

оказывают существенное влияние на работу сепаратора. В основу конструкции электромагнитного железотделителя УСС-5М2 положен принцип сепарации, описанный дифференциальными уравнениями 5 и 7.

На катушки через выпрямитель подается постоянное напряжение $U = 198$ В. Магнитный поток пронизывает межполюсное пространство, в котором за счет наличия концентраторов магнитного поля (магнитоконцентраторов) создается неоднородное магнитное поле.

При просыпании через сепаратор сыпучего материала металломагнитные примеси, включая мельчайшие частицы, оседают на конструкциях магнитоконцентраторов.

Библиографический список

1. Сумцов В.Ф. Электромагнитные железотделители / В.Ф. Сумцов. – М.: Машиностроение, 1981. – 212 с.
2. Фейнман Р. Фейнмановские лекции по физике / Р. Фейнман, Р. Лейтон, М. Сэндс. – М.: Мир, 1977. – 304 с.

УДК 621.516

В.А. Шилин, О.А. Герасимова

ФГБОУ ВПО «Великолукская ГСХА», Великие Луки

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОДОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

Ключевые слова: водокольцевой вакуумный насос, газожидкостная составляющая, уплотнительная жидкость.

В статье приводится теоретическое обоснование параметров и режимов работы водокольцевого вакуумного насоса с энергосберегающим приводом, применяемого для доения коров на пастбищных комплексах.

V. Shilin, O. Gerasimova

FSBEI HPE "Velikolukskaya State Agricultural Academy", Velikie Luki

EVALUATION OF PRODUCTIVITY OF A LIQUID-PACKED RING VACUUM PUMP

Key words: liquid-packed ring vacuum pump, gas-liquid element, seal liquid.

The theoretical justification of parameters and working regimes of a liquid-packed ring vacuum pump with an energy-saving drive system, used for milking of cows in pastures, is given in the article.

Введение. Известно, что напором насоса является энергия, передаваемая единице веса жидкости, проходящей через насос.

Условия и методы исследования. На рисунке 1 приведена схема рабочего колеса в поперечном разрезе насоса с соответствующими геометрическими параметрами. На лопастях рабочего коле-

са указаны наиболее характерные точки (т.1,2,3,4) взаимодействия с ним уплотнительной жидкости, газа, газожидкостной смеси. Их расположение связано, прежде всего, с расположением отверстий, через которые поступает уплотнительная жидкость, газ и удаляется газожидкостная смесь.

Рассмотрим т.1, расположенную на

окружности радиусом r_1 и находящуюся на лопасти в зоне всасывания жидкости. Кинематика её движения в т.1 будет характеризоваться относительной скоростью W_1 , направленной по касательной к поверхности лопасти в т.1 и переносной скоростью U_1 , т.е. окружной скоростью в т.1 ($U_1 = \omega r_1$), проходящей по окружности радиусом r_1 . На участке расположения отверстия входа уплотнительной жидкости начинает формироваться вакуумированное пространство за счет отбрасывания жидкости на периферию, в результате чего осуществляется её поступление в полость насоса.

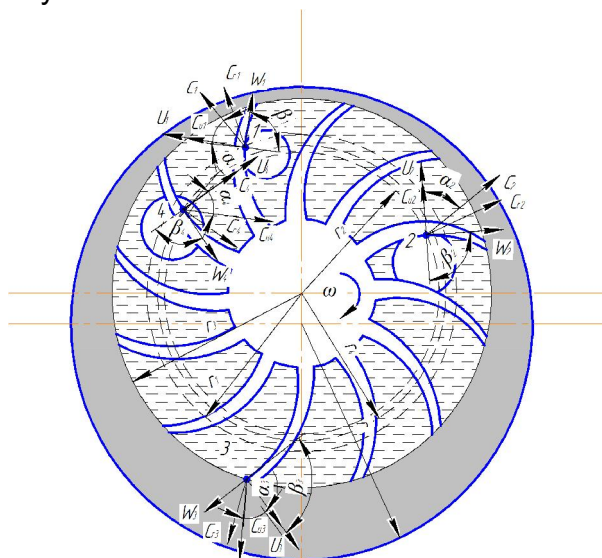


Рисунок 1 – Схема взаимодействия уплотнительной жидкости (газа) и газо-жидкостной смеси в рабочем колесе

Абсолютная скорость в т.1 C_1 определяется относительной скоростью W_1 и окружной U_1 , т.е. $C_1 = W_1 + U_1$.

