

*is accompanied to violations of reflex function of molokovivedennya, that is the reason of change of size of efforts which operate on the wall of nipple rubber of executive mechanism – glass.*

**Key words:** *executive mechanism, cow, udder, pressure, destimulating factor.*

УДК 637.116:621.65

## СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

**В.И. Передня**, докт. техн. наук

*РУП “НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства”;*

**М.В. Колончук**,

*РУП «Минскэнерго», Республика Беларусь*

---

*Розглянуто питання оптимізації параметрів водокільцевих та пластинчатих вакуумних насосів доїльних установок.*

**Ключові слова:** *насос вакуумний, установка доїльна.*

---

**Проблема.** Эффективность работы доильных установок характеризуется постоянством вакуума в технологических линиях [1]. Даже малое его колебание нарушает рефлекс молокоотдачи и снижает продуктивность коров. В качестве источника вакуума в доильных установках используются ротационные водокольцевые и пластинчатые насосы производительностью  $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Коэффициент откачки вакуумных насосов составляет всего  $0,3 \dots 0,4$ . Поэтому вопросы снижения удельной энергоемкости вакуумных насосов имеют большую актуальность. Разработка и создание высокопроизводительных и малоэнергоемких вакуумных насосов для доильных установок является важной инженерной задачей [2]. Условием повышения эффективности ротационных насосов является совершенство профилей их рабочих элементов [3].

Эксцентриситет оказывает влияние на величину предельно достигаемой насосом разреженности. Чем больше должна быть эта величина, тем меньше должен быть эксцентриситет. Большой эксцентриситет насоса повышает производительность, так как уменьшаются перетеч-

---

© В.И. Передня, М.В. Колончук.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 95. 2011.

ки воздуха, и остается неизменным сечение щелей. Однако чрезмерное увеличение эксцентриситета насосов увеличивает потери на трение пластин или вращение жидкостного кольца. Малый эксцентриситет снижает быстроту действия насосов обоих типов. Профили лопаток ротора и каналов подвода рециркуляционной жидкости водокольцевых насосов исключают активное взаимодействие струи жидкости с лопатками. В пластинчатых насосах применяют пластины, имеющие на верхних кромках один или два скоса. Такая форма пластин, вызывая их скачкообразное движение по внутренней поверхности корпуса и протечки воздуха через возникающий радиальный зазор, требует длительной их приработки [4].

В настоящее время для получения конструкции ротационных вакуумных насосов, лишенных указанных выше недостатков, приходится определять оптимальное значение геометрических параметров путем выполнения большого объема экспериментальных работ. Только с помощью экспериментов с каждой конкретной машиной могут быть созданы экономичные ротационные насосы. Создание совершенных насосов возможно повышением точности расчета и устранением доводочных работ, направленных на получение максимальной производительности и минимальной потребляемой мощности.

**Цель работы.** Снижение энергозатрат доильных установок совершенствованием ротационных вакуумных насосов.

**Результаты исследований.** В известных методиках расчета [5] эксцентриситет водокольцевого насоса рекомендуется определять по формуле:

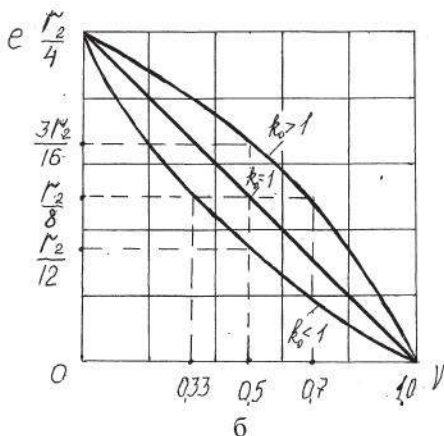
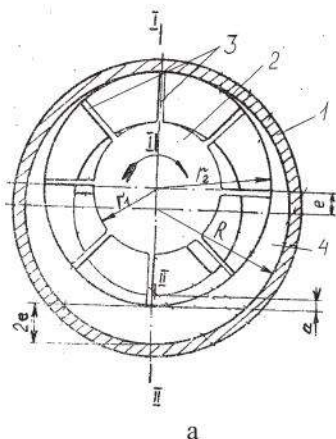
$$e = \frac{r_2}{8}, \quad (1)$$

где  $r_2$  – радиус наружной поверхности ротора.

