \frac{\pi}{Z}\right).$$

Следовательно,

$$F_h = R^2 \left[ 0,5\beta + \gamma + \bar{\lambda} \sin(0,5\beta + \gamma) - \frac{\pi}{Z}(1 - \bar{\lambda})^2 \right]. \quad (2.6)$$

Численные значения, полученные по формулам (2.2) и (2.6), одинаковы.

Выражения (2.2) и (2.6) получены без учета толщины пластин. Большое число пластин будет оказывать влияние на уменьшение геометрической быстроты действия насоса вследствие уменьшения площади ячеек, особенно при значительной толщине пластин. Площадь максимальной ячейки с учетом толщины выступающей части пластин (рис. 27) ( $m^2$ )

$$F_h^* = F_h - F_{пл} = F_h - \delta a,$$

где  $F_{пл}$  — площадь выступающей части пластины,  $m^2$ ;  $\delta$  — толщина пластины,  $m$ ;  $a$  — выступающая часть пластины,  $m$ ,

$$a = e \left( 1 + \cos \frac{\beta}{2} - \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin^2 \frac{\beta}{2} \right).$$

При большом числе пластин ( $Z \geq 12$ ) вылет пластины обычно принимают  $a \approx 2e$ . В этом случае при  $\bar{\lambda} = 0,18$  и  $Z = 12$  ошибка не превышает 2%. Тогда

$$F_h^* = F_h - 2e\delta. \quad (2.7)$$

Суммарная геометрическая площадь ячеек насоса за один оборот ротора с учетом толщины пластин

$$F_h'^* = F_h^* Z = 4\pi e R - 2e\delta Z = 2e(2\pi R - \delta Z). \quad (2.8)$$

Из этого выражения следует, что суммарная геометрическая площадь ячеек насоса с учетом площади, занимаемой пластинами, численно равна площади кольца со средним радиусом  $R$  и толщиной  $2e$  за вычетом площади, занимаемой выступающими частями всех пластин, т. е.

$$F_{пл}' = 2e\delta Z.$$

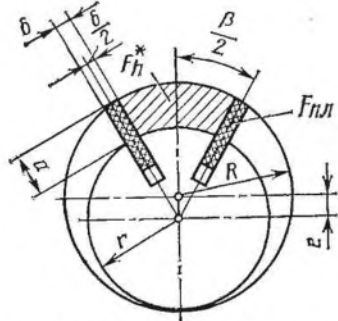


Рис. 27. Схема для расчета сечения ячейки с учетом толщины пластин

Относительная толщина пластины обычно не велика. Если принять относительную толщину пластины в пределах

$$\delta/R = 0,01 \dots 0,075 \quad (2.9)$$

(меньшие значения — для стальных пластин, а большие — для асботекстолитовых пластин), то

$$\frac{F'_{пл}}{F'_h} = \frac{\delta Z}{2\pi R} = \frac{0,01 \dots 0,075}{2\pi} Z \approx (1,6 \dots 12) 10^{-3} Z.$$

Как показывают расчеты, при применении стальных пластин уменьшение площади ячейки при  $Z \leq 20$  составляет не более 3 %, при применении неметаллических пластин и  $Z \leq 8$  — не более 12 %. Поэтому часто уменьшение площади ячейки пластинами не учитывается, тем более что уменьшение объема ячейки над поверхностью ротора сопровождается увеличением точно такого же объема в его пазах. При вращении ротора освобождающийся объем паза заполняется газом на участке всасывания, а на участке сжатия и нагнетания газ вытесняется пластинами из пазов ротора. Эффективность использования дополнительных объемов в пазах ротора невысока, так как они соединены со всасывающим и нагнетательным патрубками в основном через узкие торцовые зазоры.

**Изменение объема рабочей ячейки с радиальными пластинами при повороте ротора.** Объем рабочей полости ячейки при данном угле поворота ( $m^3$ )

$$V_\varphi = F_\varphi L.$$

За угол  $\varphi$  поворота ротора принимают угол между биссектрисой  $AO_2$  ячейки и линией  $O_1O_2$ , проходящей через центры цилиндра  $O_1$  и ротора  $O_2$  (см. рис. 24). Поскольку все ячейки насоса имеют одинаковую длину, то изменение объема ячейки будет прямо пропорционально изменению площади ее поперечного сечения. На рис. 24 площадь ячейки  $F_\varphi$  заштрихована и обозначена цифрами 1234.

Площадь ячейки при угле поворота ротора  $\varphi$  ( $m^2$ )

$$F_\varphi = \int_{\varphi-0,5\beta}^{\varphi+0,5\beta} df_\varphi = 0,5 \int_{\varphi-0,5\beta}^{\varphi+0,5\beta} \rho^2 d\varphi - r^2 \frac{\beta}{2}. \quad (2.10)$$

Текущий радиус-вектор (м)

$$\rho = AO_2 = O_2B + BA.$$

Из треугольника  $O_1O_2B$   $O_2B = e \cos \varphi$ ;

из треугольника  $O_1BA$   $BA = R \cos \gamma = R \sqrt{1 - \sin^2 \gamma}$ ;

из треугольника  $O_1O_2A$

$$\sin \gamma = \bar{\lambda} \sin \varphi. \quad (2.11)$$

Тогда

$$\rho = R \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} + e \cos \varphi. \quad (2.12)$$

Подставляя выражение (2.12) в уравнение (2.10), после преобразований и упрощений получим

$$\begin{aligned}
 F_{\varphi} = & \frac{1}{2} \bar{\lambda} (2 - \bar{\lambda}) R^2 \beta + \frac{1}{2} \bar{\lambda}^2 R^2 \sin \beta \cos 2\varphi + \\
 & + \frac{\bar{\lambda} R^2}{2} \left[ \sin \left( \varphi + \frac{\beta}{2} \right) \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \left( \varphi + \frac{\beta}{2} \right)} - \right. \\
 & \left. - \sin \left( \varphi - \frac{\beta}{2} \right) \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \left( \varphi - \frac{\beta}{2} \right)} \right] + \\
 & + \frac{R^2}{2} \arcsin \left[ \bar{\lambda} \sin \left( \varphi + \frac{\beta}{2} \right) \right] - \frac{R^2}{2} \arcsin \left[ \bar{\lambda} \sin \left( \varphi - \frac{\beta}{2} \right) \right].
 \end{aligned}
 \tag{2.13}$$

Учитывая, что для насоса, как правило,  $\bar{\lambda} \leq 0,18$ , можно принять

$$\sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} \approx 1 - \frac{\bar{\lambda}^2}{2} \sin^2 \varphi.$$