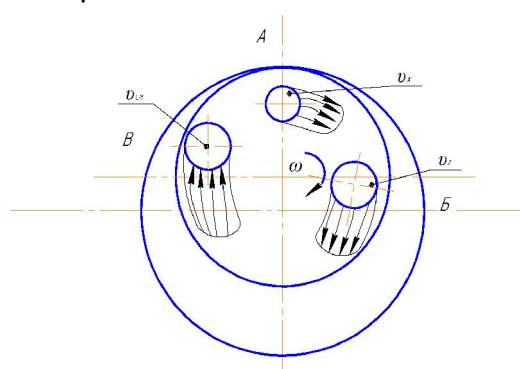
Результаты исследований и их обсуждение. На рисунке показан параллелограмм скоростей в т.1 с углами α_1 и β_1 . Угол α_1 - угол между векторами абсолютной скорости C_1 и окружности U_1 , угол β_1 - угол между касательной относительно лопасти и окружности радиусом r_1 и характеризует изменение профиля лопасти по её длине. Все процессы в т.1 возникают в результате взаимодействия лопасти с уплотнительной жидкостью.

В окружности радиусом r_2 располагается отверстие всасывания газа (т.2). В зоне данного отверстия лопасть пере-

мещает уплотнительную жидкость под действием центробежных сил на периферию, т.2 является исходной для образования аналогичного параллелограмма скоростей. За счет центробежного перемещения жидкости образуется вакуумированное пространство, под действием чего вакуумирование распространяется на трубопровод системы подключения доильных аппаратов [2].

В окружности радиусом r_3 располагается зона максимального удаления уплотнительной жидкости от центра вращения рабочего колеса за счет отбрасывания лопастями на периферию, в результате зона размещения лопастей находится в вакуумированном пространстве. Т.3 является исходной для построения параллелограмма скоростей.

В окружности радиусом r_4 расположено отверстие для вывода газо-жидкостной смеси. Эта зона характерна приближением корпуса к лопастям рабочего колеса. За счет этого сжимается уплотнительная жидкость, образуется газо-жидкостная смесь и, вследствие развиваемого избыточного давления, выводится в отверстие т. 4. Т.4 является исходной для построения параллелограмма скоростей.



А, Б – всасывающие окна, Б – нагнетательное окно

Рисунок 2 – Схема вывода и ввода жидкости и газа с указанием серповидных пространств направлений

Движение уплотнительной жидкости и газа с обозначением скоростей ввода (отверстие А и Б) и вывода (отверстие В) приведено на рисунке 2.

Движение уплотнительной жидкости

в межлопаточных каналах от т.1 к т. 4 (рис. 1) можно рассматривать как результат сложения вращения с угловой скоростью ω и перемещения относительно лопасти колеса. В любой точке внутри колеса вектор абсолютной скорости является суммой окружной \bar{U} и относительной \bar{W} скоростей. Для учета этих явлений необходимо выделить объем $V'_ж$ в виде сектора «L» (рис. 3).

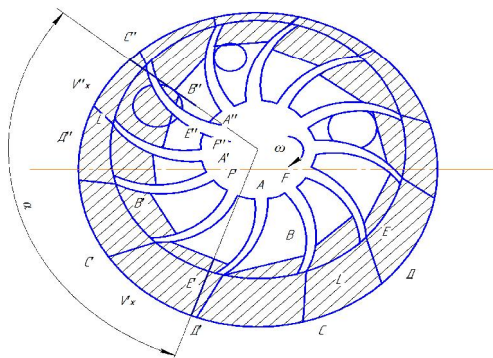


Рисунок 3 – Схема перемещения объема жидкости

Этот сектор вращается совместно с ротором с постоянной угловой скоростью ω , а его положение определяется угловой координатой α , среднего радиально-го сечения. При перемещении сектора «L» из положения ABCDEF в положение A'B'C'D'E'F'' количество жидкости в нем меняется от $V'_{ж}$ до $V''_{ж}$. Это изменение обусловлено разностью количества жидкости, входящей в сектор через переднюю границу BC и выходящей через заднюю ED. Параметр $v_{ж}$ характеризует толщину кольца в сечении $\alpha_1=0$.

Часть потока, находящаяся внутри ротора, вращается вместе с ним с постоянной угловой скоростью ω , жидкость же безлопаточного пространства имеет переменную тангенциальную составляющую скорости. Относительное перемещение жидкости внутри ротора происходит под действием инерционных сил и давления газа. Эта часть потока дискретна. Занимаемый газом объем находится в зависимости от количества жидкости в секторе $v_r = v - v_{ж}$. Давление на внут-

ренней поверхности жидкостного колеса равно давлению газа.

