

УДК 621.516

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ
ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ
ВАКУУМ-НАСОСОВ МОДУЛЬНОГО ТИПА**

Ю.В. Родионов¹, Ю.В. Воробьев¹, А.В. Волков², Ю.А. Утопов¹

Кафедра “Теория механизмов машин и детали машин” (1), ТГТУ;

Тамбовский автотранспортный техникум им. М.С. Солнцева (2)

Ключевые слова и фразы: геометрический объем; промежуточная камера; степень повышения давления; число лопаток ротора.

Аннотация: Предлагается метод расчета быстродействия двухступенчатого жидкостнокольцевого вакуумного насоса модульного типа с учетом объема промежуточной камеры и числа лопаток роторов первой и второй ступени. Получены теоретические зависимости для определения оптимального соотношения числа лопаток роторов первой и второй ступеней при заданной степени повышения давления в первом модуле, быстроты действия и расхода рабочей жидкости. Разработан алгоритм расчета.

Обозначения

b_1, b_{II} – ширина первой и второй ступени соответственно, м;	R – внутренний радиус корпуса, м;
g – ускорение свободного падения, м/с ² ;	V_K – объем соединительных коммуникаций, м ³ ;
$m_{ж}$ – масса рабочей жидкости, кг;	V_{II} – объем промежуточной камеры, м ³ ;
n – частота вращения вала насоса, с ⁻¹ ;	β – угол между лопатками ротора, рад;
p_1, p_2 – давление всасывания;	β_2 – выходной угол наклона лопатки ротора, рад;
$p_{н1}, p_{н2}$ – давление нагнетания первой и второй ступени соответственно, МПа;	$\mu_{ж}$ – вязкость рабочей жидкости, Па·с;
r_1 – средний радиус ступицы ротора, м;	$\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м ³ ;
r_2 – наружный радиус ротора, м;	Eu – число Эйлера.

Методика определения фактического быстродействия двухступенчатых жидкостнокольцевых вакуум-насосов (ЖВН) модульного типа базируется на следующих допущениях:

- движение жидкости в насосе установившееся;
- вследствие неразрывности потока расходы жидкости в любых сечениях колец первой и второй ступеней постоянны;
- давление газа на внутреннюю поверхность кольца на стороне всасывания постоянно и равно давлению всасывания при угле поворота ротора θ ($0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$), давление газа на внутреннюю поверхность кольца в пределах нагнетательного окна постоянно и равно давлению нагнетания;
- жидкость не отрывается от внутренней поверхности корпуса, и в насосе нет обратных потоков;

- лопатки ротора погружаются в кольцо или касаются его при любом угле поворота в каждой ступени насоса;
- осевая составляющая скорости потока жидкости в безлопаточном пространстве мала и на характер течения жидкости не оказывает существенного влияния;
- наружный радиус лопаток и радиус втулки ротора первой и второй ступеней принимаются равными.

Существующая конструкция двухступенчатого ЖВН не позволяет устранить потери давления в соединительных коммуникациях, а следовательно, предположение $p_{н1} = p_2$ неверно [1]. Кроме того, в нерасчетных режимах работы двухступенчатого ЖВН возникают значительные нагрузки от избыточного давления газовой фазы, а также большие гидродинамические сопротивления при перемещении газовых потоков между ступенями.

Все перечисленные факторы влияют на потери быстроты действия двухступенчатого ЖВН. Для устранения перечисленных недостатков в конструкцию насоса введена промежуточная камера. Схема движения газовых потоков показана на рис. 1.

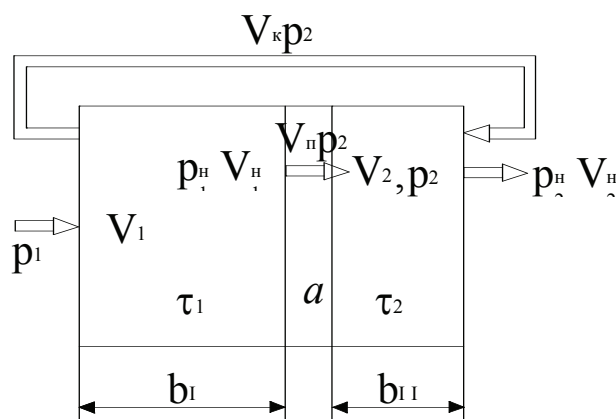


Рис. 1 Схема движения газовых потоков в двухступенчатом ЖВН модульного типа:

$p_{н1}, p_{н2}$ – давление нагнетания, p_1, p_2 – давление всасывания первой и второй ступени соответственно; V_K – объем соединительных коммуникаций;
 V_{II} – объем промежуточной камеры

Приняв степень повышения давления в соединительных коммуникациях за a , определим давление всасывания во вторую ступень:

$$p_2 = \frac{p_{н1}}{a} . \quad (1)$$

При проектировании коммуникаций, исходя из конструктивной целесообразности, следует соблюдать следующие условия:

$$\begin{cases} a = \frac{\tau_1}{\tau'_1} = \frac{\tau_{уст}}{\tau'_1 \tau_T} , \\ a \geq 1 \end{cases} \quad (2)$$

где τ_1 – степень повышения давления в первой ступени; τ_T – степень повышения давления второй ступени без учета расширения в промежуточной камере; τ'_1 – степень повышения давления в первом модуле, т.е. с учетом промежуточной камеры; $\tau_{уст}$ – степень повышения давления в двухступенчатом ЖВН.

Тогда одной из основных характеристик двухступенчатого ЖВН модульного типа становится степень повышения давления в первом модуле

$$\tau'_1 = \tau_1 / a. \quad (3)$$

Фактическую быстроту действия двухступенчатого ЖВН модульного типа предлагается определять фактической быстротой действия первой ступени с учетом потерь во второй ступени

$$S = S_1 \lambda_T, \quad (4)$$

где S_1 – фактическая быстрота действия первой ступени; λ_T – коэффициент откачки второй ступени.

Фактическая быстрота действия первой ступени зависит от геометрического объема первой ступени $S_{\Gamma 1}$ (объем газа, подаваемый насосом со стороны всасывания на сторону нагнетания в единицу времени при отсутствии потерь) и всегда меньше его на величину потерь, зависящих от ряда факторов и учитываемых коэффициентом откачки первой ступени λ_1

$$S_1 = S_{\Gamma 1} \lambda_1, \quad (5)$$

Геометрический объем определяется максимальным объемом рабочей ячейки (сечение II-II, рис. 2) и соответствует углу поворота ротора $\theta = 180^\circ$.

Приняв, что в пределах рабочей ячейки внутренняя поверхность жидкостного кольца цилиндрическая и описана радиусом r_2 , получим геометрический объем

