

электродвигателя) и конструктивные параметры насоса (эксцентриситет и радиус ротора, размеры пластин).

Разработана математическая модель расчета числа лопаток водокольцевого вакуумного насоса, учитывающая конструктивные параметры насоса (радиус колеса и толщину лопатки).

11.09.13

Литература

1. Ротационные компрессоры / Под ред. А.Г. Головинцова. – М.: Машиностроение, 1964. – 315 с.
2. Тетерюков, В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем / В.И. Тетерюков. – М.: Машгиз, 1960. – 251 с.: ил.
3. Механические вакуумные насосы / Е.С. Фролов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.: ил.

УДК 637.118

**В.И. Передня, С.А. Антошук,
Э.П. Сорокин, М.В. Колончук**
(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

МЕТОДИКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ВНУТРЕННЕГО ДИАМЕТРА КОРПУСА ВОДОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

Введение

Вопросы теории водокольцевых вакуумных насосов привлекают внимание отечественных и зарубежных исследователей. Недостатком ротационных водокольцевых вакуумных насосов является несовершенство работы колеса вследствие нерациональной величины одного из базовых конструктивных параметров – внутреннего диаметра корпуса насоса. Его величина определяется диаметром рабочего колеса, эксцентриситетом и зазором между колесом и корпусом. От размера диаметра корпуса, например, зависит толщина жидкостного кольца в нижнем сечении. Уменьшение скорости жидкости в этом сечении происходит неизбежно вследствие потери энергии при движении жидкостного кольца. Решение же вопроса оценки толщины кольца в нижнем сечении сводится к определению скорости жидкости в этом сечении, которая, в свою очередь, зависит от потери энергии каждой частицы жидкости с момента выхода ее из лопаток колеса.

Цель работы – повышение точности расчета, сокращение продолжительности и стоимости доводочных работ, направленных на получение максимальной производительности, уменьшение удельной мощности и материалоемкости.

Основная часть

Внутренний радиус корпуса насоса (рисунок 34) определяют по формуле:

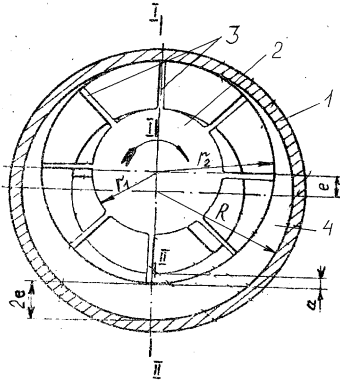
$$R = r_2 + e + \Delta,$$

где R – внутренний радиус корпуса, м;

r_2 – радиус наружной поверхности рабочего колеса, м;

e – эксцентриситет, м;

Δ – относительный зазор, м.



1 – корпус; 2 – втулка колеса; 3 – лопатки; 4 – жидкостное кольцо; r_1 – радиус втулки колеса; R – радиус корпуса; a – минимальная величина погружения лопаток рабочего колеса в жидкостное кольцо

Рисунок 34 – Геометрические параметры жидкостного кольца

Увеличение относительного зазора между рабочим колесом и корпусом приводит к увеличению производительности водокольцевого насоса, а также мощности, затрачиваемой на сжатие, и мощности гидродинамических потерь. При неизменном относительном эксцентриситете это может привести к выходу лопаток в сечении II–II из жидкостного кольца. В связи с этим относительный зазор между рабочим колесом и корпусом при расчете водокольцевого вакуумного насоса задают на основе экспериментальных данных в пределах $0,011 \div 0,03$ радиуса рабочего колеса [1].

В известных методиках расчета эксцентриситет водокольцевого насоса рекомендуется определять по формуле [2]:

$$e = \left(\frac{1}{7} \dots \frac{1}{8} \right) r_2.$$

Например, для насоса ВВН-6 значение эксцентриситета составит 30 мм.

$$e = \frac{r_2}{7,5} \rightarrow e = \frac{225}{7,5} \rightarrow e = 30 \text{ мм}.$$

Расхождение в значениях подсчитанного эксцентриситета может составить более 12 %. Недостатком определенной таким образом конструкции является то, что рабочее колесо во время работы может быть погружено слишком глубоко в жидкостное кольцо или, наоборот, может выходить из жидкостного кольца. В первом случае не используется полностью объем колеса для создания воздушной полости, не всасывается

весь возможный объем воздуха, и, таким образом, уменьшается производительность, увеличивается удельная материалоемкость. Во втором случае ячейки, в которых должно начинаться сжатие воздуха, не разобщены между собой, сжатие происходит только при дальнейшем повороте рабочего колеса, уменьшенное расстояние между ячейками начала сжатия и нагнетательной полости приводит к увеличению перетечек из полости нагнетания в полость всасывания, к уменьшению производительности и увеличению удельной мощности и удельной материалоемкости.

