

затрат. Поэтому оптимальное условие для снижения риска гидроудара должно сводиться к уменьшению частоты вращения двигателя при автоматическом закрытии клапанов, регулирующих раздачу кормосмеси в кормушки.

30.09.13

Литература

1. Кабанов, В.Д. Свиноводство / В.Д. Кабанов. – М.: Колос, 2001. – 431 с.
2. Корма растительные. Методы определения влаги: ГОСТ 27548–97. – Введ. 01.01.1999. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 6 с.
3. Гируцкий, И.И. Поточно-механизированные линии с микропроцессорным управлением для откорма свиней: дис... докт. техн. наук: 05.20.01. / И.И. Гируцкий. – Москва, 2007. – 333 л.
4. Автомагизированная система для откорма свиней: пат. № 7909 РБ, МПК А 01К 1/02 / И.И. Гируцкий, А.А. Жур, С.В. Крылов, В.Ф. Марышев; заявитель РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – № и 20110478, заявл. 15.06.2011; опубл. 28.02.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 1. – С. 198.
5. Крылов, С.В. Сравнение основных теоретических выводов о работе центробежного насоса с экспериментальными данными / С.В. Крылов, И.И. Гируцкий, А.А. Жур, Ю.А. Кислый, А.И. Лабкович, В.Ф. Марышев // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-техн. конф.: в 3 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Т. 2. – С. 170–174.

УДК 637.118

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

ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЧИСЛА ПЛАСТИН И ЛОПАТОК РОТАЦИОННЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Введение

В настоящее время многие фирмы изготавливают ротационные вакуумные насосы. При выборе числа пластин или лопаток вакуумных насосов исходят из ряда соображений [1]. Так, например, увеличение числа пластин и лопаток позволяет снизить перепад давления между соседними ячейками, уменьшить перетекание сжатого воздуха из стороны нагнетания во всасывающую сторону. Однако увеличение их числа повышает потери на трение пластин по корпусу или уменьшает описываемый объем ротора за счет толщины лопаток. Поэтому практически для ротационных вакуумных насосов число пластин принимают от 2 до 20, а лопаток – от 12 до 24 [1, 2]. В настоящее время лучшие результаты

получают лишь экспериментально. Правильный расчет и конструирование вакуумных насосов позволит существенно повысить их производительность и коэффициент полезного действия. Цель работы – оптимизация числа пластин роторов и лопаток рабочих колес ротационных вакуумных насосов.

Основная часть

Число пластин или лопаток предлагается определять, исходя из изменения воздушных потоков ячеек и потерь мощности насоса. Критерием определения числа пластин или лопаток принято минимальное значение функции

$$Q_1 + Q_z^n + N(z) \rightarrow \min ,$$

где Q_1 – воздушный поток одной ячейки, Bm ;

Q_z^n – уменьшение воздушного потока насоса вследствие увеличения суммарной торцевой площади пластин или лопаток, Bm ;

$N(z)$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения при различных числах пластин или лопаток, Bm .

Воздушный поток, прокачиваемый за один оборот ячейкой пластинчатого вакуумного насоса, определяется по выражению:

$$Q_1 = p \frac{4\pi e R}{z} L n \cdot (Bm), \quad (1)$$

где R – радиус ротора, m ;

e – эксцентриситет, m ;

p – давление, Pa ;

z – число пластин;

n – частота вращения, c^{-1} ;

L – длина ротора, m .

Уменьшение воздушного потока насоса вследствие увеличения суммарной торцевой площади пластин мало. Это объясняется тем, что относительная толщина пластины обычно невелика. Если принять относительную толщину пластины в пределах $\delta/R = 0,01 \div 0,075$ (меньшие значения – для стальных пластин, а большие – для асботекстолитовых пластин), то

$$\frac{\delta \cdot z}{2\pi R} = \frac{0,01 \div 0,075}{2\pi} z \approx (1,6 \div 12) 10^{-3} z ,$$

где δ – толщина пластины, m .