Расхождение в значениях подсчитанного эксцентриситета может составить более 12%. Недостатком определенной таким образом конструкции является то, что ротор может во время работы быть погружен слишком глубоко в жидкостное кольцо или, наоборот, может выходить из жидкостного кольца. В первом случае не используется полностью объем ротора для создания газовой полости, не всасывается весь возможный объем газа и, таким образом, уменьшается производительность, увеличивается удельная мощность и удельная материалоемкость.

Во втором случае ячейки, в которых должно начинаться сжатие газа, не разобщены между собой, сжатие происходит только при даль-

нейшем повороте ротора, и уменьшенное расстояние между ячейками начала сжатия и нагнетательной полости увеличивает перегородки из полости всасывания, уменьшает производительность и увеличивает удельную мощность и удельную материалоемкость. Поэтому в жидкостно-кольцевом насосе (рис. 1а) обеспечивают гарантированное погружение лопаток в жидкостное кольцо в сечении II – II на глубину  $a = 2 - 7$  мм [6].



**Рис. 1.** Водокольцевой вакуумный насос: а – геометрические параметры (1 – корпус; 2 – втулка ротора; 3 – лопатки; 4 – жидкостное кольцо;  $r_1$  – радиус втулки ротора;  $r_2$  – радиус наружной поверхности ротора;  $R$  – радиус корпуса); б – зависимость эксцентриситета ( $e$ ) от относительного радиуса ( $v$ )

Величина эксцентриситета водокольцевого насоса определяется также геометрическими параметрами втулки ротора (рис. 1б). Относительный радиус втулки рекомендуется задавать в пределах  $v = r_1/r_2 = 0,4 \dots 0,55$ . Большее отношение радиусов втулки и ротора ( $v \geq 0,55$ ) увеличивает размеры насоса, а меньшее отношение  $v < 0,4$  препятствует размещению во втулке ротора вал наружного сечения [6]. Вышеприведенная формула пригодна лишь для относительного радиуса, равного 0,5 [6].

$$e = \frac{r_2 - r_1}{4} = \frac{r_2}{4}(1 - v) = \frac{r_2}{4} \left(1 - \frac{1}{2}\right) = \frac{r_2}{8}, \quad (2)$$

где  $r_1$  – радиус втулки ротора.

Другие соотношения радиусов втулки и ротора водокольцевого насоса учитываются понижающим  $k_0 = \frac{r_2}{r_2 + r_1}$  - или повышающим

$k_0 = \frac{r_2 + r_1}{r_2}$  - коэффициентами в следующем виде

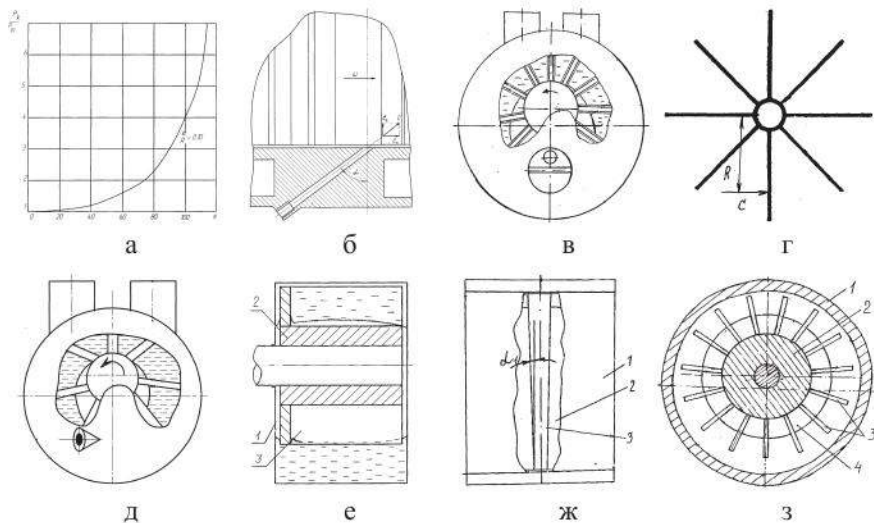
$$e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} k_0 \rightarrow \begin{cases} e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} \cdot \frac{r_2}{r_2 + r_1}, \\ e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2}, \end{cases} \quad (3)$$

Вода, подводимая в серповидное пространство на стороне всасывания, снижает быстроту действия насоса из-за замещения объема воздуха. Целесообразно подавать воду в ячейки на стороне нагнетания (рис. 2). Основанием для этого является то, что при углах поворота  $\phi \leq 50^\circ$  воздух сжимается незначительно (рис. 2,а,б). Эксцентричное расположение канала для подвода жидкости на резьбовой пробке позволяет регулировать его местоположение канала в зависимости от требуемого режима работы (рис. 2,в).