$$S_{\Gamma 1} = \pi r_2^T b_1 \psi_1 (1 - v^T) n, \quad (6)$$

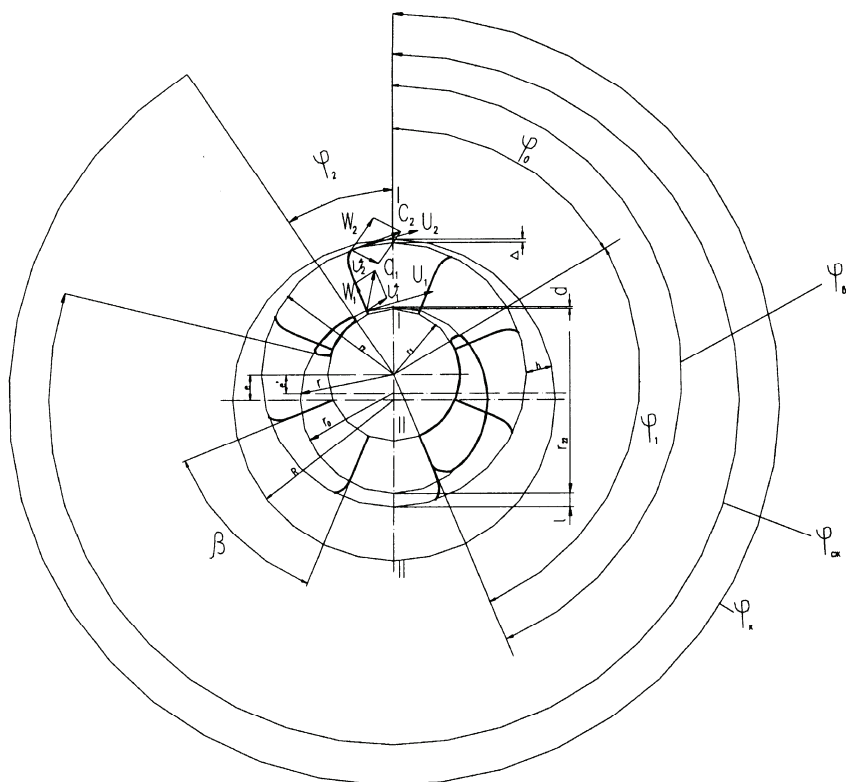


Рис. 2 Принципиальная схема насоса

где b_1 – ширина ротора первой ступени; n – частота вращения ротора; $\nu = \frac{r_1}{r_T}$ – относительный радиус ступицы ротора $\nu = 0,5$ [2]; ψ_1 – коэффициент, учитывающий уменьшение объема рабочей ячейки за счет толщины лопаток:

$$\psi_1 = \frac{\pi(r_T^T - r_1^T) - slz_1}{\pi(r_T^T - r_1^T)}. \quad (7)$$

Здесь r_2 – наружный радиус ротора; r_1 – радиус ступицы ротора; l – длина лопатки; s – толщина лопатки; z_1 – число лопаток первой ступени.

Для выбора величины параметра r_2 важно правильно разбить двухступенчатый ЖВН по степени повышения давления в каждой ступени. Для вакуум-насосов средней быстроты действия на основании экспериментальных данных рекомендуется выбирать степень повышения давления в первом модуле в интервале $\tau'_1 = 2,5...3$. Тогда из условия устойчивости жидкостного кольца, а также отсутствии кавитационных явлений получим окружную скорость на периферии лопаток ротора [2]

$$u_T = \sqrt{\frac{3 \frac{p_{H1}}{\rho_{ж}} - T \frac{p_1}{\rho_{ж}}}{c_{z1}}}, \quad (8)$$

где c_{z1} – коэффициент, учитывающий форму и число лопаток первой ступени

$$c_{z1} = \left\{ \left[1 - \frac{1-\nu}{\pi \operatorname{tg} \beta_T} \right] \mu_{z1} \right\}^{0,5}, \quad \text{здесь } \mu_{z1} = \left\{ \frac{1 - \pi \cos \beta_T}{T z_1 (1-\nu)} \right\}^{-1}. \quad \text{Из выражения } n = \frac{u_T}{T \pi r_T}$$

определим наружный радиус лопаток ротора r_T . Частота вращения вала двухступенчатого насоса выбирается в зависимости от быстроты действия: $S = 0,75 \div 6$ м³/мин, $n = 24$ с⁻¹; $S = 7 \div 12$ м³/мин, $n = 16$ с⁻¹; $S = 13 \div 25$ м³/мин, $n = 12$ с⁻¹; $S = 26 \div 50$ м³/мин, $n = 10$ с⁻¹; $S > 50$ м³/мин, $n = 8$ с⁻¹ [3].

Коэффициент откачки представим в следующем виде

$$\lambda_1 = \lambda_{11} \lambda_{Д1} \lambda_{Т1} - \lambda_{01}, \quad (9)$$

где $\lambda_{11} = S_{T1}/S_{Г1}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение геометрического объема за счет погружения лопаток в жидкостное кольцо в сечении II-II и отхода жидкости от ступицы ротора в сечении I-I; $\lambda_{Д1} = p_{01}/p_1$ – коэффициент, учитывающий отношение давления газа в рабочей полости в конце процесса всасывания p_{01} к давлению во всасывающем патрубке p_1 , которое учитывает уменьшение быстроты действия вследствие дросселирования газа при всасывании [4]; $\lambda_{Т1} = T_1/T_{01}$ – коэффициент, учитывающий отношение температуры T_1 газа во всасывающем патрубке к температуре T_{01} газа во всасывающей полости в конце процесса всасывания, которое учитывает уменьшение быстроты действия вследствие подогрева газа при всасывании [4].

Коэффициент λ_{01} учитывает относительные потери быстроты действия, обусловленные переносом газа в рабочих ячейках со стороны нагнетания на сторону всасывания, перетеканиями и натеканиями газа, испарением рабочей жидкости в ячейках и другие потери. Анализ существующих методик расчета одноступенчатого ЖВН дает возможность принять значение этого коэффициента в пределах 0,07-0,09. Следует отметить, что в конструкциях ЖВН с применением торцовых уплотнений этот коэффициент равен единице.