Мощность же трения пластин в пазах ротора составляет лишь десятую часть мощности их трения о неподвижный корпус. Поэтому мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин $N(z)$, складывается из мощности, затрачиваемой на трение пластин о неподвижный цилиндр $N_{ц}$. Эта мощность, в свою очередь, складывается из мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения по цилиндру из-за воздейст-

вия сил инерции N_{ψ} и мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения по цилиндру из-за перепада давлений в соседних ячейках $N_{\psi\Delta p}$.

$$\begin{cases} N_{\psi} = N_{\psi\psi} + N_{\psi\Delta p\psi}; \\ N_{\psi\psi} = m_{nl}\omega^3 R^2 z \mu_2 \left[1 - \frac{h}{2R} + 2 \frac{e^2}{R^2} - \left(1 - \frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \psi - \frac{e}{R} \left(1 - \frac{e}{R} \right) \left(1 - \frac{h}{2R} \right) \sin \psi \right]; \\ N_{\psi\Delta p\psi} = \frac{1}{2\pi} \mu_1 \mu_2 L e R \omega p 10^{1,24 \frac{e}{h} \left(\frac{1 + [e/(2h)] \sin \psi}{\cos \psi} \right)^{1,4}} k^{0,528} \lg \frac{p_n}{p}, \end{cases}$$

где m_{nl} – масса пластины, кг;

μ_2 – коэффициент трения по корпусу насоса;

h – ширина пластины, м;

ψ – угол наклона пластины, град.;

ω – угловая скорость вращения, рад/с;

p_n – давление нагнетания, Па;

μ_1 – коэффициент трения по пазу ротора.

При холостом ходе вакуумного насоса давление всасывания можно принять равным давлению нагнетания (атмосферному давлению), поэтому $p_n/p = 1$.

Тогда

$$\lg \frac{p_n}{p} = 0 \text{ и } N_{\psi\Delta p\psi} = 0.$$

Поэтому оптимизационная модель принимает вид:

$$Q_1 + N_{\psi\psi} \rightarrow \min.$$

Тогда

$$p_a \frac{4\pi e R}{z} L n + m_{nl} \omega^3 R^2 z \mu_2 \left[1 - \frac{h}{2R} + 2 \frac{e^2}{R^2} - \left(1 - \frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \psi - \frac{e}{R} \left(1 - \frac{e}{R} \right) \left(1 - \frac{h}{2R} \right) \sin \psi \right] \rightarrow \min,$$

где p_a – атмосферное давление пластин, Па.

Дифференцируя, получим:

$$- p_a \frac{4\pi e R}{z^2} L n + m_{nl} \omega^3 R^2 \mu_2 \left[1 - \frac{h}{2R} + 2 \frac{e^2}{R^2} - \left(1 - \frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \psi - \frac{e}{R} \left(1 - \frac{e}{R} \right) \left(1 - \frac{h}{2R} \right) \sin \psi \right] = 0.$$

Учитывая, что угловая скорость $\omega = 2\pi n$, а масса пластин определяется выражением $m_{nl} = \rho \delta n L$, получим:

$$z = \sqrt{\frac{p_a \lambda^2}{2\pi^2 n^2 \delta \mu_2 \left[1 - \frac{h}{2R} + 2 \frac{e^2}{R^2} - \left(1 - \frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \psi - \frac{e}{R} \left(1 - \frac{e}{R} \right) \left(1 - \frac{h}{2R} \right) \sin \psi \right]}}.$$

где ρ – плотность пластин, кг/м³.

В частности, для вакуумных насосов с радиальными пластинами число пластин выражается:

$$z = \sqrt{\frac{P_a \lambda}{2\pi^2 n^2 \rho \delta h \mu_2 \left[1 - \frac{h}{2R} + 2 \frac{e^2}{R^2} \right]}}$$

Таким образом, число пластин вакуумного насоса определяется режимами работы (материалом пластин и условиями смазки, коэффициентом трения и частотой вращения электродвигателя) и конструктивными параметрами насоса (эксцентриситетом и радиусом ротора, размерами пластин и углами их наклона). Расчетные и фактические числа лопаток насосов практически совпадают (таблица 11).