Кроме того, эффективное взаимодействие между струей и лопаткой имеет место в том случае, когда струя, вытекающая из канала лобовины насоса, наталкивается на нее на определенном расстоянии от оси вращения (рис. 2,г,д) и ее скорость вдвое больше окружной скорости лопатки. Поэтому канал для подачи жидкости должен быть повернут в горизонтальной плоскости на сторону всасывания ( $\alpha = 40 \dots 70^\circ$ ) для создания давления на лопатки ротора тангенциальной составляющей ( $c_t$ ) скорости жидкостной струи.

Внутренняя поверхность жидкостного кольца по длине цилиндра имеет бочкообразную форму (рис. 2,е). Кольцо дальше отходит от втулки в центре колеса по длине и ближе всего подходит к втулке у торцов. Наличие защемленного воздушного пространства снижает производительность насоса. При такой форме внутренней поверхности жидкостного кольца рационально выполнять втулку наклонной, чтобы в защемленном объеме оставалось меньше воздуха, а, следовательно, увеличилась производительность водокольцевого насоса. Рациональным для вакуумных насосов двухстороннего действия является диапазон углов наклона втулки  $7-10^\circ$ . Конусная втулка ротора вытесняет воздух из защемленного объема и повышает производительность водокольцевого насоса. Эту же функцию выполняет плавно

утолщенная под углом ( $\alpha_1 = 3...7^\circ$ ) в осевом направлении лопатка (рис. 2, ж). Для предотвращения локального воздействия абразивных частиц на внутреннюю расточку корпуса и активизации жидкостного кольца диаметр диска ротора должен быть меньше диаметра колеса (рис. 2, з).



**Рис. 2.** Энергосберегающие факторы водокольцевого насоса: а – распределение давления воздуха в ячейке по углу поворота ротора ( $p_k$  – давление нагнетания;  $p_{01}$  – давление всасывания); б–д – подвод рециркуляционной жидкости; е – внутренний контур жидкостного кольца (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка); ж – утолщенная лопатка (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка;  $\alpha_1$  – угол утолщения пластины); з – насос (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка; 4 – роторный диск малого диаметра)

Значение эксцентриситета пластинчатого вакуумного насоса (рис. 3а) определяют по выражению [4]

$$e = \frac{D - d_a - 2(h + k_1)}{2}, \quad (4)$$

где  $D$  – внутренний диаметр цилиндра, м;  $d_a$  – диаметр вала ротора, м;  $h$  – ширина пластины, м;  $k_1$  – конструктивный фактор ротора, зависящий от прочности материала вала ротора и его конструкции;

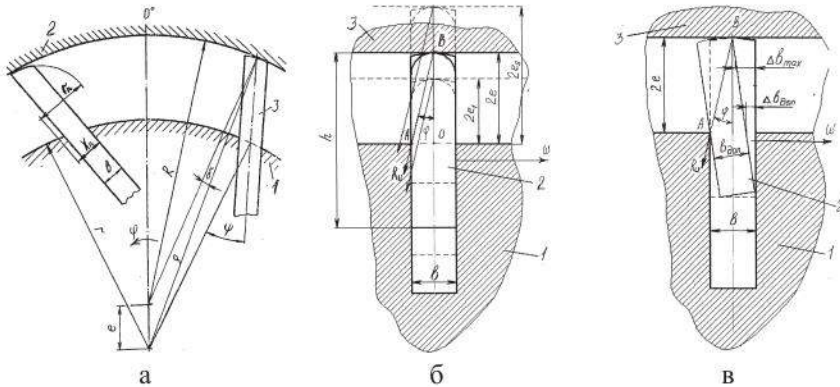
Максимальный угол наклона пластины внутри паза должен исключать их заклинивание (рис. 3б-в). Очевидно, что заклиниванию пластин