Быстроту действия, определенную с учетом погружения лопаток в жидкостное кольцо в сечении II-II, назовем теоретической быстротой действия S_T .

При работе ЖВН лопадки ротора должны соприкасаться с жидкостным кольцом при любом угле поворота. Если внутренняя поверхность жидкостного кольца начинает отходить от концов лопаток ротора, то наблюдается сильное вспенивание рабочей жидкости, резкое увеличение мертвого объема, предельного давления всасывания и уменьшения быстроты действия вакуум-насоса.

Как показывают экспериментальные исследования [5], в пределах ячейки максимального газового объема внутренняя поверхность жидкостного кольца близка к цилиндрической с радиусом r_{22} . С учетом этого теоретическую быстроту действия первой ступени определяем как

$$S_{T1} = \pi(r_{T1}^T - r_1^T) b_1 \psi_1 n. \quad (10)$$

Внутренний радиус r_{22} поверхности жидкостного кольца ячейки максимального объема определим воспользуясь уравнением неразрывности жидкостного потока в любом радиальном сечении жидкостного кольца:

$$r_{T1} = r_T \sqrt{\frac{(r_1 + d)^T}{r_T^T} - \frac{\Delta}{r_T \psi_1} + \frac{4v_{IIcp} l}{\omega \psi_1 r_T^T} + \frac{T v_{IIcp} \Delta}{\omega \psi_1 r_T^T}}, \quad (11)$$

где e – эксцентриситет; Δ – зазор между ротором и корпусом в сечении II-II; d – зазор между ступицей ротора и жидкостным кольцом в сечении II-II.

Экспериментально установлено, что максимальная быстрота действия вакуум-насоса соответствует определенным соотношениям геометрических параметров, а именно относительному эксцентриситету $\varepsilon = e/r_2 = 0,15 - 0,2$ и $\delta = \Delta/r_2 = 0,03 - 0,04$ – относительному зазору.

Применение конструкции ротора, имеющего лопадки с уплотнениями, приводит к отсутствию зазора между жидкостным кольцом и ступицей ротора в сечении II-II и уменьшению торцового зазора между ротором и крышками насоса до нуля.

Для конструкции ЖВН с торцовыми уплотнениями формула (11) будет иметь вид

$$r_{T1} = r_T \sqrt{v^T + \frac{4\varepsilon k_T}{\psi_1} + \frac{T\delta(k_T - 0,5)}{\psi_1}}, \quad (12)$$

где $k_2 v_{IIcp}/u_T$; u_2 – окружная скорость на периферии ротора.

Уравнение (12) имеет физический смысл в интервале $r_1 \leq r_{22} \leq r_2$. Коэффициент k_2 определяется экспериментально [6, 7].

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

$$Eu = (p_H - p) / (\rho_j u_T^T) = idem.$$

Величину скоростного коэффициента k_2 можно определить путем замера скоростей течения рабочей жидкости в сечении II-II безлопаточного пространства жидкостного кольца с последующим их осреднением [7]

$$k_T = v_{IIcp} / u_T. \quad (13)$$

Возможно также определение k_2 путем экспериментальных замеров величин погружения l концов лопаток ротора в жидкостное кольцо в сечении II-II с последующей подстановкой в эмпирическую зависимость [8]

$$k_T = \frac{(1 - v^T + \delta / \psi_1) \psi_1}{T(\varepsilon + \delta)} \{ [(8,3696 - 0,465 \text{ctg} \beta_T) \varepsilon - 0,4851] - 3,59 \mu_{ж} \}, \quad (14)$$

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

При расчете коэффициента k_2 вязкость рабочей жидкости определяют по температуре жидкости в жидкостном кольце $T_{\text{жк}}$. Эксперименты показывают, что при постоянном расходе жидкости её температура в жидкостном кольце постоянна, не зависит от угла θ поворота ротора и практически не зависит от давления всасывания (рис. 3).

