

2. Расчет расхода электроэнергии для коровника на 200 голов, при продуктивности 2800 кг

Технологический процесс	Существующая методика					Предлагаемая методика				
	N, шт.	P _y , кВт	K _п	T, час	W, кВт*ч	N, шт.	P _y , кВт	K _с	T, час	W, кВт*ч
1. Доение	1	10,7	0,7	2190	16403,1	1	10,7	0,8	1100	9416
2. Охлаждение молока	1	6,9	0,7	2200	10626	1	6,9	0,8	2800	15456
3. Навозоудаление	1	10,5	0,6	630	4725	1	10,5	0,75	350	2756,25
4. Подогрев воды	1	12,5	0,5	4600	24150	1	12,5	0,6	1650	12375
5. Освещение	68	0,1	0,8	700	2284,8	68	0,1	0,95	1150	7429
6. Дежурное освещение	12	0,1	0,8	2100	2016	12	0,1	0,95	2100	2394
Итого:					60204,9					49826,25

ВЫВОДЫ:

1. Предложенная методика определения норм расхода электроэнергии позволяет более объективно определить расход электроэнергии.
2. Разработанная энерготехнологическая модель МТФ позволяет определить суммарный расход электроэнергии, используя минимум исходной информации.
3. Предлагаемый метод расче-

та является мобилизирующим по сравнению с существующим и позволяет исключить нерациональный расход электроэнергии. В частности, для МТФ 200 голов норма потребления сокращается на 17%, а ожидаемый экономический эффект составит 270 у.е. за год.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нормирование расхода топливно-энергетических ресурсов. Сб.

науч. трудов /Под ред. Л.А. Шевченко. М.: НИИПиП, 1986.

2. Яковчик Н.С., Плященко С.И. Энергоресурсосбережение в животноводстве. — Мн.: Дабор, 1998. 292с.

3. Положение по нормированию расхода топлива, тепловой и электрической энергии в народном хозяйстве Республики Беларусь. // Энергоэффективность, 1997 - №12, 1998- №1,2.

УДК 621.521:664

МЕХАНИКА ВИБРАЦИОННОГО ТРЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПЛАСТИНЧАТОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

М.В. КОЛОНЧУК (БНТУ)

The questions of fundamental nature of noise and vibration friction in the vacuum pumps using on the milking farms are considered

На фермах республики задействовано около 20000 водокольцевых и пластинчатых вакуумных насосов. Принцип действия обоих типов насосов основан на вращении эксцентрично расположенного ротора в корпусе. Пластины роторов водокольцевых насосов вращают жидкостное кольцо, а пластинчатых насосов — подвижные (скользят в пазу ротора и по внутренней поверхности корпуса). Водокольцевые насосы вакуумных установок отечественного производства (СН-60) и стран ближнего зарубежья (насосы типа ВВН) составляют малую часть общего парка. Одна из причин большой расход мощности (до 50% по-

требляемой мощности) на вращение жидкостного кольца пластинами этих насосов. Пластины ротора должны быть постоянно погружены в жидкостное кольцо на 4...5 мм. Скорость вращения жидкостного кольца меньше скорости вращения ротора. Внутреннее трение нагревает жидкостное кольцо и корпус насоса. Нагрев оборотной воды повышает давление насыщенных паров рабочей жидкости, снижает производительность установки вплоть до прекращения натекания резервного воздуха через вакуумный регулятор (до 15 м³/ч). Требуемая производительность насосов обеспечивается соблюдением узкого диапазона величины эксцентрисите-

та и бокового зазора. Зазор между рабочим колесом и боковой крышкой корпуса составляет менее 0,25 мм, который трудно обеспечить технологически. Торцовый же зазор величиной 0,5 или 1,5 мм снижает быстроту действия насоса соответственно на 20% или 50%. Чрезмерный эксцентриситет выводит пластины из жидкостного кольца и увеличивает шелевое просачивание воздуха. Малый эксцентриситет является причиной глубокого погружения пластин в жидкостное кольцо и уменьшения до 20% объема засасываемого воздуха. Возможное замерзание оборотной воды зимой затрудняет запуск насоса.