тин способствует положение ее наибольшего вылета. Если угол наклона пластины больше допустимого, сопротивление в пазах ротора будет больше, чем сила, заставляющая входить пластину в паз, и насос в лучшем случае остановится, а в худшем произойдет поломка пластины. Так как инерция ротора значительная, поломка пластин более вероятна. Это подтверждает взаимосвязь величины эксцентриситета и степени износа пластин по толщине и ширине. Отношение диаметров ротора и корпуса, а, соответственно, и величины эксцентриситета пластинчатых вакуумных насосов, предназначенных для работы с доильными установками, колеблется в узких пределах  $e = (0,09 - 0,17)R$ , (где  $R$  – радиус корпуса, м) [4]. Эксцентриситет ротационного пластинчатого вакуумного насоса предлагается определять по формуле

$$e = \frac{b}{4k}, \quad (5)$$

где  $e$  – эксцентриситет;  $b$  – толщина пластины;  $k$  – коэффициент трения скольжения.

Расчеты эксцентриситета насосов подтверждают соответствие расчетных и экспериментальных данных (таб.).



**Рис. 3.** Пластинчатый вакуумный насос:  $a$  – геометрические параметры (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр;  $e$  – эксцентриситет;  $b$  – толщина пластины;  $\psi$  – угол наклона пазов;  $r_n$ ,  $X_n$  – координаты центра дуги верхней кромки пластины;  $R$  – радиус расточки цилиндра;  $r$  – радиус ротора;  $\delta$  – угол между прямыми, соединяющими периферийную точку пластины с центрами ротора и цилиндра;  $\rho$  – текущий радиус);  $b$  – направления сил реакции (1 – ротор; 2 – пласти-

на; 3 – цилиндр;  $e, e_1, e_2$  – эксцентриситеты;  $h$  – ширина пластины;  $R_u$  – реакция цилиндра;  $\phi$  – угол трения);  $v$  – допустимый износ пластины (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр;  $b_{\text{доп}}$  – допустимая толщина пластины;  $\Delta b_{\text{доп}}$  – допустимый износ пластины;  $\Delta b_{\text{max}}$  – максимальный износ пластины)

**Таблица** Расчетные эксцентриситеты пластинчатых вакуумных насосов

Наименование	РВН 40/350	УВ-45	РВН-40С
Диаметр цилиндра, мм	146	130	145
Диаметр ротора, мм	130	110	121
Толщина пластины, мм	5,4	6,0	5,8
Материал пластины	текстолит	текстолит	текстолит
Эксцентриситет фактический, мм	8	10	12
Коэффициент трения	0,15	0,15	0,15
Эксцентриситет расчетный, мм	9,0	10,0	9,6

Отношение ширины пластины и двойного эксцентриситета определяет соотношение максимального и допустимого износов (рис. 4а). В связи с тем, что линия контакта верхней кромки пластины и цилиндра насоса перемещается по периферии пластины, то максимальный износ составляет половину толщины пластины  $\Delta b_{\text{max}} = \frac{b}{2}$ . Это позволяет определить допустимые износы по ширине пластины при известной ее толщине ( $b, 0,75b, 0,66b$  и  $0,5b$ ). Ширина пластины, имеющей 25% износа, должна вдвое превышать значение двойного эксцентриситета. Ширина пластины, имеющей износ по толщине равный 33%, должна составлять не менее 6 эксцентриситетов. Ширина пластины, имеющей 50% износ по толщине, должна быть бесконечно большой. Пластины ротационных насосов, как правило, изготавливаются из текстолита марки ПТК. Изношенная пластина должна заходить в паз ротора на величину не менее  $1,5e$  [8]. Учитывая, что ширина пластины составляет  $4,0e$ , то максимальный износ по ширине пластины составляет  $0,5e$ . Снижение энергоемкости ротационного

пластинчатого насоса обеспечивается лопатками, имеющими дуговую периферийную кромку, радиус и положение центра которой определены соотношениями [9]

$$r_n = \frac{R \cdot b}{\sqrt{1 - \left[ \left( \frac{r}{R} \right) \sin \psi \right]^2} + b}, \quad X_n = \frac{r \cdot b}{\sqrt{1 - \left[ \left( \frac{r}{R} \right) \sin \psi \right]^2} + b} \cdot \sin \psi + \frac{b}{2}, \quad (6)$$