На рисунке 1 в точках указаны углы между векторами скоростей: угол α между векторами скоростей C_2 и U является величиной, изменяющейся в процессе работы насоса, а угол β - между векторами скоростей W и U - величина постоянная для данного насоса, так как он одновременно является углом между касательной к лопасти и касательной к окружности колеса, на которой расположена точка. Кроме указанных скоростей используют проекцию абсолютной скорости на направление окружной скорости U , обозначенная вектором C_u (рис. 1). Используется проекция абсолютной скорости C на направление радиуса, обозначенная вектором C_R .

Для водокольцевого вакуумного насоса примем, что напор представляет собой разность удельных энергий перемещаемого материала на выходе из насоса и на входе в насос. На выходе газожидкостная смесь с удельной энергией выхода $E_{гж4} (H_{н4})$ и входа – уплотнительная жидкость с удельной энергией входа $E_{ж1} (H_{в1})$ и газ (как результат процесса при образовании вакуума в системе) с удельной энергией входа $E_{г2} (H_{в2})$ (рис. 4).

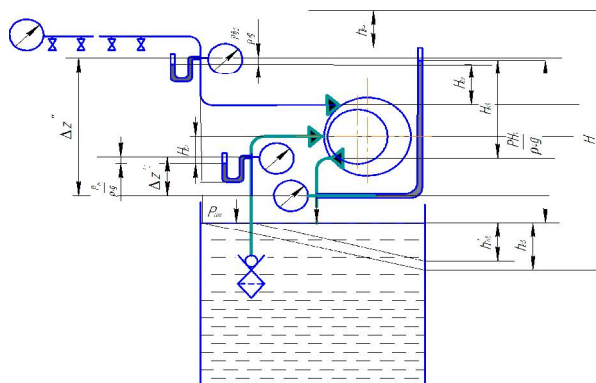


Рисунок 4 – Гидравлическая схема водокольцевого вакуумного насоса экспериментальной доильной установки

Очевидно, напор H в этом случае равен

$$H = \frac{E_{гж4}}{mg} - \left(\frac{E_{ж1}}{mg} + \frac{E_{г2}}{mg} \right) = H_{н4} - (H_{в1} + H_{в2})$$

Здесь E – энергия выхода и входа, Н·м.

Условно схему определения напора водокольцевого вакуумного насоса мож-

но представить следующим образом (рис. 5).

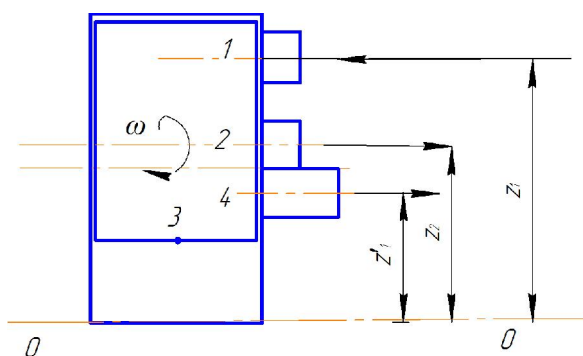


Рисунок 5 – Схема определения напора водокольцевого вакуумного насоса

Удельные энергии уплотнительной жидкости, газа и газо-жидкостной смеси

относительно условной плоскости сравнения О-О.

$$H_{e1} = z_1 + \frac{P_1}{\rho_{жс1}g} + \frac{v_{жс}^2}{2g} + h'_{нв}; \quad H_{e2} = z_2 + \frac{P_2}{\rho_{г2}g} + \frac{v_2^2}{2g} + h''_{нв}; \quad H_{e4} = z_4 + \frac{P_4}{\rho_{жс4}g} + \frac{v_{жс}^2}{2g} + h_{нн}.$$

$$H = \left(z_4 + \frac{P_4}{\rho_{жс4}g} + \frac{v_{жс}^2}{2g} + h_{нн} \right) - \left[z_1 + \left(\frac{P_1}{\rho_{жс1}g} + \frac{v_{жс}^2}{2g} + h'_{нв} \right) + z_2 + \left(\frac{P_2}{\rho_{г2}g} + \frac{v_2^2}{2g} + h''_{нв} \right) \right].$$

где z_1, z_2, z_4 - расстояние от плоскости сравнения до сечений входа и выхода;

P_1, P_2, P_4 - давление в сечениях входа и выхода;

ρ_i - плотности участвующих в процессе работы насоса материалов;

$h_{нв}$ - потери напора в нагнетательном трубопроводе;

$h'_{нв}, h''_{нв}$ - потери напора во всасывающих трубопроводах.