В настоящее время рациональное значение эксцентриситета в конструкции ротационных вакуумных насосов приходится определять путем выполнения большого объема экспериментальных работ. Повышения точности расчета, сокращения продолжительности и стоимости доводочных работ, направленных на получение максимальной производительности, уменьшения удельной мощности и материалоемкости можно достичь путем определения эксцентриситета на базе геометрического и гидродинамического методов.

Геометрический метод основан на том, что объем жидкости, находящийся между корпусом насоса и наружной поверхностью рабочего колеса при минимальном погружении лопаток в жидкостное кольцо, равен объему серповидного пространства насоса. При этом условии должно выполняться равенство:

$$(r_2 + e)^2 - r_2^2 = \left(\frac{2r_1 + (r_2 - r_1)}{2} \right)^2 - r_1^2.$$

Получаем квадратное уравнение:

$$e^2 + 2r_2e + \frac{3r_1^2}{4} - \frac{r_1r_2}{2} - \frac{r_2^2}{4} = 0.$$

Его корни

$$e_{1,2} = -r_2 \pm \sqrt{r_2^2 - \frac{3r_1^2}{4} + \frac{r_1r_2}{2} + \frac{r_2^2}{4}} = 0.$$

Решению удовлетворяет положительное значение корня

$$e_1 = \sqrt{-\frac{3r_1^2}{4} + \frac{r_1r_2}{2} + \frac{5r_2^2}{4}} - r_2.$$

Например, для насоса ВВН-6 значение эксцентриситета составит 33 мм (таблица 13).

$$e = -r_2 \pm \sqrt{-\frac{3r_1^2}{4} + \frac{r_1r_2}{2} + \frac{5r_2^2}{4}} \rightarrow e = -r_2 \pm \sqrt{-\frac{3 \cdot 112^2}{4} + \frac{225 \cdot 112}{2} + \frac{5 \cdot 225^2}{4}} \rightarrow$$

$$e = -225 + \sqrt{-9408 + 12600 + 63281} \rightarrow e = -225 + \sqrt{66473} \rightarrow e = 33 \text{ мм.}$$

Таблица 13 – Расчетные значения внутреннего радиуса насосов

Параметры	Марка		
	ВВН-1,5 (РМК-2) [3]	ВВН-3 (РМК-3) [3]	ВВН-6 (РМК-4) [3]
Фактическое значение внутреннего радиуса корпуса, мм	115	190	272
Радиус колеса, мм	100	162	225
Значение эксцентриситета, определенное по: классическому методу, мм геометрическому методу, мм гидродинамическому методу, мм	13	22	30
	14	27	33
	15	27	40
Зазор между рабочим колесом и корпусом, мм	1	1	7
Значение внутреннего радиуса корпуса, определенное по классическому методу, мм	114	185	262
Значение внутреннего радиуса корпуса, определенное по геометрическому методу, мм	115	190	265
Расчетное значение внутреннего радиуса корпуса, определенное по гидродинамическому методу, мм	115	190	272

Гидродинамический метод основан на том, что в сечении I–I скорость жидкостного кольца равна средней окружной скорости лопатки, а в сечении II–II скорость жидкостного кольца равна окружной скорости лопатки рабочего колеса (при $a = 0$). Расход жидкости, прогоняемой колесом через сечение I–I:

$$Q_{I-I} = g_{I-I} \cdot S_{I-I},$$

где Q_{I-I} – расход жидкости, прогоняемой колесом через сечение I–I;

g_{I-I} – скорость жидкости в сечении I–I;

S_{I-I} – площадь сечения I–I.

Тогда можно записать условие:

$$Q_{I-I} = Q_{II-II},$$

где Q_{II-II} – расход жидкости через сечение II–II.

Или

$$g_{I-I} S_{I-I} = g_{II-II} \cdot S_{II-II},$$

где g_{II-II} – скорость жидкости в сечении II–II;

S_{II-II} – площадь сечения II–II.