Пластинчатые насосы вакуум-

ных установок УВУ-60 обеспечивают более стабильный вакуумный режим доения коров. Они, составляя основную часть парка насосов, используются также на мобильных установках откачки навозной жижи, стационарных технологических линиях переработки молочной продукции и других объектах агропромышленного комплекса республики. Насосы содержат малое количество деталей и характеризуются высокой ремонтопригодностью. Торцовый суммарный зазор составляет 1,2...1,5 мм. Положительная сторона насосов - возможность их привода валом отбора мощности трактора при отсутствии электроэнергии на ферме. Отрицательная сторона - потребление масла (до 20...100 граммов в час) для смазки трущихся деталей - пластин, ротора и корпуса. Радиальный зазор между ротором и корпусом пластинчатого вакуумного насоса составляет всего 0,3...0,5 мм (водокольцевого насоса - 1...4 мм). Ресурс пластин составляет часто 1000 часов. Износ отдельных участков внутренней поверхности корпуса имеет волнообразный вид. Этот вид износа является причиной внезапных поломок пластин и значительной шумовой нагрузки, снижающей надол коров на 4...10%. Частичное уменьшение шума достигается лишь применением глушителей и обустройством защитных устройств - заглубленных приемков. Шумы содержат звуки высокой частоты, проявляющиеся свистом и вызывающие раздражение нервной системы, и нарушение физиологического состояния обслуживающего персонала. Причиной характерного износа и шумовых явлений подобных технических систем являются, как правило, механические колебания (вибрации). Исследование механических колебаний деталей пластинчатых вакуумных насосов представляет собой сложную проблему. Одно из условий ее решения - уточнение силовых факторов, действующих на элементы вакуумного насоса. Цель работы - экспериментально-теоретическое обоснование закономерностей и последствий износа пластин и корпуса вакуумного насоса УВБ 02.000 с использованием практических положений

теории механических колебаний.

МЕТОДЫ И ПОДХОДЫ

Интенсивность волнообразного износа корпуса вакуумного насоса по данным литературных источников определяется вероятнее всего переменной степенью сжатия воздуха и частотой вращения ротора, количеством пластин и расходом смазочного масла, отношением диаметров ротора и корпуса, размерами щелей и степенью износа пластин и подшипников, температурой корпуса и работой насоса. Колебания вакуумметрического давления обусловлены - периодическими подключениями доильных аппаратов и ведер. Каждый пульсатор добавляет в вакуумную систему доильной установки около 5 м³/ч, а доильное ведро - разовый выпуск 15...18 литров атмосферного воздуха. Частота вращения ротора изменяется от нуля до номинальной величины (24 с⁻¹) в процессе пуска и остановки насоса. Нарушение режимов смазки (малое количество ниток фитилей или отсутствие одного из фитилей), очевидно, изменяет условия трения и скольжения пластины по поверхности корпуса. Изменяются величины остальных вышеперечисленных факторов. Исследование явления таким количеством действующих факторов традиционными методами требует большого числа опытов, сокращение числа опытов, позволяющих построить математическую модель износа, возможно учетом эффектов взаимодействия факторов. Так, например, увеличение монтажных торцовых зазоров может изменять характер процесса сжатия воздуха аналогично уменьшению частоты вращения вала ротора [1]. Принудительное охлаждение и снижение температуры корпуса насоса аналогично уменьшению радиальных зазоров.

Задача исследований - отбор значимых факторов и разработка приемлемой гипотезы механизма волнового износа корпуса. Опытные данные, касающиеся характера износа элементов насоса, накапливались путем наблюдения за работой оборудования на фермах и однофакторными экспериментами. Параллельно насосов