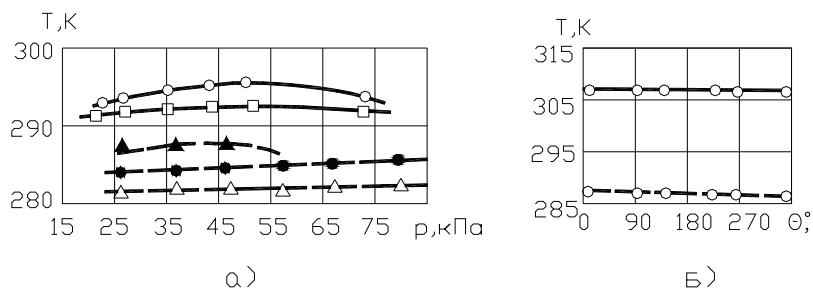


Рис. 3 Зависимости:

a – температуры $T_{\text{жк}}$ жидкости в жидкостном кольце, температуры $T_{\text{жвх}}$ жидкости на входе, температуры T газа на всасывании и температуры $T_{\text{н}}$ газа на нагнетании от давления всасывания; *б* – температуры $T_{\text{жк}}$ жидкости в жидкостном кольце от угла поворота ротора; \circ – T ; \square – $T_{\text{н}}$; \bullet – $T_{\text{жк}}$; Δ – $T_{\text{жвх}}$; ——— — дибутилфталат; - - - - - вода

Тогда

$$T_{\text{жк}} = (0,9N_e + m_{\text{ж}}c_{\text{ж}}T_{\text{жвх}})/(m_{\text{ж}}c_{\text{ж}}). \quad (15)$$

Определив теоретическую быстроту действия, находим коэффициент

$$\lambda_1 = S_{\text{T1}} / S_{\text{C1}} = \{4k_{\text{T}} \varepsilon / \psi_1 + \tau \delta (k_{\text{T}} - 0,5) / \psi_1\} / (1 - v^{\text{T}}), \quad (16)$$

На основании основного закона газового состояния [9] при проектировании двухступенчатого ЖВН следует ввести понятие приведенной быстроты откачки второй ступени

$$S_{\text{T}}' = S_1 / \tau_1'. \quad (17)$$

Тогда основным проектируемым параметром второй ступени является ширина ротора

$$b_{\text{T}} = \frac{S_{\text{T}}'}{\pi r_{\text{T}}^{\text{T}} \psi_{\text{T}}}, \quad (18)$$

где ψ_2 – коэффициент, учитывающий уменьшение геометрического объема второй ступени за счет толщины и количества лопаток

$$\psi_{\text{T}} = \frac{\pi(r_{\text{T}}^{\text{T}} - r_1^{\text{T}}) - slz_1k_z}{\pi(r_{\text{T}}^{\text{T}} - r_1^{\text{T}})}. \quad (19)$$

Определив приведенную быстроту действия второй ступени и выбрав промежуточное давление, можно определить коэффициент откачки второй ступени. Выразим связь между $\lambda\lambda_2$ и $\lambda\lambda_1$ путем введения поправочного коэффициента k_{λ}

$$\lambda_{\text{T}} = k_{\lambda} \lambda_1. \quad (20)$$

Потери фактической быстроты действия будут в обеих ступенях, причем вторая ступень характеризуется более высоким вакуумом. Рекомендуется выбирать большую

скорость на периферии ротора [2], что практически невозможно, т.к. оба ротора жестко крепятся к одному валу и приводятся во вращение одним электродвигателем. Проведенные исследования показали, что при проектировании важно правильно выбрать число лопаток первой и второй ступеней [10]. Выбор числа лопаток, с одной стороны, связан с потерей напора за счет циркуляции в канале h_{cz} [11], с другой стороны – с потерей напора на трение h_{fz}

$$h_{cz} = H_{T\infty} - H_T, \quad (21)$$

$$h_{cz} = \frac{u_T}{g}(c_{u_T} - c'_{u_T}) + \frac{u_1}{g}(c'_{u_1} - c_{u_1}). \quad (22)$$

Величина h_{cz} будет ощутимой, если число лопаток конечно и мало. С учетом коэффициента Стодоле [12] получаем окончательно (рис. 2):

$$h_{cz} = \frac{K_S \pi \sin \beta}{zg} (u_T^T + u_1^T); \quad (23)$$

$$h_{fz} = zh_f; \quad (24)$$

$$h_{fz} = \frac{f}{4 \sin \beta_T} \left(\frac{r_T - r_1}{4g} \right) \left[\left(\frac{1}{b} + \frac{Tz}{\pi r_1} \right) W_1^T + \left(\frac{1}{b} + \frac{z}{\pi r_T} \right) W_T^T \right], \quad (25)$$

где f – коэффициент трения.