Средняя скорость потока жидкости в сечении I–I определяется выражением:

$$g_{I-I} = \omega \frac{r_2 + r_1}{2},$$

где ω – угловая скорость, рад./с.

Средняя скорость потока жидкости в сечении II–II меньше окружной скорости рабочего колеса.

$$g_{II-II} = v_2 \cdot \omega \cdot r_2,$$

где v_2 – коэффициент [4], зависящий от средней скорости потока в безлопаточном пространстве в месте наибольшего удаления рабочего колеса от внутренней расточки корпуса (для водокольцевого насоса $v_2 = 0,95$).

Площадь сечения I–I определяется произведением высоты лопасти на длину рабочего колеса:

$$S_{I-I} = (r_2 - r)L,$$

где L – длина ротора, м.

Площадь сечения II–II определяется произведением величины двойного эксцентриситета и длины ротора:

$$S_{II-II} = 2eL.$$

Окончательно расход жидкости в сечении выражается через кинематические параметры:

$$\omega \frac{r_2 + r_1}{2} (r_2 - r)L = v_2 \omega r_2 \cdot 2eL.$$

Тогда

$$r_2^2 - r_1^2 = 4v_2 e r_2, \text{ т.е. } e = \frac{r_2^2 - r_1^2}{4v_2 r_2}.$$

При колебаниях давления рабочей жидкости расход ее через жидкостное кольцо меняется. Уменьшение расхода рабочей жидкости может привести к выходу лопаток из жидкостного кольца в сечении II–II (см. рисунок 34) и к уменьшению производительности насоса. Поэтому в водокольцевом насосе обеспечивают гарантированное погружение лопаток в жидкостное кольцо в сечении II–II на глубину $a = 2 \div 7$ мм (большие значения относятся к водокольцевым насосам большей производительности). С учетом этого требования формула примет вид:

$$e = \frac{r_2^2 - r_1^2}{4v_2 r_2} - \frac{a}{2}.$$

Формулу для расчета эксцентриситета можно также представить в более простом виде при $r_1 = 0,5 r_2$:

$$e = \frac{r_2^2 - \left(\frac{r_2}{2}\right)^2}{4v_2 r_2} - \frac{a}{2} \rightarrow e = \frac{3r_2}{16v_2} - \frac{a}{2}.$$

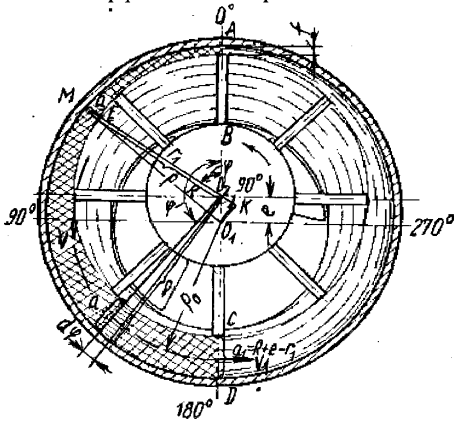
Тогда, например, для насоса ВВН-6 значение эксцентриситета составит (при глубине погружения лопаток в жидкостное кольцо $a = 7$ мм)

$$e = \frac{3r_2}{16v_2} - \frac{a}{2} \rightarrow e = \frac{3 \cdot 225}{16 \cdot 0,95} - 4 \rightarrow e = \frac{675}{16,8} - 4 \approx 40 \text{ мм.}$$

Определяют среднюю скорость движения жидкостного кольца (рисунок 35) в сечении CD с учетом местных сопротивлений. Для этого рассматривают скорость движения жидкостного кольца в левой части вакуумного насоса (в полости всасывания) и в правой части (в полости сжатия и нагнетания). В полости всасывания частицы жидкости выходят из ячеек колеса со скоростью, равной скорости конца лопаток колеса. При этом устанавливается параллельное движение жидкости в вакуумном насосе. С одной стороны, часть жидкости, заключенная между лопатками, движется со скоростью лопаток колеса. С другой стороны, движется жидкость, уже вышедшая из ячеек колеса (рисунок 35, заштрихованная накрест площадь). Эта жидкость движется за счет энергии, сообщенной лопатками колеса, причем ее скорость постепенно уменьшается вследствие наличия сопротивлений. Если обозначить через \mathcal{G} скорость концов лопаток колеса, то весь запас кинетической энергии, которым будет обладать 1 кг жидкости после выхода из лопаток, будет $\mathcal{G}^2/2g$. Это же количество жидкости в сечении CD будет обладать кинетической энергией $\mathcal{G}_1^2/2g$, где \mathcal{G}_1 – скорость жидкости в сечении CD . Баланс энергии с учетом местных потерь энергии позволяет составить следующее уравнение:

$$\frac{\mathcal{G}^2}{2g} = \varepsilon \frac{\mathcal{G}^2}{2g} + \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g},$$

где ε – коэффициент сопротивления.