При этом максимальная ошибка при  $\varphi = 90^\circ$  и  $\bar{\lambda} = 0,18$  не превысит 0,0135 %. Следовательно,

$$\rho \approx R \left( 1 + \bar{\lambda} \cos \varphi - \frac{\bar{\lambda}^2}{2} \sin^2 \varphi \right)
 \tag{2.14}$$

или

$$\rho \approx e \left( \frac{1}{\bar{\lambda}} + \cos \varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin^2 \varphi \right).
 \tag{2.15}$$

Подставляя выражение (2.14) или (2.15) в уравнение (2.10), после интегрирования площади текущей ячейки при данном угле поворота  $\varphi$  без учета толщины радиальных пластин получим

$$F_{\varphi} = 2\bar{\lambda} R^2 \left[ \sin \frac{\beta}{2} \cos \varphi + \frac{\bar{\lambda}}{4} \sin \beta \cos 2\varphi + \frac{\beta}{2} \left( 1 - \frac{\bar{\lambda}}{2} \right) \right].
 \tag{2.16}$$

При  $Z \geq 12$  и  $\beta \leq 30^\circ$  с погрешностью не более 5 % можно принять

$$\sin \beta \approx \beta \text{ и } \sin \frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2};$$

тогда

$$\begin{aligned}
 F_{\varphi} & \approx \bar{\lambda} R^2 \beta \left( 1 + \cos \varphi + \frac{\bar{\lambda}}{2} \cos 2\varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2} \right) = \\
 & = \bar{\lambda} R^2 \beta \left( 1 + \cos \varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin^2 \varphi \right).
 \end{aligned}
 \tag{2.17}$$

На рис. 28 представлено изменение площади ячейки  $F_{\varphi}$  при  $\bar{\lambda} = 0,1$  для различных чисел радиальных пластин. Площадь ячейки максимальна при  $\varphi = 0$  и  $360^\circ$  и минимальна при  $\varphi = 180^\circ$ .

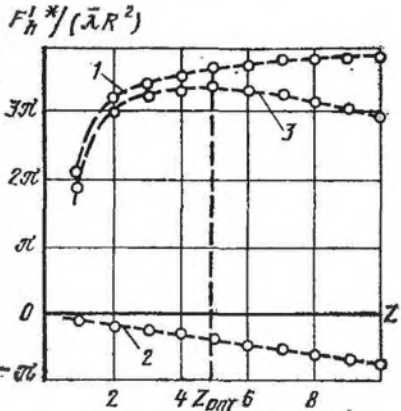
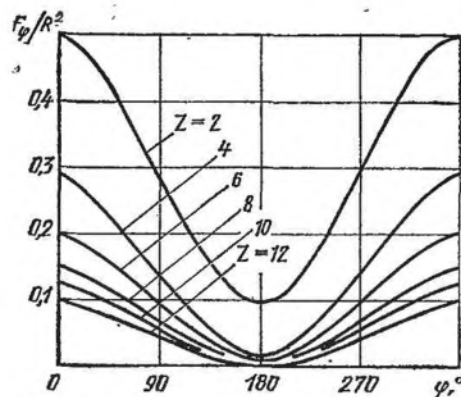


Рис. 28. Зависимость площади поперечного сечения ячейки от угла поворота ротора для различных чисел  $Z$  пластин при  $\bar{\lambda} = 0,1$

Рис. 29. Зависимость геометрической площади ячеек ПРВН от числа  $Z$  пластин

Максимальную площадь  $F_h$  и минимальную площадь  $F_0$  ячейки можно определить по формулам (2.13), (2.16) и (2.17) при соответственно  $\varphi = 0$  и  $\varphi = 180^\circ$ :

$$F_{h,0} = 0,5\bar{\lambda}(2 - \bar{\lambda})R^2\beta \pm 0,5\bar{\lambda}^2R^2 \sin \beta \pm \bar{\lambda}R^2 \sin \frac{\beta}{2} \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \frac{\beta}{2}} \pm R^2 \arcsin \left( \bar{\lambda} \sin \frac{\beta}{2} \right). \quad (2.18)$$

При  $\bar{\lambda} \leq 0,18$

$$F_{h,0} \approx \bar{\lambda}R^2 \left( \beta \pm 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2} \right) = \frac{\bar{\lambda}R^2}{Z} C. \quad (2.19)$$

При  $Z \geq 12$

$$F_h \approx 2\bar{\lambda}R^2\beta = 4\pi eR/Z. \quad (2.20)$$

Знак «+» в формулах (2.18) и (2.19) соответствует максимальной площади радиальной ячейки  $1'2'3'4'$  (см. рис. 24), а знак «-» — минимальной площади ячейки  $1''2''3''4''$ . При  $\varphi = 0$  выражения (2.6) и (2.18) тождественны, а формулы (2.5) и (2.20) совпадают.

Суммарная геометрическая площадь ячеек насоса с учетом толщины пластин согласно выражениям (2.2), (2.4) и (2.7) ( $m^2$ )

$$F_h^* = F_h'Z = \bar{\lambda}R^2 \left( \beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2} \right) Z - 2e\delta Z. \quad (2.21)$$

**Оптимальное число пластин.** Из выражения (2.21) видно, что с увеличением числа пластин  $Z$  первое слагаемое возрастает, а второе — уменьшается (кривые 1 и 2, рис. 29). Для нахождения максимальной суммарной геометрической площади ячеек насоса необходимо найти первую производную  $dF_h^*/dZ$  и приравнять ее

к нулю. Разложив значения  $\sin \beta$  и  $\sin (\beta/2)$  в ряд и взяв первые два члена ряда, получим

$$\sin \beta \approx \beta - \frac{\beta^3}{3!} = \frac{2\pi}{Z} \left( 1 - \frac{2}{3} \frac{\pi^2}{Z^2} \right);$$

$$\sin \frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2} - \frac{1}{3!} \left( \frac{\beta}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{Z} \left( 1 - \frac{\pi^2}{6Z^2} \right).$$

Тогда

$$F_h'^* = \bar{\lambda} R^2 \left[ \frac{2\pi}{Z} + \frac{2\pi}{Z} \left( 1 - \frac{\pi^2}{6Z^2} \right) + \frac{\pi \bar{\lambda}}{Z} \left( 1 - \frac{\pi^2}{3Z^2} \right) \right] Z - 2e\delta Z.$$

После дифференцирования получим

$$\frac{dF_h'^*}{dZ} = \frac{\bar{\lambda} R^2 \pi^3}{3Z_{\text{опт}}^3} (2\bar{\lambda} + 1) - \delta e = 0.$$

Для стальных пластин

$$Z_{\text{опт}} = \pi \sqrt[3]{\frac{R(2\bar{\lambda} + 1)}{3\delta}}. \quad (2.22)$$

Изменение относительной суммарной геометрической площади ячеек зависит от толщины радиальных пластин (рис. 29 кривая 3). Данный расчет по оптимизации числа пластин не учитывает изменения внутренних перетеканий газа и мощности трения при различных числах пластин.