фиксируются счетчиками электроэнергии, потребляемая мощность - измерительными комплектами К-50, производительность насосов - индикаторами КИ-4840 и газовыми счетчиками РГ-40, износ пластин и корпуса - штангенциркулем 0-150 и нутромером индикаторным НИ 50-100, вибрационные характеристики - измерительными приборами и расчетами. Влияние высоты пластин на величину потребляемой насосом мощности выявлялось шлифованием плоскости новой пластины.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Проведенные исследования и анализ отказов элементов вакуумного насоса выявили отдельные закономерности. Корпус вакуумного насоса имеет максимальный волнообразный характер в зоне заземленного пространства. Волнистость представляет собой периодически повторяющиеся возвышения и впадины. Длина волны составляет 3,5...9 мм. Износ корпуса насоса УВБ 02.000 достигает 5 мм (со 146 мм до 152 мм). Скорость износа пластин по высоте (с 52 до 42 мм) в 10 раз выше скорости износа по толщине (с 6 до 5 мм). Основную часть механических потерь насоса вызывает трение пластин по внутренней поверхности корпуса и пазам ротора. Высота пластины определяет мощность трения. Потребляемая мощность при использовании новых пластин составляет 3,7 кВт. Наименьшая потребляемая мощность 3,0...3,2 кВт характерна для пластин высотой 46...48 мм. Износ пластин (высота пластины 40...42 мм) увеличивают значение потребляемой мощности до 3,6...3,8 кВт. Износ корпуса, увеличивая утечки воздуха, уменьшает мощность сжатия. Поэтому суммарная потребляемая вакуумным насосом мощность сжатия воздуха и трения пластин практически постоянна. Уменьшение длины пластины на 1 мм (с 215 мм до 214 мм) снижает производительность насоса на 6...8 м³/ч. Передняя поверхность пластины изнашивается по нижней кромке. Обратная сторона пластины испытывает периодические местные импульсы напряжения при

прохождении линии контакта по ребру ротора. Наибольший температурный перепад наблюдается между секторами 100...180 и 280...360 градусов поворота ротора.

Спектр частот колебаний деталей вакуумных насосов (50...2000 Гц) проявляет тона средней и высокой частоты (выше 800...1000 Гц), оказывающих вредное шумовое действие. Низшая частота собственных колебаний корпуса - кругового замкнутого кольца радиусом R , моментом инерции J , модулем упругости E и массой единицы длины m_0 - определяется формулой [2] $p = 6/\sqrt{5} \sqrt{EJ/m_0} R^{-1}$ и составляет порядка 1600 Гц. Собственные частоты поперечных и крутильных колебаний ротора массой 10 кг (вал диаметром 28 мм с насаженным на него диском диаметром 120 мм), определенные по статическому прогибу вала y_0 и коэффициенту упругости c формулами $p = \sqrt{g/y_0}$ и $p = \sqrt{c/J}$, равны 145 Гц.

Наименьшую собственную частоту имеют пластины. Асботекстолитовые пластины вакуумных насосов изготавливаются на основе фенольных смол. Они отличаются повышенной жаростойкостью (до 200...220°С) и антифрикционными свойствами, прирабатывают и полируют зеркало цилиндра, улучшая объемные и энергетические показатели машин. Однако асботекстолитовые пластины в процессе работы "усыхают" и поэтому выдерживаются в течение 10...12 часов в горячем обезвоженном компрессорном масле при температуре 150...170°С и затем охлаждаются до комнатной температуры. Охлаждение сопровождается уменьшением линейных размеров асботекстолитовых заготовок вследствие частичного замещения выкипающей влаги маслом. Поэтому пластины требуют назначения припусков на механическую обработку и хранения запасных комплектов пластин в полиэтиленовых пакетах. Нарушение этих условий вызывает разбухание пластин под действием атмосферной влаги.

Пластмассовые пластины, являясь дешевыми и технологичными, характеризуются повышенной хруп-

костью. Материалом пластин ротационных машин, работающих без смазки рабочих полостей, являются разновидности искусственного графита. Малый коэффициент линейного расширения графитовых пластин устойчив при высоких температурах нагруженных деталей. Графитовая пленка, образующаяся на поверхности цилиндра, снижает скорость его износа. Однако эти пластины дорогостоящие. Технология их изготовления предусматривает высокое давление (15...20 тысяч атмосфер), температуру (1000°С...2500°С) и продолжительный цикл выдержки (несколько недель). Кроме того, продукты износа графитовых пластин могут создавать взрывоопасные смеси [3]. Поэтому асботекстолитовые пластины полнее удовлетворяют условиям эксплуатации ротационных машин.