- R – радиус корпуса;
- r_1 – радиус колеса;
- e – эксцентриситет;
- a – толщина жидкостного кольца;
- ρ – радиус-вектор;
- ρ_0 – радиус закругления жидкостного кольца;
- f – зазор между колесом и корпусом

Рисунок 35 – Геометрические параметры жидкостного кольца

Возьмем произвольный элементарный участок жидкостного кольца во всасывающей зоне, расположенной на угле φ , отсчитываемом от оси

AD. Подсчитаем потерю энергии движущейся жидкости при прохождении этого участка при угле закругления $d\varphi$. Коэффициент местных потерь для этого участка определится из выражения:

$$\varepsilon_{эл} = \frac{2d\varphi}{\pi} \varepsilon_{cp}.$$

Отсюда потеря энергии на этом участке для 1 кг жидкости будет равна:

$$\varepsilon_{эл} \frac{g^2}{2g} = \frac{2d\varphi}{\pi} \varepsilon_{cp} \frac{g^2}{2g}.$$

Однако нас интересует потеря энергии не для 1 кг жидкости в данном сечении, а для 1 кг жидкости, проходящей через нижнее сечение *CD*. Отношение этих количеств жидкости определится из положения:

$$\frac{a}{a_i} = \frac{a}{R - r_1 + e}.$$

В результате элементарная потеря энергии жидкостным кольцом при угле найдется из выражения:

$$dE = \frac{a}{R - r_1 + e} \varepsilon_{cp} \frac{g^2}{2g} \frac{2d\varphi}{\pi}.$$

Полная потеря энергии ΔE на всем протяжении всасывающей полости от $\varphi = 0$ до $\varphi = 180^\circ$ на 1 кг жидкости, проходящей через сечение, составляет:

$$\begin{aligned} \Delta E &= \int_0^\pi dE = \int_0^\pi \frac{\varepsilon_{cp} g^2}{\pi g (R - r_1 + e)} (R - r_1 - e \cos \varphi) d\varphi = \\ &= \frac{\varepsilon_{cp} g^2}{\pi g (R - r_1 + e)} \left[\int_0^\pi (R - r_1) d\varphi - e \int_0^\pi \cos \varphi d\varphi \right] = \frac{\varepsilon_{cp} g^2}{\pi g (R - r_1 + e)} (R - r_1) \pi = \frac{(R - r_1) \varepsilon_{cp} g^2}{g (R - r_1 + e)}. \end{aligned}$$

Но потеря энергии на 1 кг жидкости, с другой стороны, равна:

$$dE = \frac{g^2}{2g} - \frac{g_1^2}{2g}.$$

Приравниваем эти выражения:

$$\frac{g^2}{2g} - \frac{g_1^2}{2g} = \frac{(R - r_1) \varepsilon_{cp} g^2}{g (R - r_1 + e)}.$$

Отсюда можем определить скорость g_1 :

$$\frac{g_1^2}{2g} = \frac{g^2}{2g} - \frac{(R - r_1) \varepsilon_{cp} g^2}{g (R - r_1 + e)}.$$

Сокращая на $2g$, получим:

$$g_1^2 = g^2 - \frac{2(R-r_1)\varepsilon_{cp}}{(R-r_1+e)} g^2.$$

Преобразовывая последнее выражение, получим скорость g_1 в сечении CD :