Число пластин в насосе влияет на быстроту действия, потребляемую мощность, температуру нагнетания, КПД, трудоемкость изготовления и надежность работы. Число пластин в насосе может изменяться от 2 до 20 и даже более. С увеличением числа пластин уменьшаются внутренние перетекания газа и разность давлений газа между двумя соседними ячейками; в то же время увеличивается мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, трудоемкость изготовления пазов ротора, а также износ корпуса насоса. Кроме того, число пластин определяется материалом, из которого они изготовлены. Металлические пластины имеют меньшую толщину по сравнению с неметаллическими пластинами (например, из асботекстолита) и, следовательно, их можно больше расположить в теле ротора без заметного снижения его прочности. Число пластин существенно сказывается на уравновешенности насоса (см. п. 2.6).

Влияние числа пластин на откачные и энергетические характеристики насоса проверяли экспериментально. При уменьшении пластин с 12 до 6 быстрота действия насоса РКВН-6 практически не изменялась. Уменьшение быстроты действия наблюдалось при четырех пластинах вследствие увеличения внутренних перетеканий газа, а монотонное снижение потребляемой мощности при сокращении числа пластин объясняется, в первую очередь, уменьшением мощности трения.

Ориентировочно число пластин следует выбирать в соответствии с данными, приведенными ниже.

Быстрота действия насоса, м <sup>3</sup> /с . . . . .	До 0,1	0,1 ... 0,4	Св. 0,4
Пластины:			
нemetаллические — текстолитовые (ПТ-7), асботекстолитовые (марки А), графитовые (УГ-20к, АГ-150-Б-83), антифрикционная композиция (ФКН-7) . . . . .	2 ... 6	6 ... 8	8 ... 12
стальные (сталь 85) . . . . .	—	—	До 20

В насосе с увеличением разности давлений число пластин возрастает, так как необходимо уменьшить перепад давлений между ячейками. При увеличении размеров насоса в теле ротора можно расположить большее число пластин.

**Эксцентриситет.** Теоретическая быстрота действия насоса прямо пропорциональна эксцентриситету. Поэтому для лучшего использования объема цилиндра целесообразнее выбирать большие значения эксцентриситета. Однако размер эксцентриситета ограничен допустимой глубиной паза ротора и прочностью пластины. Обычно эксцентриситет ( $m$ ) выбирается в пределах

$$e = (0,10 \dots 0,1875) R. \quad (2.23)$$

С увеличением эксцентриситета возрастает угол  $\gamma$  между направлением паза ротора и радиусом цилиндра (см. рис. 24), что может привести к заклиниванию пластин на угле сжатия. Поэтому чем выше отношение давлений, создаваемое насосом, и давление нагнетания, тем меньше должен быть вылет пластины из паза ротора во избежание большого изгибающего момента. Следовательно, необходимо принимать меньшее значение эксцентриситета.

**Ширина пластины.** Максимальный вылет радиальных пластин из пазов ротора составляет  $a_{\max} = 2e$  (см. рис. 25). Чтобы в этом положении пластина имела необходимую устойчивость, оставшаяся ее часть в пазу ротора должна быть по крайней мере равна максимальному вылету. Из этих соображений для нормальной работы пластин ее ширину ( $m$ ) обычно принимают

$$h = (3,5 \dots 4,0) e. \quad (2.24)$$

Подставляя выражение (2.23) в выражение (2.24), получим

$$h \approx (0,35 \dots 0,70) R. \quad (2.25)$$

**Глубина паза ротора.** Глубину паза ротора под пластину (см. рис. 22) во избежание опасности ее заклинивания и попадания под пластину продуктов изнашивания принимают ( $m$ )

$$h_n = h + (0,0005 \dots 0,001). \quad (2.26)$$



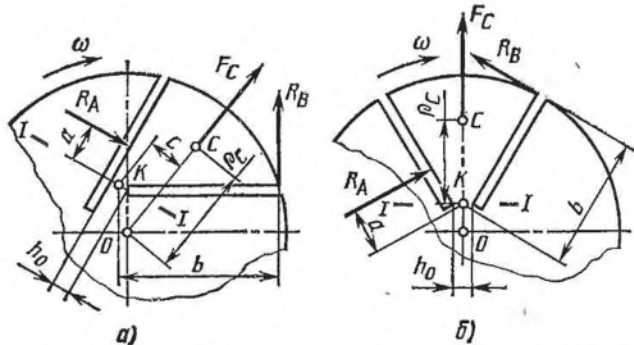


Рис. 30. Схема действия сил при расчете на прочность ротора:  
 а — с наклонными пазами; б — с радиальными пазами

У большинства выпускаемых в настоящее время насосов пазы ротора изготовляют с наклоном по отношению к радиусу ротора в сторону вращения на угол  $\psi = 8 \dots 15^\circ$ . Насосы с наклонными пластинами имеют некоторые преимущества по сравнению с радиальными, а именно увеличивается ширина пластины, что приводит к улучшению условий движения пластины в пазу ротора и к уменьшению опасности ее заклинивания; повышается срок службы пластин и снижается мощность трения. Однако с увеличением угла наклона пластин возрастает изгибающий момент, действующий на пластину, и трудоемкость изготовления пазов ротора. Задавшись числом пластин и определив их размеры, необходимо проверить размещение пазов в роторе и рассчитать на прочность тело ротора. Схема действия сил, приложенных к телу ротора, ограниченного двумя соседними пазами, приведена на рис. 30. Опасным является сечение  $I-I$ . На выделенный элемент ротора действует центробежная сила  $F_C$  и реакции со стороны пластин  $R_A$  и  $R_B$ . Нормальное напряжение (Па) в опасном сечении складывается из напряжений изгиба  $\sigma_{и}$  и растяжения  $\sigma_p$ :

$$\sigma = \sigma_{и} + \sigma_p \approx \frac{6(R_B b - R_A a + F_C c)}{L h_0^2} + \frac{F_C}{h_0 L} \leq [\sigma],$$

где  $a, b, c$  — соответственно плечи сил  $R_A, R_B$  и  $F_C$ , м;  $h_0$  — ширина опасного сечения, м;  $F_C$  — центробежная сила, Н,  $F_C = m c r \omega^2$  ( $m_C$  — масса элемента ротора, ограниченного пазами, кг;  $r_C$  — расстояние от центра тяжести  $C$  элемента ротора до оси вращения ротора, м;  $\omega$  — угловая скорость ротора, рад/с).