Вероятностная форма колебаний и закон сохранения кинетической и потенциальной энергии составляют основу расчета низшей частоты собственных колебаний пластины высотой l . Выбор даже простейшей формы упругой линии (четверти волны косинусоиды $y = y_{\max} [1 - \cos(\pi x/2l)]$) дает практически достоверную частоту [4]. Потенциальная энергия упругой деформации в крайнем положении колеблющейся пластины равна ее кинетической энергии при прохождении через среднее положение. Элемент пластины массой

$dm = F \gamma dx$, колеблющийся гармонически, обладает кинетической энергией $dm \cdot \dot{y}^2 / 2 = dm (\omega y)^2 / 2$. Исходное требование принимает вид

$$(EJ/2) \int_0^l (d^2 y / dx^2)^2 dx = (F \gamma \omega^2 / 2) \int_0^l y^2 dx$$

Интегрирование вышеприведенных уравнений приводит к следующему равенству

$$1,515 F \gamma y_{\max}^2 / l^3 = 0,113 \omega^2 \gamma F \gamma y_{\max}^2$$

Откуда $\omega = 3,66 \sqrt{(EJ/\gamma F l^3)}$. Численное значение этого показателя составляет 50 Гц.

Изменению частоты собственных колебаний пластины способствует комплекс факторов - сосредоточенная продольная и распределенная поперечная нагрузки, цикличность упругости и жесткости пластины (рис. 1), мгновенные импульсы силы

и вихревые дорожки. Частота собственных колебаний пластины плотностью ρ и толщиной h , определяемая статически распределенной поперечной нагрузкой, обратно пропорциональна квадрату высоты пластины [2] $p = \pi^2 h / (2l^2) \sqrt{E/(3\rho)}$ и составляет 50 Гц. Продольная нагрузка R , сжимая пластину, уменьшает низшую частоту ее собственных колебаний по математическому выражению [5]:

$$p = \pi^2 / l^2 \sqrt{EJ/m} \sqrt{1 - Rl^2 / (\pi^2 EJ)}$$

Цикличность жесткости пластины усложняет вид частоты собственных колебаний. Максимальному вылету $2e$ удовлетворяет ее полная высота $l = (3,5...4)e$. Высота пластины Δl вне паза ротора радиусом r определяется эксцентриситетом e по выражению $\Delta l = e(1 + \cos \omega t)$. Коэффициент жесткости пластины c , перемещение которой схематически (рис. 1) ограничено скользящей втулкой (совершающей гармонические колебания амплитудой A и круговой частотой ω), оказывается функцией времени. Его значение определяется [5] по выражению

$$c = 3EJ / [2e + e(1 + \cos \omega t)]^3$$

Колебания пластины параметрические: внешнее воздействие периодического изменения жесткости пластины

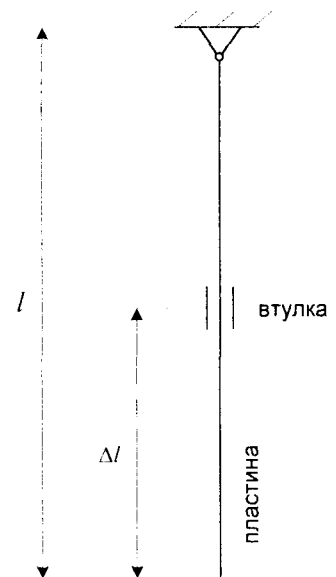


Рис. 1. Схема периодического изменения жесткости пластины при колебаниях втулки вдоль стержня.