$$g_1 = g \sqrt{1 - \frac{R-r_1}{R-r_1+e} \cdot 2\varepsilon_{cp}}.$$

Так как

$$R - r_1 = e + f,$$

то при неизменных R и r_1

$$f + e = const.$$

Следовательно,

$$g_1 = g \sqrt{1 - \frac{f+e}{f+2e} \cdot 2\varepsilon_{cp}}.$$

Или

$$g_1 = g \sqrt{\frac{f(1-2\varepsilon_{cp}) + 2e(1-\varepsilon_{cp})}{f+2e}}.$$

Таким образом, скорость жидкости в нижнем сечении зависит от окружной скорости лопаток колеса, геометрических размеров вакуумного насоса и коэффициента местных потерь. В качестве объекта оценки принят вакуумный насос с диаметром рабочего колеса 200 мм и внутренним диаметром корпуса насоса, равным 230 мм. При частоте вращения 1450 оборотов в минуту окружная скорость лопаток колеса составляет 15 м/с. Движение жидкостного кольца в вакуумном насосе можно рассматривать как движение жидкости по закругленной трубе прямоугольного сечения высотой с радиусом закругления ρ_0 (см. рисунок 35). Для этого случая известна формула для подсчета коэффициента местных сопротивлений при угле 90° закругления:

$$\varepsilon = 0,124 + 0,274 \left(\frac{a_1}{\rho_0} \right)^{3,5}.$$

В том случае, когда угол закругления отличен от 90° , для определения коэффициента сопротивления можно пользоваться формулой:

$$\varepsilon_\varphi = \varepsilon_{90^\circ} \frac{\varphi}{90^\circ}.$$

Для сечения CD в случае, когда $a_1 = 28$ мм и $\rho_0 = 100$ мм [1],

$$\varepsilon = 0,124 + 0,274 \left(\frac{28}{100} \right)^{3,5} = 0,127.$$

Для верхнего сечения AB

$$\varepsilon' = 0,124 + 0,274 \left(\frac{4}{112} \right)^{3,5} = 0,124.$$

Среднее значение коэффициента сопротивления будет равняться:

$$\varepsilon' = \frac{\varepsilon + \varepsilon'}{2} = \frac{0,127 + 0,124}{2} = 0,125.$$

Значения скорости жидкостного кольца в нижнем сечении насоса, определенные с учетом эксцентриситета и зазора, представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Расчетные значения скорости жидкостного кольца в нижнем сечении насоса

Зазор	Эксцентриситет	Скорость (формула)	Значение скорости, м/с
$f = 0$	e	$g_1 = g \sqrt{1 - \varepsilon_{cp}}$	14,0
$f = \frac{e}{4}$	$\frac{3e}{4}$	$g_1 = g \sqrt{1 - \frac{8}{7} \varepsilon_{cp}}$	13,9
$f = \frac{e}{2}$	$\frac{e}{2}$	$g_1 = g \sqrt{1 - \frac{4}{3} \varepsilon_{cp}}$	13,7
$f = \frac{3e}{4}$	$\frac{e}{4}$	$g_1 = g \sqrt{1 - \frac{8}{5} \varepsilon_{cp}}$	13,5
$f = e$	0	$g_1 = g \sqrt{1 - 2\varepsilon_{cp}}$	13,0

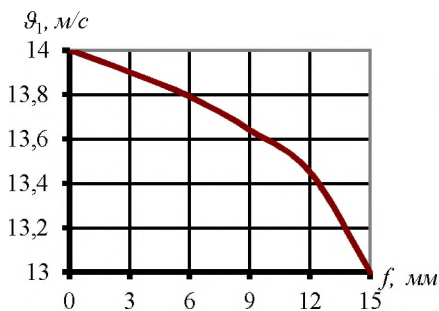


Рисунок 36 – Зависимость скорости жидкостного кольца в нижнем сечении от зазора между корпусом и колесом

Для рассматриваемого насоса очевидно, что значение средней скорости жидкостного кольца в нижнем сечении даже при относительном зазоре, равном нулю, меньше окружной скорости на 1 м/с. Дальнейшее увеличение относительного зазора и, как следствие, уменьшение эксцентриситета, снижает среднюю скорость жидкостного кольца еще на 1 м/с (рисунок 36). При эксцентриситете, равном 3÷4 мм, скорость

жидкостного кольца в нижнем сечении составляет 13,9 м/с.

Измерение скоростей в жидкостном кольце производили с помощью трубки Пито при различных вакуумметрических давлениях (p_e). Трубка Пито устанавливалась на расстоянии 15 мм от корпуса. Скорость

движения жидкостного кольца в отдельных точках определяли по уравнению [3]:

$$g_1 = g \sqrt{\frac{2g}{\gamma_1} \cdot h - (\gamma_h - \gamma')}$$

где h – разность уровней жидкости в дифманометре, в *м. рт. ст.*;

γ_h – удельный вес ртути в манометре, H/M^3 ;

γ' – удельный вес воды над ртутью в манометре, H/M^3 ;

γ_1 – удельный вес воды в вакуумном насосе, H/M^3 ;

g – ускорение свободного падения, M/C^2 .