В общем случае для лопастного насоса (без учета потерь напора)

$$H = H_n - H_b = \frac{p_n}{\rho g} - \frac{p_b}{\rho g} + \Delta z + \frac{v_n^2 - v_b^2}{2g}, \quad (1)$$

где P_n, P_b - абсолютные давления по манометру и вакуумметру, Па;

v_n и v_b - средние скорости в нагнетательном и всасывающем трубопроводах, м/с;

Δz - вертикальное расстояние между точками установки вакуумметра и манометра, м;

H_n - полный напор за насосом, м;

H_b - напор вакуумированный перед насосом, м;

ρ_g - плотность воздуха на выходе из насоса, кг/м³.

Для водокольцевого вакуумного насоса напор H определяется с учетом явлений в сечениях серповидных пространств в местах перехода от области всасываний рабочей (уплотнительной) жидкости и газа к месту нагнетания газо-жидкостной смеси (без учета потерь напора) (рис. 5).

$$H_{bb} = H_n - H_b = \frac{p_{гж}}{\rho_{гж}g} - \left(\frac{p_{г}}{\rho_{г}g} + \frac{p_{ж}}{\rho_{ж}g} + \Delta z + \frac{v_{гж}^2 - \frac{v_{ж}^2 + v_{г}^2}{2}}{2g} \right), \quad (2)$$

Исходя из этого, формула (1) с учетом использования частотного регулирования примет вид (2). Составляющие формулы (2), зависящие от частоты вращения, принимаем как коэффициенты K' и K''

$$\frac{p_n}{\rho_{гж}g} - \left(\frac{p_{г}}{\rho_{г}g} + \frac{p_{ж}}{\rho_{ж}g} \right) = K' \quad (3)$$

$$\frac{v_{гж}^2 - (v_{ж}^2 + v_{г}^2)0,5}{2g} = K''$$

Тогда формула (2) примет вид

$$H_{\text{вв}} = H_{\text{н}} - H_{\text{в}} = K' + \Delta z + K'' \quad (4)$$

Объемную подачу Q в виде безразмерной величины можно представить в виде функциональной зависимости

$$\frac{Q}{r_2^3 \omega} = f\left(R_e; E_u; \frac{K'}{\Delta z}; \frac{K''}{\Delta z}\right) \quad (5)$$

Для вывода основного уравнения лопастного насоса делаются следующие допущения:

- число лопастей бесконечно велико и они имеют бесконечно малую толщину;

- в насосе отсутствуют все виды потерь энергии, т.е. его КПД равен 1 ($\eta=1$).

Из теории размерности следует, что общее число безразмерных комбинаций равно шести, из которых два являются критериями комплексами, составленными из величин с неодинаковыми размерностями, два – критериями симплексами, составленными из величин с одинаковыми размерностями и размерные составляющие, зависящие от частоты вращения. Эти комбинации для потока воздуха могут быть представлены в виде

$$R_e = \frac{\rho l^2 \omega}{\mu} - \text{число Рейнольдса};$$

$$E_u = \frac{p}{\rho l^2 \omega^2} - \text{число Эйлера};$$

$$\frac{p}{p_6} \text{ и } \frac{\rho}{\rho_6} - \text{критерии симплексы};$$

$$\frac{K'}{\Delta z} \text{ и } \frac{K''}{\Delta z}.$$

Выбирая в качестве характерно линейного размера наружный радиус r_2 - наружный радиус рабочего колеса и представляя объемную подачу в виде безразмерной величины, получим

$$\frac{Q}{r_2^3 \omega} = f\left(R_e; E_u; \frac{p}{p_6}; \frac{\rho}{\rho_6}\right) \quad (7)$$

Изучая работу водокольцевого вакуумного насоса, можем сделать однозначный вывод – рабочий процесс насоса