Допускаемое нормальное напряжение для ротора, изготовленного из стали 40Х или чугуна СЧ 20, обычно не превышает  $[\sigma] = 1,0$  МПа с учетом обеспечения жесткости элемента ротора. Число пластин, которые можно разместить в теле ротора, зависит от ширины, глубины паза и угла его наклона. Размещение пластин в теле ротора проще всего определить из чертежа на стадии проектирования насоса.

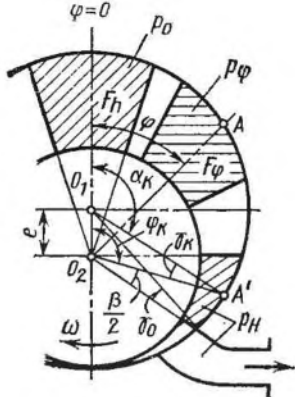


Рис. 31. Схема для определения угла  $\alpha_K$  сжатия

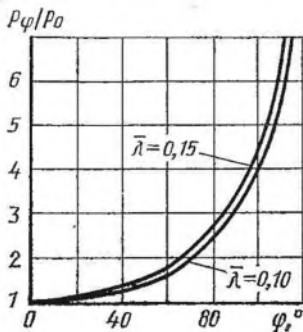


Рис. 32. Зависимость давления газа в ячейке от угла  $\varphi$  поворота ротора

**Длина роторов.** С увеличением длины ротора увеличивается быстрота действия насоса. Однако при значительной длине ротора возникает опасность заклинивания пластин в пазу ротора. Кроме того, при большой длине корпуса необходимо предусматривать большие температурные деформации, приводящие к повышенным торцовым зазорам и перетеканиям газа. При неизменной быстроте действия насоса с уменьшением длины ротора возрастает его диаметр, что приводит к увеличению относительных перетеканий газа через зазоры между ротором и торцовыми крышками. Относительную длину ротора насоса обычно выбирают в пределах  $K_L = L/R = 3 \dots 5$ .

**Повышение давления газа в ячейке с радиальными пластинами.** С увеличением угла  $\varphi$  поворота ротора уменьшается объем ячейки и соответственно возрастает давление газа, заключенного в ней (рис. 31). При политропическом сжатии газа без учета внутренних перетеканий

$$p_\varphi (F_\varphi L)^n = p_0 (F_h L)^n.$$

Откуда текущее значение давления газа в ячейке, согласно формулам (2.16) и (2.19), (Па)

$$p_\varphi = p_0 \left( \frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\lambda}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}}{2} \beta}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \varphi + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2\varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2} \beta} \right)^n, \quad (2.27)$$

где  $p_0$  — давление газа в начале сжатия, принимаемое равным давлению всасывания, Па;  $n$  — показатель политропы сжатия газа, принимаем для воздуха  $n = 1,4$ ;  $\varphi$  — угол поворота биссектрисы ячейки, рад.

При  $Z \gg 12$  с учетом формул (2.17) и (2.20) давление газа в текущей ячейке (Па)

$$p_{\varphi} \approx p_0 \left( \frac{2}{1 + \cos \varphi - \sin^2 \lambda \varphi} \right)^n. \quad (2.28)$$

Это уравнение может быть упрощено. Угол сжатия (см. рис. 24)  $\alpha = \varphi + \gamma$ . Тогда

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \cos(\varphi + \gamma) = \\ &= \cos \varphi \cos \gamma - \sin \varphi \sin \gamma. \end{aligned}$$

Так как значение угла  $\gamma$  мало, можно принять  $\cos \gamma \approx 1$ . С учетом уравнения (2.11) выражение (2.28) принимает вид

$$p_{\varphi} \approx p_0 \left( \frac{2}{1 + \cos \alpha} \right)^n. \quad (2.29)$$

Изменение давления газа по сравнению с начальным давлением в ячейке зависит от угла поворота ротора (рис. 32).

При проектировании насоса часто решают обратную задачу, а именно определяют максимальный угол  $\alpha_R$  сжатия, соответствующий конечному давлению газа в ячейке  $p_R$ . Принимая  $p_{\varphi} = p_R$ , по уравнению (2.29) и рис. 31 находят угол  $\alpha_R$  (рад):

$$\alpha_R = \arccos \left[ 2 \left( \frac{p_0}{p_R} \right)^{1/n} - 1 \right].$$

При малом числе пластин ( $Z < 12$ ) максимальный угол  $\varphi_R$  поворота ротора, соответствующий концу внутреннего сжатия, (рад)

$$\varphi_R = \arccos \left[ -\frac{B}{4C} \pm \sqrt{\left( \frac{B}{4C} \right)^2 + \frac{C - A + (A + B + C)D}{2C}} \right], \quad (2.30)$$

где  $A = \beta \left( 1 - \frac{\bar{\lambda}}{2} \right)$ ;  $B = 2 \sin \frac{\beta}{2}$ ;

$$C = \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta; \quad D = \left( \frac{p_0}{p_R} \right)^{1/n}.$$

При  $\tau > 4$  угол сжатия  $\alpha_R > 100^\circ$ . В этом случае значительно сокращается площадь нагнетательного окна и увеличивается скорость газа. Поэтому при большом значении  $\tau$  повышение внутреннего давления газа в ячейке сжатия выбирают в пределах не более  $p_{вн}/p = 4 \dots 6 < \tau = p_{вн}/p$ .

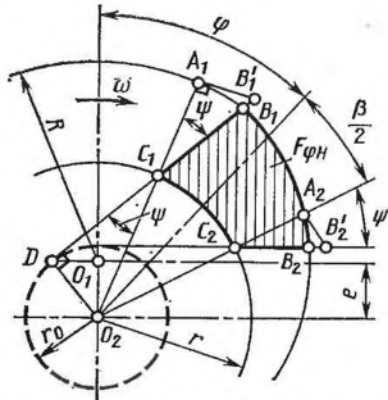


Рис. 33. Площадь поперечного сечения ячейки при наклонном расположении пластин в пазах ротора

Изменение объема рабочей ячейки с наклонными пластинами при повороте ротора. Площадь  $F_{\Phi}$  поперечного сечения ячейки с наклонными пластинами, ограниченная площадью фигуры  $C_1B_1B_2C_2$  (рис. 33):

$$F_{\Phi} = F_{C_1B_1B_2C_2} = F_{C_1A_1A_2C_2} - F_{A_1B_1C_1} + F_{A_2B_2C_2} = F_{\Phi} - \Delta F_{\Phi},$$

где  $\Delta F_{\Phi} = F_{A_1B_1C_1} - F_{A_2B_2C_2}$ .