Таблица 11 – Расчетные значения числа пластин насосов

Параметры	Марка	
	РВН-40/350 [3]	РВН-6-М [3]
Радиус корпуса насоса, <i>м</i>	0,073	0,170
Эксцентриситет, <i>м</i>	0,008	0,0135
Относительный эксцентриситет	0,11	0,08
Частота вращения, <i>с</i> ⁻¹	25	8,1
Плотность пластин, <i>кг/м</i> ³	1500	1500
Ширина пластин, <i>м</i>	0,036	0,047
Толщина пластин, <i>м</i>	0,0056	0,006
Коэффициент трения по корпусу насоса	0,32	0,16
Расчетное количество пластин	4	8
Фактическое количество пластин	4	8

Воздушный поток, прокачиваемый за один оборот ячейкой водокольцевого вакуумного насоса, определяется по выражению аналогично пластинчатому насосу. Только вместо радиуса корпуса *R* в уравнении (1) принимается радиус внутренней поверхности жидкостного кольца *R_{жс}*:

$$R_{жс} = \frac{r_1 + r_2}{2}, \quad (2)$$

где *r*₂ – радиус втулки ротора, *м*;

*r*₁ – радиус ротора, *м*.

Большое число лопаток водокольцевых насосов объясняется тем, что в области всасывания формирование жидкостного кольца происходит под влиянием динамических сил. В результате действия этих сил уровень жидкости в канале рабочего колеса принимает наклонное положение относительно радиуса колеса. Это может вызвать сообщение ячеек и снижение быстроты действия насоса. Кроме того, поскольку литые лопатки имеют большую толщину, чем толщина пластин, то и потери объема оказываются больше.

Мощность, затрачиваемая на перемещение жидкостного кольца, складывается из мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве, и мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения и потерь на вход и выход жидкости при движении ее в колесе. Потери мощности в безлопаточном пространстве и на трение в межлопаточных каналах малы, так как мала относительная скорость жидкости. Поэтому оптимизационная модель числа лопаток водокольцевого вакуумного насоса принимает вид:

$$Q_1 + Q_z^n \rightarrow \min .$$

Подставляя математические выражения компонентов, получим:

$$p \frac{4\pi e R_{жс}}{z} L n + p e \delta z L n \rightarrow \min ,$$

или

$$\frac{4\pi R_{жс}}{z} + \delta z \rightarrow \min .$$

После дифференцирования получим:

$$-\frac{4\pi R_{жс}}{z^2} + \delta = 0 .$$

Откуда

$$z = \sqrt{\frac{4\pi R_{жс}}{\delta}} .$$

Так как $r_2 = 0,5 r_1$, то с учетом (2) $R_{жс} = 3r_1/4$ и

$$z = \sqrt{\frac{4\pi \cdot 3r_1}{4\delta}} = \sqrt{\frac{3\pi \cdot r_1}{\delta}} .$$

Таким образом, число лопаток водокольцевого вакуумного насоса определяется соотношением радиуса ротора и толщины лопатки. Расчетные и фактические числа лопаток насосов практически совпадают (таблица 12).

Таблица 12 – Расчетные значения числа лопаток насосов

Параметры	Марка		
	РМК-2	РМК-3	РМК-4
Радиус колеса, мм	[2] 100	[2] 162	[2] 225
Толщина лопатки, мм	6	6	6
Расчетное количество лопаток, шт.	12	16	19
Фактическое количество лопаток, шт.	12	18	20

Выводы

Разработана математическая модель расчета числа пластин ротационного вакуумного насоса, учитывающая режимы работы (материал пластин и условия смазки, коэффициент трения и частоту вращения

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.