Следовательно, с увеличением числа лопаток потеря напора за счет циркуляции в канале уменьшается, а потеря напора на трение в роторе увеличивается. Полную потерю на трение выразим

$$H_L = h_{fz} + h_{cz}. \quad (26)$$

Она зависит от числа лопаток и будет минимальна при некотором значении z

$$\frac{dH_L}{dz} = 0. \quad (27)$$

Для двухступенчатого ЖВН по рекомендациям [13] принимаем величину угла β_2 равным 150° . Для определения числа лопаток находим расход жидкости для каждой ступени

$$Q_{1ж} = \pi \left[r_{TT}^T - r_1^T \right] b_1 n \psi_1, \quad (28)$$

$$Q_{Тж} = \pi \left[r_{TT}^T - r_1^T \right] b_T n \psi_T. \quad (29)$$

В результате решения уравнения (29) для первой и второй ступени получим соответствующее число лопаток. Следует отметить, что число лопаток первой ступени больше числа лопаток второй ступени.

Это приводит к уменьшению фактического объема второй ступени. Для сохранения постоянства фактического объема второй ступени следует увеличить ширину ротора введением поправочного коэффициента

$$\psi' = \frac{\psi_1}{\psi_T}. \quad (30)$$

где ψ_2 – коэффициент, учитывающий уменьшение геометрического объема второй ступени за счет толщины и количества лопаток

$$\psi_T = \frac{\pi (r_T^T - r_1^T) - slz_1 k_z}{\pi (r_T^T - r_1^T)}. \quad (31)$$

Обозначив $B = \pi (r_T^T - r_1^T)$, получим

$$\psi' = \frac{B - slz_1}{B - slz_T} \quad (32)$$

Если учесть, что $z_T = k_z z_1$, то

$$\psi' = \frac{B - slz_1}{B - slk_z z_1} \quad (33)$$

В итоге действительная ширина ротора второй ступени [10] будет

$$b_T = \frac{b_1}{\tau_1' \psi'} \quad (34)$$

Число лопаток второй ступени находим в зависимости от расхода жидкости в ней. Расход жидкости второй ступени пропорционален ширине ротора этой ступени, которая является функцией степени повышения давления в первой ступени (рис. 4).

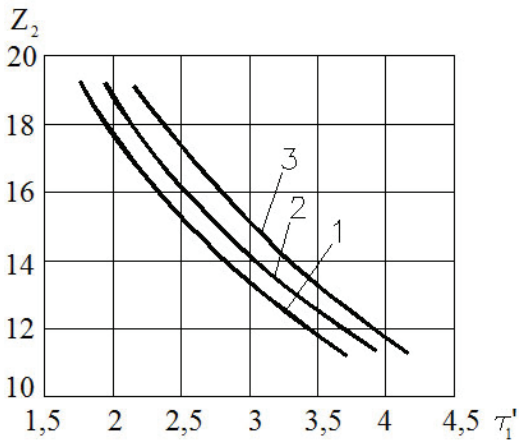


Рис. 4 Зависимость оптимального числа лопаток второй ступени от степени повышения давления в первом модуле при расходе воды $Q_{ж}$:
1 — 0, т; 2 — 0, т5; 3 — 0,5 дм³/с

Из графика следует, что существует пропорциональная зависимость между числом лопаток второй ступени и выбором промежуточного давления. Это позволяет рассчитать величину отношения числа лопаток первой ступени к числу лопаток второй. Так как для быстроты действия насоса $S = 3 м^3/мин$, число лопаток первой ступени равно 12 и отношение $\tau_1' = 2,5$, то число лопаток второй ступени будет равно $z_2 = z_1 k_z$, где $k_z = 1,224$, т.к. $k_z = f(\tau_1')$.

Полученная методика расчета быстроты действия двухступенчатого ЖВН модульного типа позволяет проектировать вакуум-насосы заданной быстроты действия и выполнять обратную

задачу — определять основные геометрические параметры двухступенчатых ЖВН по заданной скорости действия.