При небольших углах  $\psi$  наклона пластин площади фигур  $A_1B_1C_1$  и  $A_2B_2C_2$  приближенно равны площадям прямоугольных треугольников  $A_1B'_1C_1$  и  $A_2B'_2C_2$ :

$$F_{A_1B_1C_1} \approx F_{A_1B'_1C_1} = 0,5 (A_1C_1)^2 \operatorname{tg} \psi;$$

$$F_{A_2B_2C_2} \approx F_{A_2B'_2C_2} = 0,5 (A_2C_2)^2 \operatorname{tg} \psi.$$

Из прямоугольного треугольника  $O_2DC_1$  радиус вспомогательной окружности  $r_0 = r \sin \psi$ . Отрезки  $A_1C_1 = \rho_1 - r$  и  $A_2C_2 = \rho_2 - r$ , где радиусы  $\rho_1$  и  $\rho_2$  определяют из формулы (2.14) при  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  соответственно, т. е.

$$\varphi_1 = \varphi - \frac{\beta}{2} \text{ и } \varphi_2 = \varphi + \frac{\beta}{2}.$$

После упрощений и преобразований получим

$$\Delta F_{\Phi} = \frac{e^2 \operatorname{tg} \psi}{2} \left( 4 \sin \varphi \sin \frac{\beta}{2} + \sin 2\varphi \sin \beta \right).$$

При  $Z > 12$   $\sin \frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2}$  и  $\sin \beta \approx \beta$ .

Тогда

$$\Delta F_{\Phi} = \frac{e^2 \beta \operatorname{tg} \psi}{2} (2 \sin \varphi + \sin 2\varphi). \quad (2.31)$$

На рис. 34 приведена зависимость разности площадей ячеек с радиальными и наклонными пластинами, выраженная в безразмерной форме.

Относительная поправка разности площадей ячеек  $\Delta F_{\Phi}/F_{\Phi}$  согласно (2.17) и (2.31):

$$\frac{\Delta F_{\Phi}}{F_{\Phi}} = \frac{\bar{\lambda} \operatorname{tg} \psi}{2} \frac{2 \sin \varphi + \sin 2\varphi}{1 + \cos \varphi + \frac{\bar{\lambda}}{2} \cos 2\varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2}}.$$

График изменения  $\Delta F_{\Phi}/F_{\Phi}$  от угла  $\varphi$  поворота ротора представлен на рис. 35.

Из приведенного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Максимальные объемы ячеек с радиальными и наклонными пластинами практически равны.

2. При сжатии и нагнетании газа ( $0 < \varphi < \pi$ ) объем ячейки с наклонными пластинами несколько меньше по сравнению с ра-

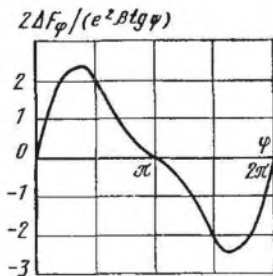


Рис. 34. Зависимость поправки  $2\Delta F_{\varphi}/(e^2\beta \operatorname{tg} \psi)$  при определении площади поперечного сечения ячейки с наклонными пластинами от угла  $\varphi$  поворота ротора

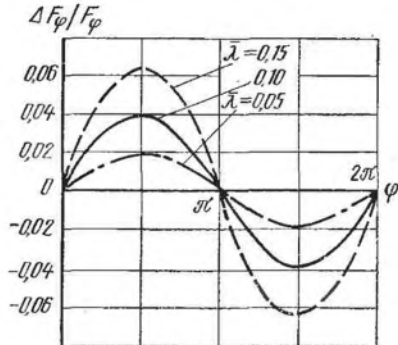


Рис. 35. Зависимость поправки  $\Delta F_{\varphi}/F_{\varphi}$  от угла  $\varphi$  поворота ротора для различных относительных эксцентриситетов  $\bar{\lambda}$  при угле наклона пластин  $\psi = 20^\circ$

диальными пластинами при одном и том же угле поворота ротора, т. к.  $\Delta F_{\varphi} > 0$ . Следовательно, сжатие газа в ячейке с наклонными пластинами будет происходить более интенсивно. Однако в ряде случаев при проведении ориентировочных расчетов для  $\psi < 12^\circ$  этими поправками, составляющими 2—3 %, можно пренебречь.

Давление газа в ячейке с наклонными пластинами при угле поворота  $\varphi$  (Па)

$$p_{\text{фн}} = p_0 \left( \frac{F_h}{F_{\varphi} - \Delta F_{\varphi}} \right)^n.$$

Выбор углов расположения кромок всасывающего и нагнетательного окон. Положение кромок всасывающего и нагнетательного окон корпуса  $A$ ,  $B$ ,  $B$  и  $\Gamma$  (рис. 36) определяет продолжительность фаз газораспределения насоса. Верхняя кромка всасывающего окна (точка  $A$ ) при радиальном расположении пластин определяется углом  $\delta_1$  (рад):

$$\delta_1 \approx 0,5\beta (1 + \bar{\lambda}).$$

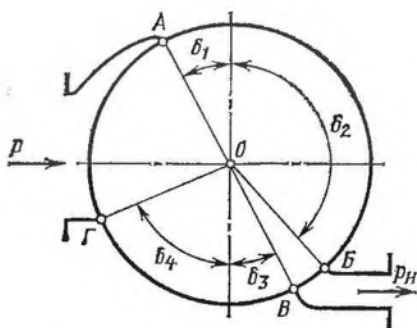
Однако вследствие перетеканий газа ячейка заполняется газом несколько раньше, и поэтому угол  $\delta_1$  практически принимается в пределах

$$\delta_1 = (0,6 \dots 1,0) \beta.$$

Верхняя кромка нагнетательного окна (точка  $B$ ) определяется углом  $\delta_2$  (рад):

для радиальных пластин (см. рис. 31)

$$\delta_2 \approx \varphi_{\text{к}} + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 = \alpha_{\text{к}} + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 - \gamma_{\text{к}};$$



для наклонных пластин

$$\delta_2 \approx \varphi_K + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 + \bar{\lambda}\psi = \alpha_K + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 - \gamma_K + \bar{\lambda}\psi,$$

где  $\gamma_0 = \arcsin \left[ \bar{\lambda} \sin \left( \varphi_K + \frac{\beta}{2} \right) \right]$ ;  
 $\gamma_K = \arcsin (\bar{\lambda} \sin \varphi_K)$ .

Для простоты расчетов часто принимают

$$\delta_2 \approx \alpha_K + (0,3 \dots 0,5) \beta.$$

Нижняя кромка нагнетательного окна (точка B) определяется

углом  $\delta_3$ . При  $\varphi = 180^\circ$  ячейка имеет минимальный объем и может быть отсоединена от нагнетательного окна, т. е. можно принять  $\delta_3 = 0,5\beta$ . С учетом перетеканий газа  $\delta_3 = (0,5 \dots 1,0) \beta$ .