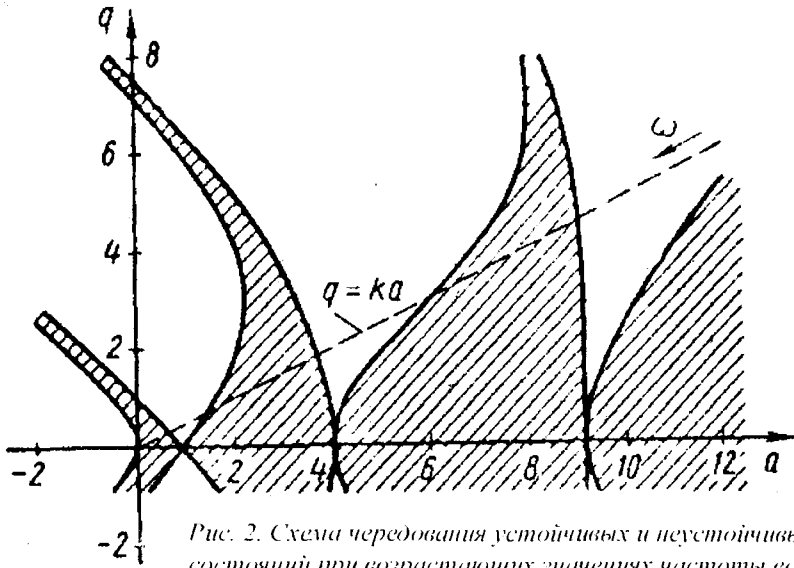


Рис. 2. Схема чередования устойчивых и неустойчивых состояний при возрастающих значениях частоты возбуждения.

включает левая часть уравнения движения

$$\ddot{y} + 3EJ / [m(3e + e \cos \omega t)] y = 0.$$

Уравнение представляется стандартной формой с постоянными параметрами a и q :

$$(d^2 y) / (dt^2) + (a - 2q \cos 2\tau) y = 0.$$

Области возрастания амплитуды колебаний пластины определяются конкретными значениями параметров и частоты возмущающей силы (рис. 2). Пластина вакуумного насоса работает при высокой температуре. Модуль упругости материала и изгибная жесткость зависят от степени нагрева. Чем выше температура, тем сильнее снижается жесткость. Поэтому собственная частота колебаний пластины от действия температуры снижается, и, сближаясь с частотой возмущающей силы, увеличивает вероятность резонанса.

Колебания пластины являются причиной ее облома по краям и износа по длине. Поломки пластин толщиной 5 мм с семикратным запасом прочности подтверждают наличие значительных силовых факторов. Физическую картину возбуждения таких колебаний дополняют аэродинамические силы, вызывающие вибрацию обтекаемой пластины. Пластина, очевидно, испытывает импульсы, перпендикулярные движению сбегаящих чередующихся вихрей (при значениях чисел Рейнольдса больших 50 [6]). Значительные

амплитуды колебаний изношенной пластины способствуют синхронизации и росту силы импульсов.

Пластина представляет собой консольную балку, подвергающуюся действию изгибных колебаний. Их воздействие проявляется продольными изломами пластины. Ее вершина, отклоняясь от положения относитель-

ного покоя, переменяется в направлении скорости скольжения по гармоническому закону $S = A \sin 2\pi f t$, м (где A – амплитуда колебаний, м; f – частота колебаний, c^{-1} ; t – время, с). Скорость колебания вершины достигает (рис. 3) существенных значений $\Delta S = dS/dt = A \cos 2\pi f t$, м/с.

Износ деталей пластинчатого вакуумного насоса обуславливает действие сил инерции и перепада давления. Кинематика движения пластин определяет механику ее трения. Пластина совершает сложное движение: вращательное и поступательное. Следовательно, сила инерции раскладывается на составляющие, пропорциональные ускорениям переносного и относительного движения, а также – ускорению Кориолиса (рис. 4):

$$P_{\Sigma} = P_{\text{ц}} + P_{\text{н}} + P_{\text{к}}.$$

где $P_{\text{ц}} = m\omega^2(\rho - l/2)$ – центробежная составляющая силы;

$P_{\text{н}} = m d^2 \rho / dt^2$ – сила инерции возвратно-поступательного движения пластины; $P_{\text{к}} = 2m\omega d\rho/dt$ – сила