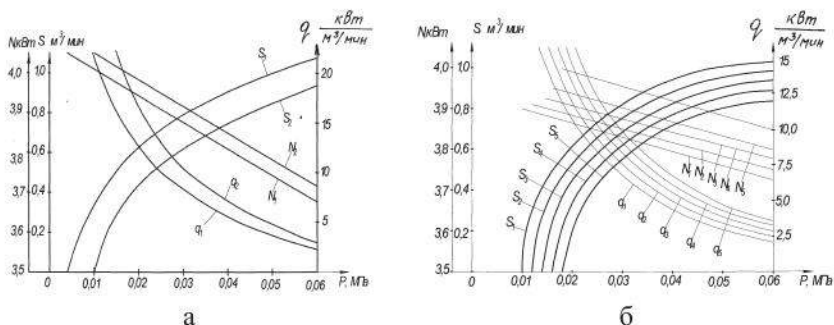
где  $e$  – эксцентриситет;  $b$  – толщина пластины;  $k$  – коэффициент трения скольжения;  $\psi$  – угол наклона пазов;  $r_n$ ,  $X_n$  – координаты центра дуги верхней кромки пластины;  $R$  – радиус расточки корпуса;  $r$  – радиус ротора.

Предельный вакуум ротационных насосов, укомплектованных пластинами, верхняя кромка которых срезана под углом  $45^\circ$ , меньше чем у насосов с пластинами, обработанными под цилиндрический профиль. Потребляемая мощность ( $N$ ) этих насосов больше вследствие ухудшения смазки и увеличения силы трения. Быстрота действия насосов ( $S$ ) меньше вследствие радиальных протечек. Поэтому удельная мощность ( $q$ ) насосов выше (рис. 4а). Потребляемая мощность насосов с роторами, имеющими лопатки с цепным профилем, меньше чем у насосов, имеющих лопатки других профилей. Так как быстрота действия этих насосов выше быстроты действия насосов с роторами, имеющими лопатки других профилей, то удельная мощность ниже (рис. 4б).

Ряд водокольцевых насосов имеют ротора сходной конструкции и одинаковые схемы подвода и отвода воздуха. Это позволяет для расчета потерь мощности в роторе использовать подход, в основе которого лежат условия подобия и принципы моделирования, базирующиеся на теории подобия гидромеханических процессов в потоке жидкости в лопаточном пространстве. Поэтому используется физическое моделирование, при котором свойства реального объекта изучаются на его уменьшенной модели – проверяется и устанавливается форма лопаток ротора, определяются потребляемая мощность и быстрота действия в зависимости от различных факторов (числа оборотов, вакуумметрического давления). Между моделью и объектом должны быть сохранены соотношения подобия, вытекающие из закономерностей физической природы процессов, а также конструктивных размеров насосов. Гидродинамическая теория подобия водокольцевых вакуумных насосов использует основные зависимости, полученные



для лопастных центробежных насосов. Однако принципы работы и закономерности изменения основных технических характеристик водокольцевых вакуумных насосов и центробежных лопастных насосов различны.



**Рис. 4.** Характеристики насосов: а – пластинчатый насос (1 – пластины с теоретическим профилем кромки; 2 – пластины со срезанной кромкой под углом  $45^\circ$ ); б – водокольцевой насос с различным профилем лопаток ротора (1 – изогнутые по цепной линии; 2 – изогнутые вперед; 3 – прямые наклонные вперед; 4 – прямые наклонные назад; 5 – изогнутые назад)

Лопастные центробежные насосы характеризуются тремя параметрами – производительностью  $Q$ , напором  $h$  и потребляемой мощностью  $N$  [7]. Производительность центробежного насоса изменяется прямо пропорционально изменению числа оборотов ротора  $n$ , а напор, развиваемый насосом, – прямо пропорционально квадрату изменения числа оборотов, если предполагать, что коэффициент полезного действия остается постоянным при всех режимах работы насоса. Мощность, потребляемая центробежным насосом, изменяется пропорционально третьей степени изменения числа оборотов ротора.

$$\frac{Q_1}{Q} = \sqrt{\frac{H_1}{H}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N}} = \frac{n_1}{n} = \frac{\omega_1}{\omega}, \quad (7)$$

где  $Q$ ,  $H$ ,  $N$  – производительность, напор и мощность лопастного насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}$ ,  $\text{кВт}$ ;

Вакуумные насосы также характеризуют три параметра – быстрота действия  $S_n$ , предельное давление  $p_{np}$  и потребляемая мощность  $N_n$ . Производительность вакуумного насоса и его быстрота действия зависят от давления и связаны соотношением

$$Q = pS_n, \quad (8)$$

где  $Q$  – производительность насоса, Вт;  $p$  – давление, Па;  $S_n$  – быстрота действия, м<sup>3</sup>/с.