Список литературы

1. Родионов Ю.В., Шестаков В.Е., Воробьев Ю.В. К вопросу определения оптимальной ширины второй ступени двухступенчатого вакуум-насоса модульного типа // Труды ТГТУ. Вып. 8. - 2001 - С. 56–59.
2. Автономова И.В. Определение промежуточного давления в двухступенчатых жидкостно-кольцевых вакуум-насосах // Изв. вузов. Машиностроение. -1983. - № 3. - С. 87–90.
3. Фролов Е.С., Минайчев В.Е., Александрова А.Т. Вакуумная техника. - М.: Машиностроение, 1985. - 339 с.
4. Лубенец В.Д. Методика разделения потерь в роторных вакуум-насосах // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. - 1965. - № 4. - С. 91–98.
5. Кучеренко В.И. Определение теоретической производительности ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров // Труды МВТУ. - № 311. - 1979. - С. 105–114.

6. Автономова И.В. Исследование ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров: Дисс. ... к.т.н. - М.: МВТУ, 1972. - 166 с.
7. Лубенец В.Д., Автономова И.В., Кучеренко В.И. Скорость течения жидкости в безлопачном пространстве ротационного вакуум-компрессора // Труды МВТУ. - 1975. - № 179. - С. 9–11.
8. Вертепов Ю.М. Экспериментальное определение поля скоростей в безлопачном пространстве жидкостнокольцевого вакуум-насоса // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1978. - №5. - С. 7–8.
9. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов. - М.: Энергия, 1973. - 287 с.
10. Родионов Ю.В. Повышение эффективности и эксплуатационных характеристик двухступенчатых жидкостнокольцевых вакуум-насосов: Дис. ... к.т.н. Тамбов; ТГТУ, 2000.
11. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. - М.: Стойиздат, 1965. - 274 с.
12. Bommes L. The effect of Number of Blades on the Characteristics of a Backward Curved Centrifugal Fan. (German) // Fortsetzung in Heiz-Luft. Haustechn. 1963, Pp. 206–209.
13. Кучеренко В.И. Исследование ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров при использовании различных рабочих жидкостей: Дисс. ... к.т.н. - М., 1980. - 155 с.

Determination of Quick Action of Two-level Liquid Ring Vacuum Pumps of Modular Type

Yu.V. Rodionov¹, Yu.V. Vorobyov¹, A.V. Volkov², Yu.A. Utopov¹

*Department "Theory of Machines Mechanisms and Machine Parts" (1), TSTU;
Transport College of Tambov by M.S. Solntsev (2)*

Key words and phrases: degree of pressure increase; geometrical volume; interval chamber; the number of rotor blade.

Abstract: Calculation method of quick action of two-level liquid ring of vacuum pumps of modular type taking into account the volume of interval chamber and the number of rotor blades of the first and second level is suggested. Theoretical dependencies for determining optimum correlation of rotor blades of the first and second levels under given degree of pressure increase in the first module, action quickness and working liquid consumption are obtained. Calculation algorithm is developed.

Bestimmung der Schnellwirkung der zweistufigen ringflüssigen Vakuumpumpen der Modulkasse

Zusammenfassung: Es wird die Rechenmethode der Schnellwirkung der zweistufigen ringflüssigen Vakuumpumpe der Modulkasse mit Berücksichtigung des Volumens der Zwischenkammer und der Zahl der Rotorschaukeln der ersten und der zweiten Stufe vorgeschlagen. Es sind die theoretischen Abhängigkeiten für die Bestimmung der Optimalkorrelation der Zahl der Rotorschaukeln der ersten und der zweiten Stufen bei dem angegebenen Grad der Druckerhöhung im ersten Modul, der Schnelligkeit der Wirkung und des Verbrauches der Arbeitsflüssigkeit bekommen. Es ist den Rechenalgorithmus erarbeitet.

Définition de la rapidité de l'action des pompes à vide liquides annulaires à deux étages

Résumé: On propose la méthode du calcul de la rapidité de l'action de la pompe à vide liquide annulaire à deux étages du type modulaire compte tenu du volume de la chambre intermédiaire et du nombre des palettes du rotor du premier et du deuxième étages. On a reçu les dépendances théoriques pour la définition de la relation optimale du nombre des palettes du rotor du premier et du deuxième étages avec le degré donné de l'élévation de la pression dans le premier module, la rapidité de l'action et les dépenses du liquide. On a élaboré l'algorithme du calcul.