Положение нижней кромки всасывающего окна (точка Г) определяется углом  $\delta_4$ . При  $Z > 12$   $\delta_4 = (1,5 \dots 2,5) \beta$ , причем большие значения соответствуют большим отношениям давлений. При  $Z \leq 12$   $\delta_3 + \delta_4 = (1 \dots 2,5) \beta$ .

**Определение основных размеров насоса.** При заданной быстройте действия насоса  $S$  его геометрическую быстроту действия ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) определяют по формуле

$$S_r = S/\lambda,$$

где  $\lambda$  — коэффициент откачки.

После подстановки в уравнение (2.3) относительного эксцентриситета  $\bar{\lambda}$  и относительной длины ротора  $K_L$  формула для определения геометрической быстроты действия принимает вид

$$S_r = C\bar{\lambda}K_L R^3 n,$$

где  $R$  — радиус расточки корпуса, м;  $n$  — частота вращения ротора,  $\text{с}^{-1}$ . Тогда

$$R = \sqrt[3]{\frac{S_r}{C\bar{\lambda}K_L n}}.$$

Заменяя частоту вращения ротора на среднюю окружную скорость пластин  $u$  (м/с), получим

$$n = u/(2\pi R). \quad (2.32)$$

Тогда

$$R = \sqrt{\frac{2\pi S_r}{C\bar{\lambda}K_L u}}. \quad (2.33)$$

Остальные размеры (м) насоса:  $e = \bar{\lambda}R$ ,  $r = R - e = R(1 - \bar{\lambda})$ ,  $L = K_L R$ .

По формулам (2.9), (2.25) и (2.26) определяются толщину  $\delta$  пластины, ее ширину  $h$  и глубину  $h_{\text{п}}$  паза ротора.

Угловая скорость ротора (рад/с)

$$\omega = 2\pi n. \quad (2.34)$$

Коэффициент откачки в общем случае

$$\lambda = \lambda_{\text{др}} \lambda_{\text{т}} - \lambda'_0 - \lambda'_{\text{п}} - \lambda'_{\text{н}},$$

где  $\lambda_{\text{др}}$  — коэффициент дросселирования;  $\lambda_{\text{т}}$  — коэффициент подогрева;  $\lambda'_0$  — относительные потери скорости действия, обусловленные обратным расширением газа;  $\lambda'_{\text{п}}$  — относительные потери, обусловленные внутренними перетеканиями газа и переносом газа в изолированном объеме;  $\lambda'_{\text{н}}$  — относительные потери вследствие внешних натеканий атмосферного воздуха.

Как показывают результаты экспериментального и теоретического исследования насосов, коэффициент подогрева близок к единице ( $\lambda_{\text{т}} \approx 0,96 \dots 0,99$ ). Дроссельные потери также незначительны ( $\lambda_{\text{др}} \approx 0,97 \dots 0,98$ ), потому что у насосов отсутствуют всасывающие клапаны, а скорость газа во всасывающей патрубке не превышает 25 м/с. Потери от обратного расширения газа составляют не более 3 ... 6 %, поскольку перевальный объем мал. Таким образом, при отсутствии или незначительных внешних натеканиях воздуха ( $\lambda'_{\text{н}} \approx 0$ ) коэффициент откачки в большой степени определяется внутренними перетеканиями газа и потерями с переносом газа в изолированном объеме

$$\lambda \approx (0,90 \dots 0,95) - \lambda'_{\text{п}}.$$

Относительные потери при внутренних перетеканиях газа

$$\lambda'_{\text{п}} = (m_{\text{н. о}} + m_{\text{п}}) / (\rho_{\text{вс}} S_{\text{г}}),$$

где  $m_{\text{н. о}}$  — масса газа, переносимая в изолированном объеме в единицу времени, кг/с;  $m_{\text{п}}$  — внутренние перетекания газа, кг/с;  $\rho_{\text{вс}}$  — плотность газа на всасывании, кг/м<sup>3</sup>.

Внутренние перетекания газа в насосах происходят в основном через радиальные и торцовые щели, поскольку перетекания в пазах ротора весьма незначительны. На коэффициент откачки существенно влияет также изолированный объем. Например, если на углу  $\delta_3 + \delta_4$  располагается три и более пластин, то возможен перенос газа в изолированном объеме с нагнетания на всасывание. При этом

$$m_{\text{н. о}} = F_{\text{н. о}} Z L n \rho_{\text{н}},$$

где  $F_{\text{н. о}}$  — площадь изолированной ячейки, м<sup>2</sup>; определяют по формулам (2.13) или (2.16) при угле  $\varphi_{\text{н. о}} = 180^\circ - \delta_3 + \beta/2$ ;  $\rho_{\text{н}}$  — плотность газа на нагнетании, кг/м<sup>3</sup>.

При  $\delta_3 + \delta_4 \leq 2\beta$  можно принять  $m_{\text{н. о}} \approx 0$ .

В общем случае внутренние перетекания

$$m_{\text{п}} = m_{\text{т1}} + m_{\text{т2}} + m'_{\text{т1}} + m'_{\text{т2}} + m_{\text{р}} + m_{\text{т. у}},$$

где  $m_{\text{т1}}$  и  $m_{\text{т2}}$  — массовый расход газа через торцовые щели, кг/с;  $m'_{\text{т1}}$  и  $m'_{\text{т2}}$  — то же, между пластиной и торцовой крышкой, кг/с;  $m_{\text{р}}$  — то же, через радиальную щель, кг/с;  $m_{\text{т. у}}$  — то же, через дисковое торцовое уплотнение, кг/с.