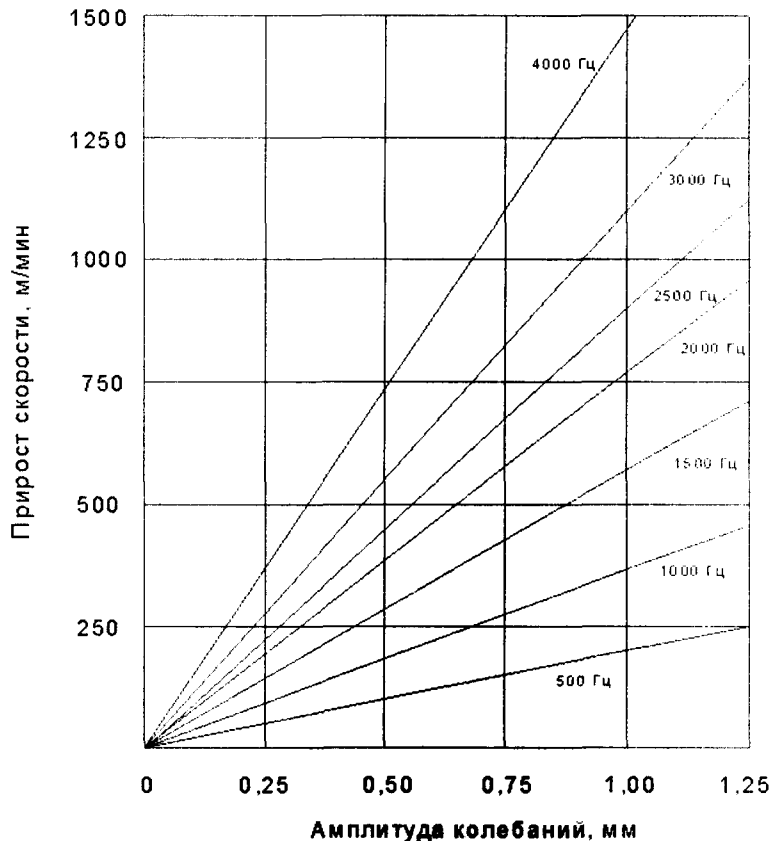


Рис. 3. Зависимость прироста скорости пластины от амплитуды и частоты колебаний.

Кориолиса: $(\rho - l/2)$ – текущий радиус-вектор центра тяжести пластины).

Подставляя значение текущего радиуса ρ , находят полные зависимости составляющих силы инерции:

$$P_n = m\omega^2 R [1 + (e/R)\cos\omega t - l/(2R) - (0,5e^2/R^2)\sin^2\omega t];$$

$$P_n = m\omega^2 R \cdot [(e/R)\cos\omega t + e^2/R^2];$$

$$P_k = m\omega^2 e \sin\omega t.$$

Скользкая пластина вызывает действие силы трения на поверхности цилиндра $F_{\mu n}$ и в пазу ротора $F_{\mu m}$. Реакция цилиндра R_n определяется системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} F_{\mu n} l + P_k l/2 - F_{2n}(\rho - r) &= 0 \\ P_k l/2 + R_n l \sin(v + \delta) - F_{2n} [l - (\rho - r)] &= 0 \\ (F_{1n} + F_{2n})\mu_p + P_n + P_n - R_n \cos(v + \delta) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

где F_{1n} и F_{2n} – реакции ротора; $F_{\mu n} = (F_{1n} + F_{2n})\mu_p$ – сила трения; μ_p – коэффициент трения пластины в пазу ротора; v –

Пластина испытывает действие силы перепада давления воздуха между соседними ячейками. Перепад давления соответствует формуле

$P_{n1}/P_{n2} = [2/(1 + \cos\varphi - (e/R)\sin^2\varphi)]^p$. Давление воздуха в ячейке резко увеличивается [3] на угле от 50° до 100° за $1/12 \dots 1/7$ времени полного поворота ротора. Площадь поверхности пластины, выступающей из паза ротора, между окнами всасывания и нагнетания, практически равна нулю. Сила давления воздуха на нее должна отсутствовать. Инерционные силы также минимальные. Однако износ этого сектора корпуса максимальный и объясняется, очевидно, следующим обстоятельством.