Предельное вакуумметрическое давление всех механических вакуумных насосов практически одинаково при их различной производительности. Создаваемый насосами вакуум не может превышать 100% или, другими словами, вакуумметрическое давление, обеспечиваемое насосами, не может превысить 100 кПа. Причем глубина вакуума не зависит от частоты вращения ротора. Частота вращения ротора определяет лишь время, в течение которого достигается требуемый вакуум. Время  $t$ , необходимое для достижения заданного вакуума в объеме  $V$  при выбранной быстроте действия вакуумного насоса, определяется по уравнению

$$t = \frac{V}{S_n} \ln \frac{p_n}{p_{np}}, \quad (9)$$

где  $p_n$  – давление нагнетания Па;  $p_{np}$  – предельное давление всасывания, Па;

Поэтому можно записать

$$\frac{t_n}{t_m} = \left( \frac{V}{S_n} \ln \frac{p_n}{p_{np}} \right) / \left( \frac{V}{S_m} \ln \frac{p_n}{p_{np}} \right) \rightarrow \frac{t_n}{t_m} = \frac{S_m}{S_n}, \quad (10)$$

где  $S_m$ ,  $S_n$  – быстрота действия модели и насоса;  $t_m$ ,  $t_n$  – время достижения заданного вакуума в объеме  $V$  при выбранной быстроте действия модели и насоса.

Соотношение быстроты действия двух насосов определяет соотношение

$$\frac{S_m}{S_n} = \frac{(4\pi R_m e_m L_m) n_m}{(4\pi R_n e_n L_n) n_n} \rightarrow S_n = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \frac{n}{n_m} S_m, \quad (11)$$

где  $R_m$ ,  $R_n$  – радиусы корпуса модели и насоса;  $e_m$ ,  $e_n$  – эксцентриситеты модели и насоса;  $L_m$ ,  $L_n$  – длина ротора модели и насоса;  $n_m$ ,  $n_n$  – частота вращения ротора модели и насоса;  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  – линейные масштабы моделирования радиусов, эксцентриситета и длины ротора модели и насоса.

Потребляемая мощность пропорциональна создаваемому вакуумметрическому давлению.

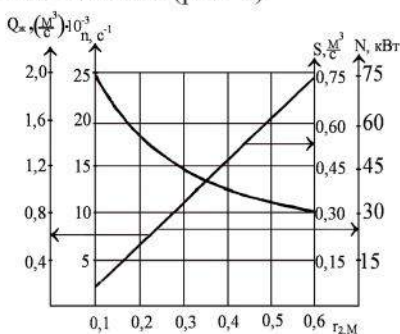
$$N = (p_n - p_{nc})S \rightarrow N = (p_{atm} - p_{nc})S \rightarrow N = p_{atm}S - p_{nc}S \rightarrow N = Q_{max} - Q_{min}, \quad (12)$$

где  $p_H$  – давление нагнетания, Па;  $p_{вс}$  – давление всасывания, Па.

Поэтому возрастание мощности вакуумного насоса прямо пропорционально частоте и быстроте его действия.

$$\frac{N_M}{N} = \frac{S_M}{S} \rightarrow N = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \frac{n}{n_M} N_M, \quad (13)$$

Проектирование типоразмерного ряда вакуумных насосов должно осуществляться по критерию Фруда. Физический смысл числа Фруда применительно к типоразмерному ряду водокольцевых насосов состоит в том, что центробежные ускорения жидкостного кольца должны быть одинаковы для всех насосов (рис. 5).



**Рис. 5.** Технические характеристики водокольцевых вакуумных установок

### Выводы.

1. Потребляемую мощность водокольцевого насоса снижают на 3% вперед и плавно изогнутые по форме цепной линии с углом выхода  $\beta = 30^\circ \dots 45^\circ$  градусов лопатки.

2. Быстроту действия водокольцевого насоса увеличивают на 10% лопатки рабочего колеса, утолщенные от торца к крышке под углом  $3^\circ - 7^\circ$ .

3. Расположение патрубка для подвода воды в серповидном пространстве на стороне нагнетания на расстоянии  $0,5 - 0,9$  радиуса рабочего колеса повышает быстроту действия насоса на 20%. Наклон патрубка по ходу вращения способствует снижению затрат энергии на 1%.