весьма сложен. Составляя массовый баланс для уплотнительной жидкости в рабочей полости насоса и учитывая геометрические соотношения в случае применения рабочего колеса с лопастями постоянной толщины, получим выражение для геометрической подачи Q насоса [1] в безразмерном виде

$$\frac{Q}{r_3^3 \omega} = 2k_1 y \frac{b}{r_3} \cdot \frac{e}{r_3} + \frac{1}{2} \cdot \frac{b}{r_3} \cdot \frac{r_{kl} - r_1}{r_3} \cdot \left(\frac{r_{kl} + r_1}{r_3} - \frac{z_n}{\pi r_3} \right) + \frac{K'}{\Delta z} + \frac{K''}{\Delta z} - \frac{q}{r_2^3 \omega} \quad (8)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий действительное распределение окружных составляющих абсолютной скорости жидкости по радиусу в сечении серповидного пространства в месте перехода от области всасывания к месту нагнетания;

y – поправка на конечное число лопастей в рабочем колесе, учитывающая изменение окружных составляющих абсолютной скорости на выходе из колеса;

b – ширина рабочего колеса, м;

q – подача уплотнительной жидкости во всасывающую полость водокольцевого насоса, м³/ч;

δ – толщина лопасти, м;

z_n – число лопастей, шт;

r_3 – наружный радиус ротора насоса, м;

r_1 – внутренний радиус ротора насоса, м;

r_{kl} – радиус воздушного кольца, м.

В отличие от известных выражений для определения геометрической подачи в полученном уравнении коэффициентом k_1 учтена неравномерность скоростей потока жидкости в сечении серповидного пространства в месте перехода от области всасывания к области нагнетания и коэффициентом y на конечное число лопастей.

Составим уравнение баланса для расхода в области всасывания насоса

$$Q = \frac{p_1}{p} Q_1 - m_n \frac{RT_2}{p}, \quad (9)$$

где Q – объемная подача насоса, м³/ч;

m_n – массовый расход перетечек газа из области всасывания в полость всасывания, м³;

R – газовая постоянная, Дж/(кг К);

T_2 – абсолютная температура в области нагнетания рабочей камеры, К.

Для подтверждения теоретических расчетов в лаборатории Великолукской ГСХА была разработана установка для исследования вакуумной системы доиль-

ной установки, применяемой на пастбищных комплексах. Общий вид установки приведен на рисунке 6.



Рисунок 6 – Установка для исследования вакуумной системы

Принцип работы экспериментальной установки заключается в следующем. При подключении преобразователя частоты к источнику трехфазного переменного тока включается в работу асинхронный электродвигатель, вращающий ротор водокольцевого вакуумного насоса. Соответственно, в вакуумпроводе создается рабочее разряжение, необходимое для доения коров на пастбищных комплексах. Оно соответствует 40...44 кПа для аппарата «Профимилк» и при 6 подключенных доильных аппаратах. Затем производились измерения всех рабочих параметров при 2, 4 и 6 подключенных доильных аппаратах. На основании полученных результатов был построен график (рис.7).

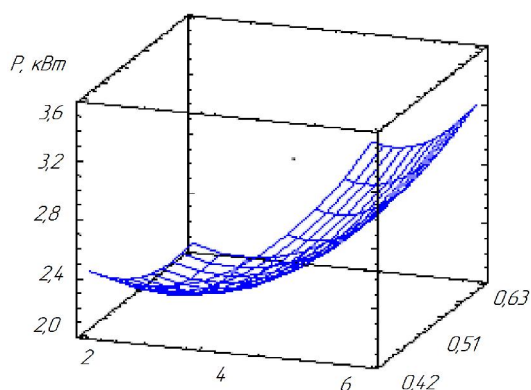


Рисунок 7 – Зависимость мощности электродвигателя от числа подключенных аппаратов и диаметра вакуумпровода

Выявлено, что при подключении 2 или 4 доильных аппаратов происходит значительное снижение затрат мощности насоса с 3,6 до 2,0 кВт. Также при увеличении диаметра вакуумпровода происходит снижение затрат мощности с 3,6 до 3,0 кВт.

Заключение. Целесообразность исследований, направленных на совершенствование технического обеспечения молочного животноводства на принципе энергосбережения, является актуальной и обусловленной практической необходимостью, вызванной современным состоянием дел в молочной отрасли.

Библиографический список

1. Прокофьев Ю.В. О расчет внешней характеристики жидкостнокольцевого вакуумного насоса / Ю.В. Прокофьев. Физика и техника вакуума // Сборник трудов. – Казань, 1974.
2. Шилин В.А. Энергосберегающая система с частотно-регулируемым приводом для пастбищных комплексов / В.А. Шилин, О.А. Герасимова // Вестник ВНИИМЖ, ежеквартальный научный журнал. – 2012. – №1.