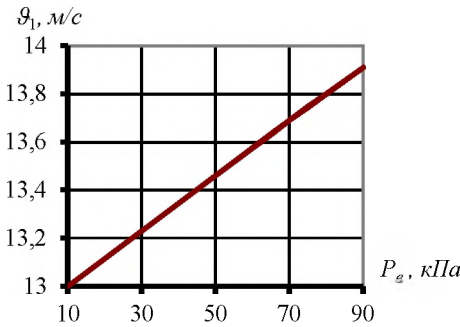


Рисунок 37 – Зависимость скорости жидкостного кольца в нижнем сечении от режима работы

При разных режимах работы вакуумного насоса скорость жидкостного кольца меняется (рисунок 37).

Изменение скорости объясняется, во-первых, влиянием объема жидкости, заполняющей нижнюю камеру корпуса, горизонтальная поверхность которой лишь соприкасается с колесом. И, во-вторых, снижение скорости происходит вследствие уменьшения

жидкостного трения между слоями жидкости при малом вакууме. Ведь при максимальном вакуумметрическом давлении (90 кПа) концы лопаток колеса глубже погружаются в жидкостное кольцо, чем при вакуумметрическом давлении 50 кПа .

Выводы

Расчет внутреннего диаметра водокольцевого вакуумного насоса можно производить по гидродинамическим и геометрическим критериям. Геометрический и гидродинамический методы дают меньшую погрешность (5 %) расчета параметра по сравнению с классическим методом. Таким образом, по сравнению с классическим методом предлагаемые исследования дают более точную и, следовательно, более прогрессивную оценку диаметра корпуса вакуумного насоса. Скорость жидкостного кольца по окружности падает. Скорость жидкостного кольца в нижнем сечении на 7–15 % меньше величины окружной скорости лопаток рабочего колеса. Средняя скорость в сечении CD при максимальном вакууме составляет 13,9 м/с .

01.07.13

Литература

1. Вакуумная техника: справочник / Е.С. Фролов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 359 с.
2. Ротационные компрессоры / А.Г. Головинцов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 315 с.
3. Тетерюков, В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем / В.И. Тетерюков. – М.: Машгиз, 1960. – 251 с.
4. Жидкостно-кольцевая машина: а.с. 1756634 МКИ 5F 04 C7/00 / И.С. Бодик; заявитель Всесоюзный научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт компрессорного машиностроения Сумского научно-производственного объединения им. М.В. Фрунзе. – № 4857737/29; заявл. 06.08.90; опубл. 23.08.92. // Открытия. Изобретения. – № 31.

УДК 637.118

**В.И. Передня, С.А. Антошук,
Э.П. Сорокин, М.В. Колончук**
*(РУП «НППЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УГЛОВЫХ ПОЛОЖЕНИЙ КРОМОК ВСАСЫВАЮЩЕГО И НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ОКОН ВОДОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

Введение

В настоящее время многие фирмы изготавливают ротационные вакуумные насосы. Своевременное начало сжатия, нагнетания, обратного расширения и всасывания достигается в результате соответствующего расположения кромок нагнетательного и всасывающего окон. Эти параметры определяют торцовую площадь окон. Малая площадь всасывающего окна, например, снижает быстроту действия насоса, а большая – усиливает перетекание воздуха со стороны нагнетания на сторону всасывания. Поэтому положение кромок всасывающего окна выбирают, с одной стороны, из условия равенства давления воздуха в ячейке и во всасывающем патрубке в начальный момент всасывания и, с другой стороны, из условия достижения ячейкой максимального объема в момент ее разобшения с всасывающим патрубком. Для нагнетательного окна положения кромок выбирают, с одной стороны, из условия равенства давления в ячейке и в патрубке в начальный момент нагнетания и, с другой стороны, из условия минимального значения объема ячейки в конечный момент нагнетания. В настоящее время лучшие результаты получают лишь экспериментально. Правильный расчет и конструирование водокольцевых вакуумных насосов позволит существенно повысить их производительность и коэффициент полезного действия.

Цель работы – теоретическое обоснование рациональных диапазонов угла всасывания и нагнетания.