4. Эффективным способом снижения трения пластин является максимально возможное увеличение их высоты с их наклоном по ходу

вращения ротора. Износ пластин по высоте на 1% увеличивает потребляемую мощность на 0,1%.

5. Мощность, потребляемая водокольцевым вакуумным насосом, и быстрота его действия пропорциональны геометрическим параметрам и частоте вращения ротора. Уравнение динамического подобия вакуумных насосов выглядит следующим образом

$$\frac{t_n}{t_m} = \frac{n_m}{n_n} = \frac{S_m}{S_n} = \frac{Q_m}{Q_n} = \frac{N_m}{N_n}$$

6. Предельный износ пластины составляет 20% ее толщины и 12% ее ширины. Износ пластин происходит по дуге радиусом 13 мм ротацонного насоса УВБ. 02.000.

### БИБЛИОГРАФИЯ

1. *Антроповский Н.М.* Стабильный вакуум – основное требование при работе доильных установок //Н.М. Антроповский, В.К. Скоркин//IX Международный симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных (тезисы докладов). – Оренбург : Издательский центр ОГАУ, 1997. – С. 24-26.
2. *Земьянис Г.М.* Исследование теплового режима водокольцевого вакуумного насоса //Г.М. Земьянис, Ю.К. Приекулис //IX Международный симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных (тезисы докладов). – Оренбург : Издательский центр ОГАУ, 1997. – С. 54-56.
3. *Тетерюков В.И.* Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем.- М.: Машгиз, 1960, 251 с., ил.
4. *Мжельский Н.И.* Вакуумные насосы для доильных установок. //Н.И. Мжельский М.: Машиностроение, 1974, 133 с.
5. *Головинцов А.Г., Румянцев В.А., Ардашев В.И.* и др. Ротационные компрессоры. – М.: Машиностроение, 1964, 315 с, ил.
6. Вакуумная техника. Справочник (Е.С. Фролов, В.Е. Минайчев, А.Г. Александрова и др.) – М.: Машиностроение, 1985. – 359 с.
7. *Угинчус А.А.* Гидравлика и гидравлические машины. Харьков. : Изд-во Харьковского университета. 1970, – С. 219–222
8. *Зеленецкий С.Б.* Ротационные пневматические двигатели //С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров// Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1976, – С. 61.
9. *Колончук М.В.* Исследование приработки лопаток ротационного вакуумного насоса доильной установки при текущем ремонте /

М.В. Колончук // Агропанорама. – 2006. – №6. – С. 28–32.

---

### **СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

*Рассмотрены вопросы оптимизации параметров водокольцевых и пластинчатых вакуумных насосов доильных установок.*

**Ключевые слова:** насос вакуумный, установка доильная.

### **DECLINE OF CONSUMPTION OF ENERGY OF MILKING PLANTS**

*The questions of optimization of parameters of vacuum pumps for milking options are considered.*

**Key words:** vacuum-pump, milking plant.

УДК 636.5.033:631.2

## **ВПЛИВ СПОСОБІВ ВИРОЩУВАННЯ ПТИЦІ НА ПІДЛЮЗІ НА ВМІСТ АМІАКУ В ПОВІТРІ ПТАШНИКА**

**В.В. Ткач, В.В. Братішко, В.І. Дешко**, кандидати техн. наук  
ННЦ “ІМЕСГ”

---

*В статті висвітлено питання методики та результатів лабораторних досліджень технологічного процесу екологічно безпечного утримування курчат-бройлерів із застосуванням препаратів з ефективними мікроорганізмами (ЕМ-препаратів) на основі контролю зміни параметрів мікроклімату. Наведено результати зміни концентрації аміаку від параметрів утримування курчат та застосування ЕМ-препаратів.*

**Ключові слова:** аміак, біопрепарати, бройлери, мікроклімат, пташник, ефективні мікроорганізми.

---

**Проблема.** Одним із важливих напрямів забезпечення населення України білковими продуктами харчування є нарощування виробництва м'яса курчат-бройлерів, яке є одним із найбільш цінних та швидкостиглих продуктів. Причому конверсія корму на виробництво одного кілограма м'яса курчат-бройлерів у 2,5-4,0 раза менше, ніж при виробництві одного кілограма свинини чи яловичини.

Однак, сучасні промислові технології виробництва м'яса курчат-