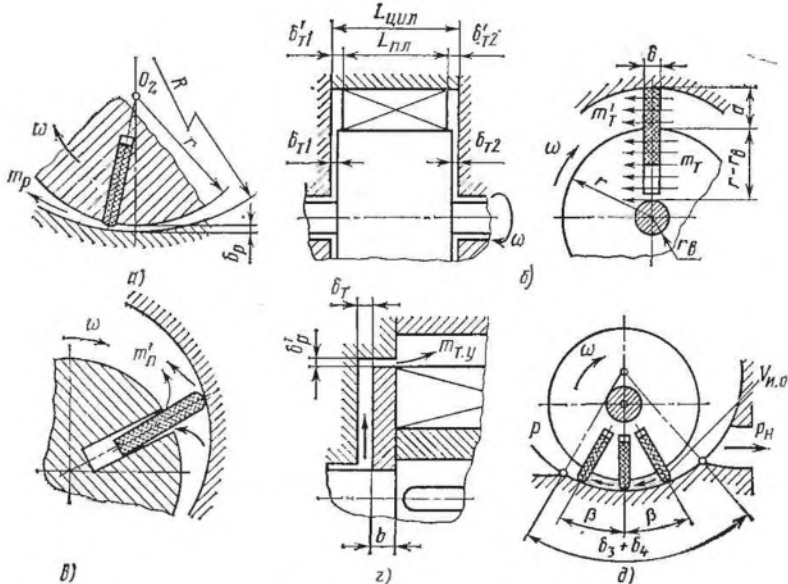


Рис. 37. Типы щелей в насосе:

а — радиальная; б — торцовая; в — микрощелевой зазор; г — в дисковом уплотнении; д — положение изолированного объема

Торцовые перетекания преобладают над остальными внутренними перетеканиями и иногда составляют 50 ... 60 %. Очень хорошие условия для радиальных перетеканий создаются в щелях с плавно сходящимися и затем расходящимися стенками между ротором и корпусом в месте их наибольшего сближения. Кроме того, окружная скорость ротора совпадает по направлению с движением газа в радиальном зазоре.

Пути протеканий газа и типы щелей в насосе даны на рис. 37.

Известны методы снижения внутренних перетеканий газа и повышения КПД насосов: выбор оптимальных рабочих зазоров, скорости скольжения пластин по цилиндру, числа пластин и относительной длины ротора; постановка дисковых и торцовых уплотнений, изготовление проточки на цилиндре под ротором, перепуск газа, впрыск масла в рабочую полость и др.

Глубина щели в большой степени зависит от типа щели, т. е. от глубины дросселирования газа. По данным И. А. Сакуна, для радиальной щели между ротором и цилиндром (рис. 37, а) относительная глубина

$$\left(\frac{b}{2\delta_p}\right)_x = \frac{2,39}{\delta_p},$$

где  $\delta_p$  — радиальный зазор, мм.

Длина радиальной щели  $l = L$ , а высота  $\delta = \delta_p$ .



Глубина щели кольцевого уплотнения, выполненного в виде торцового диска (рис. 37, з), равна высоте  $b$  диска. Обычно  $b/\delta'_p > 50$ . Длина щели  $l \approx \pi r$ , а высота щели  $\delta = \delta'_p$ . Глубину торцевой щели между пластиной и торцевой крышкой (рис. 37, б) принимают равной толщине  $\delta$  пластины. Длина щели в общем случае  $l = \rho - r$ , а суммарная высота щели  $\sum \delta = \delta'_{т1} + \delta'_{т2} = L_{цил} - L_{пл}$ . Очень часто принимают  $\sum \delta = 2\delta'_т$ .

Глубину торцевой щели в дисковом уплотнении принято условно с учетом диаметра вала считать как среднеарифметическую величину (мм):

$$b = (b_1 + b_2 + \dots + b_m)/m,$$

где  $m$  — число расчетных интервалов.

При этом площадь сегмента  $ABC$  заменяется на площадь прямоугольника  $1234$  (рис. 38) со стороной  $b$  (мм):

$$b = [r^2 (0,5\pi - \alpha_0) - r r_B \cos \alpha_0] / (r - r_B),$$

где  $\alpha_0 = \arcsin (r_B/r)$ , рад;  $r_B$  — радиус вала, мм.

Длина торцевой щели  $l = r - r_B$ , а высота щели  $\delta = \delta'_т$ . При этом считается, что в верхней части торцового зазора между ротором и крышкой (рис. 38) перетекание отсутствует, так как газ течет из торцового зазора в основном в ячейки, изолированные от всасывающего патрубка.

Расход газа через радиальную щель (кг/с)

$$m_p = q_p \delta_p L,$$

где  $q_p$  — удельный расход газа через радиальную щель, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Расход газа через торцевую щель между ротором и торцевой крышкой (кг/с)

$$m_T = q_T \delta_T (r - r_B),$$

где  $q_T$  — удельный расход газа через торцевую щель между ротором и торцевой крышкой, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Расход газа через торцевую щель между пластиной и торцевой крышкой (кг/с)

$$m'_T = q'_T \delta'_T (\rho - r),$$

где  $q'_T$  — удельный расход газа через торцевую щель между пластиной и торцевой крышкой, кг/(м<sup>2</sup>·с).

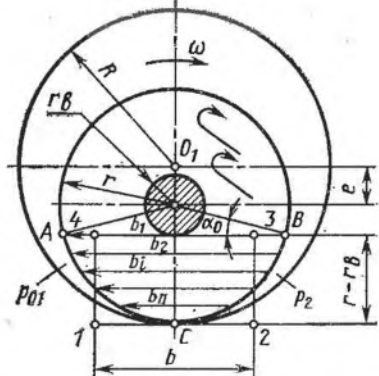


Рис. 38. Схема для определения глубины торцевой щели

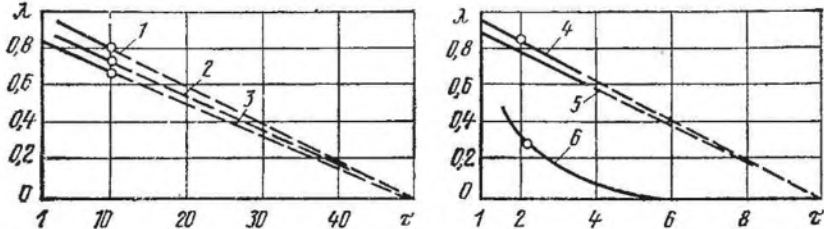


Рис. 39. Зависимость коэффициента  $\lambda$  откачки от отношения давлений  $\tau$  для различных вакуумных насосов:

1 — РВН-50; 2 — РВН-25; 3 — РВН-6; 4 — РКВН-6; 5 — РКВН-9; 6 — РВН-40/350

Уплотняющий эффект дискового уплотнения достигается в результате потерь энергии на преодоление трения газа при течении его в глубокой щели, а также лабиринтного действия уплотнения. Газ дважды проходит узкую щель  $\delta'_p$ , а после щели затормаживается сначала в полости торцового зазора, а затем в полости всасывания.

Внутренние перетекания газа через различные типы щелей в насосах определяют по методике, изложенной в гл. 3.

Для приближенных расчетов коэффициент откачки обычно принимают равным  $\lambda \approx 0,6 \dots 0,8$ . Наибольшее значение коэффициента  $\lambda$  следует выбирать для насосов, работающих с подачей масла в цилиндр, а также для вакуумных насосов большой быстроты действия с невысоким отношением давлений.