Фактический зазор между пластиной и пазом ротора достигает 1...2 мм. Физические процессы воздушной среды характеризуются соотношением чисел взаимных столкновений молекул и столкновений молекул со стенками ячейки. Столкновение молекул обеспечивает определенное расстояние σ между ними. Объем цилиндра диаметром σ , описываемый молекулой за 1 секунду, движущейся относительно других молекул со скоростью g_{omn} , будет равен

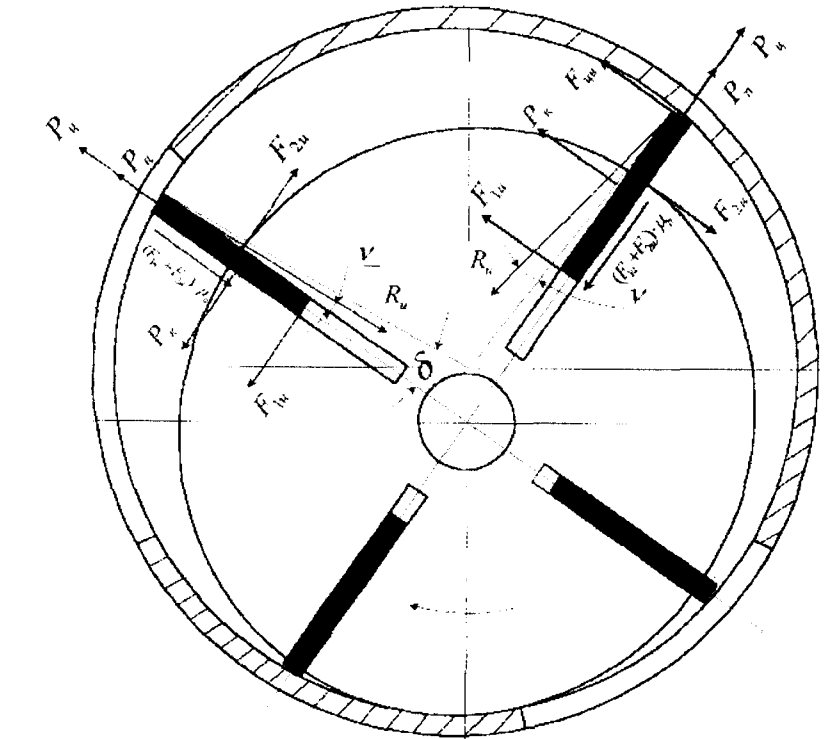


Рис. 4. Схема распределения нагрузок от силы инерции, действующих на радиальную пластину.

$\pi\sigma^2 g_{omn}$. Число столкновений в единицу времени, испытываемое молекулой, составит $\pi\sigma^2 g_{omn} N_1$ (где N_1 – число молекул в единице объема). Длина свободного пробега молекулы составит $\lambda = g_{omn} / \pi\sigma^2 g_{omn} N_1$. Относительная скорость двух сталкивающихся под углом θ молекул (со средней арифметической скоростью g_{omn}) будет равной

$$g_{omn} = \sqrt{g_{omn}^2 + g_{omn}^2 - 2g_{omn}^2 \cos\theta}.$$

Так как θ равновероятно принимает положительные и отрицательные значения [7], то произведение

$2g_{omn}^2 \cos\theta = 0$ и $\lambda = 1/\sqrt{2}\pi\sigma^2 N_1$. Из уравнения состояния идеальных газов $PV = kTN$ (где k коэффициент пропорциональности; T – абсолютная температура воздуха; N – число молекул) следует, что $N_1 = P/kT$ (так как $N_1 = N/V$). С учетом последнего соотношения получают $\lambda = kT/\sqrt{2}\pi\sigma^2 P$. Таким образом, изотермический процесс обеспечивает постоянство произведения давления и длины свободного пробега молекулы. Длина свободного пробега молекул воздуха обратно пропорциональна давлению. Максимальное

давление выхлопа достигает 100...150 кПа. Этому давлению соответствует длина свободного пробега молекул воздуха около $6,02 \cdot 10^{-8}$ м (табл. 1). Малая величина длины свободного пробега молекул воздуха и относительно большой зазор – причина воздействия давления на всю площадь пластины в пазу ротора.