Значение коэффициента откачки зависит от отношения давлений для различных насосов. На рис. 39 штриховой линией показана характеристика вакуумного насоса при кратковременной работе. Как видно из приведенных характеристик, в связи с увеличением отношения давлений коэффициент откачки уменьшается практически по прямой.

### 2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ

Мощность насосов при политропическом сухом сжатии идеального газа и отсутствии перепуска (Вт) определяют по следующим формулам:

для расчетного режима работы

$$N_T = \frac{n}{n-1} p S_r \left[ \left( \frac{p_H}{p} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right];$$

для нерасчетного режима работы

$$N_T = \frac{n}{n-1} p S_r \left[ \left( \frac{p_{ВН}}{p} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + S_r \left( \frac{p_{ВН}}{p} \right)^{-1/n} (p_H - p_{ВН}), \quad (2.35)$$

где  $n$  — показатель политропы сжатия газа, принимаем для воздуха и двухатомных газов  $n = 1,4$ ;  $S_r$  — геометрическая быстрота действия,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $p_{ВН}$  — давление внутреннего сжатия, Па;  $p_H$  — давление нагнетания, Па.

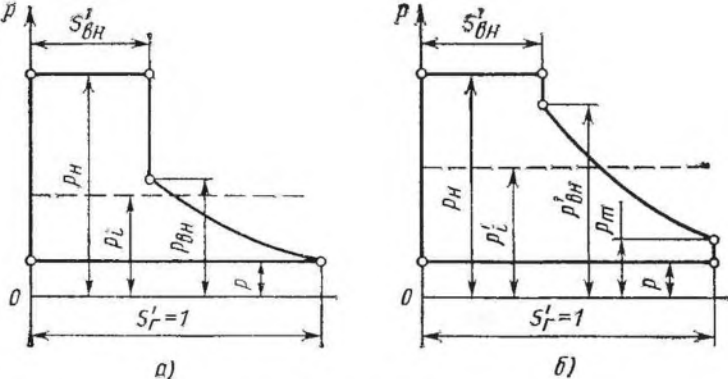


Рис. 40. Упрощенная теоретическая индикаторная диаграмма насоса:  
 а — без перепуска; б — с перепуском

Индикаторную мощность насоса обычно определяют по упрощенной индикаторной диаграмме (рис. 40, а) с учетом режима работы, предполагая отсутствие мертвого объема, натеканий и гидравлических потерь, а также политропичность процесса сжатия. При наличии перепуска газа индикаторная диаграмма насосов строится, кроме того, в предположении мгновенных и полных процессов перепуска газа и смешения (рис. 40, б).

Среднее индикаторное давление (Па):  
 с перепуском газа

$$p'_i = \frac{n}{n-1} p_m \left[ \left( \frac{p'_{BH}}{p_m} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + \left( \frac{p'_{BH}}{p_m} \right)^{-1/n} (p_H - p'_{BH}) + p_m - p;$$

без перепуска газа

$$p_i = \frac{n}{n-1} p \left[ \left( \frac{p_{BH}}{p} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + \left( \frac{p_{BH}}{p} \right)^{-1/n} (p_H - p_{BH}),$$

где  $p_m$  — давление выравнивания, Па;  $p_m \approx 0,9p + 0,1p_H$ ;  $p'_{BH}$  — давление внутреннего сжатия газа при наличии перепуска, Па,  $p'_{BH} = (p_{BH} p_m)/p$ .

Увеличение индикаторной мощности реального насоса в результате внутренних перетеканий газа в процессе сжатия учитывается коэффициентом  $\xi_{сж}$ . Для обычных условий применительно к воздушным насосам сухого сжатия  $\xi_{сж} = 1,02 \dots 1,08$ . Большие значения коэффициента  $\xi_{сж}$  относятся к меньшей скорости скольжения пластин по корпусу и большему отношению давлений. Коэффициент  $\xi_{сж}$  определяют по эмпирическому уравнению

$$\xi_{сж} = 1 + 0,12\tau/u,$$

где  $\tau$  — отношение давлений;  $u$  — скорость скольжения пластин по корпусу, м/с.

Коэффициент  $\xi_{др}$  учитывает повышение индикаторной мощности в реальном насосе вследствие гидравлических потерь в основном на нагнетании. Обычно принимают  $\xi_{др} = 1,01 \dots 1,04$ .

Индикаторная мощность (Вт)

$$N_i = N_T \xi_{сж} \xi_{др} = p_i S_T. \quad (2.36)$$

Эффективная мощность на валу насоса при сухом сжатии газа (Вт)

$$N_e = N_i + N_{тр},$$

где  $N_{тр}$  — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин о корпус, торцовые крышки и в пазах ротора, а также в подшипниках и уплотнениях, Вт.

Определение мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения, рассмотрено в п. 2.5.

Механический КПД

$$\eta_{мех} = N_i / N_e.$$

Обычно  $\eta_{мех} \approx 0,6 \dots 0,8$ . Мощность приводного электродвигателя определяют по максимальной эффективной мощности насоса (Вт):

$$N_{дв} \approx N_{e \max}.$$

#### 2.4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Для нахождения механических потерь и сил, действующих на основные детали насоса, определяют скорости и ускорения пластин.

**Скорость пластины.** Пластина насоса участвует в сложном вращательно-поступательном движении. Окружная скорость конца радиальной пластины (точка А, рис. 41) с учетом уравнения (2.14) (м/с)

$$v_{окр} = r\omega = R\omega (1 + \bar{\lambda} \cos \varphi - 0,5\bar{\lambda} \sin^2 \varphi),$$

где  $\varphi$  — угол поворота пластины, рад.

Скорость радиальной пластины относительно ротора (м/с)

$$v_{3/2} = \frac{dr}{dt} = -e\omega \sin \varphi (1 + \bar{\lambda} \cos \varphi) = -e\omega (\sin \varphi + 0,5\bar{\lambda} \sin 2\varphi).$$

Знак «—» показывает, что вектор скорости направлен к центру ротора.

Полная скорость конца пластины, направленная по окружности, (м/с)

$$v_{3/4} = \frac{v_{окр}}{\cos \gamma} = R\omega \left( 1 + \frac{\bar{\lambda} \cos \varphi}{1 - 0,5\bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} \right).$$

Скорость конца пластины относительно разгрузочных колец (скорость скольжения пластин относительно колец) (м/с)

$$v_{3/1} = v_{3/4} - R\omega_k = R\omega \left( 1 + \frac{\bar{\lambda} \cos \varphi}{1 - 0,5\bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} - \frac{\omega_k}{\omega} \right), \quad (2.37)$$

где  $\omega_k$  — угловая скорость разгрузочного кольца, рад/с.