Сила P_{vp} , действующая на пластину длиной L , вызвана разностью давлений Δp в соседних ячейках: $P_{vp} = l \cdot L \cdot \Delta p$. Составляющие этой силы, действующие в пазу и вне паза ротора, определяются соотношением

$(l - \Delta l)/\Delta l = (3 - \cos\omega t)/(1 + \cos\omega t)$. Сила, действующая на поверхность пластины в пазу ротора, на угле поворота, равном $90^\circ \dots 150^\circ$, в 7...20 раз превышает аналогичную силу вне ротора. Реакция цилиндра R_{vp} при действии силы P_{vp} определяется системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} F_{2vp} [l - (\rho - r)] + P_{vp} l/2 - R_{vp} \sin(v + \delta) &= 0 \\ P_{vp} l/2 + F_{2vp}(\rho - r) + F_{1vp} l &= 0 \\ (F_{1vp} + F_{2vp})\mu_p + R_{vp} \cos(v + \delta) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

где F_{1vp} и F_{2vp} – реакции ротора; $F_{\mu vp} = (F_{1vp} + F_{2vp})\mu_p$ – сила трения.

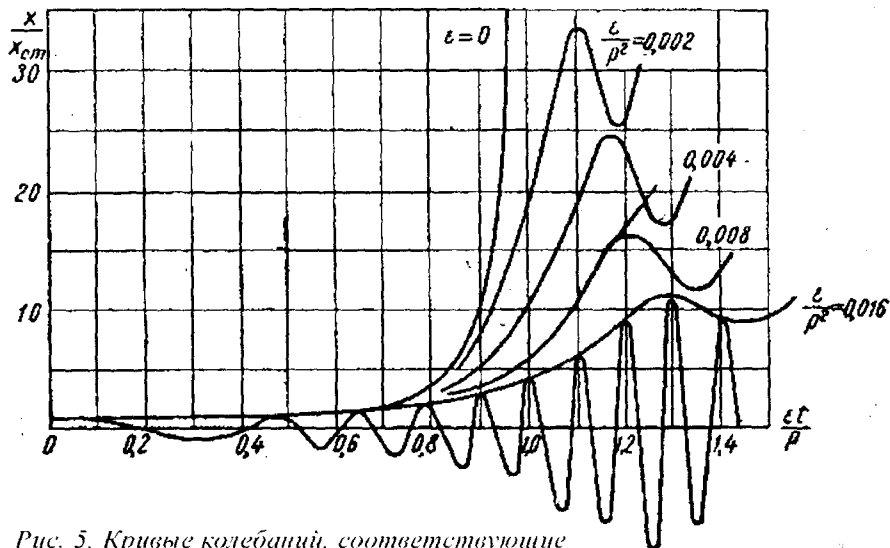


Рис. 5. Кривые колебаний, соответствующие различным скоростям резонанса.

Давление воздуха, находящегося в пазу ротора, увеличивает расчетную величину максимального напряжения пластины $\sigma_{\max} = M_{\max} / (Lh^2)$. Коэффициенты запаса прочности $n_{пр}$ и текучести $n_{тек}$, определяемые напряжениями прочности ($\sigma_{пр} = 1000 \cdot 10^6$ Па), усталости ($\sigma_1 = 200 \cdot 10^6$ Па), растяжения текстолита $\sigma = (300 \dots 400) \cdot 10^6$ Па и коэффициента качества обработки поверхности пластины ($\varepsilon = 0.8$) снижаются:

$$n_{пр} = \frac{2 \cdot \sigma_{пр} \cdot \varepsilon \cdot \sigma_1}{\sigma_{\max} \cdot \sigma_{пр} + \varepsilon \sigma_1} = \frac{2}{\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{пр}} + \varepsilon \frac{\sigma_1}{\sigma_{пр}}}$$

$$= \frac{1000 \cdot 10^6 \cdot 0.8 \cdot 200 \cdot 10^6}{1000 \cdot 10^6 + 0.8 \cdot 200 \cdot 10^6} = \frac{275 \cdot 10^6}{\sigma_{\max}}$$

$$n_{тек} = \frac{2\varepsilon \cdot \sigma_{тек}}{1 + \varepsilon \cdot \sigma_{\max}} \geq \frac{2\varepsilon}{1 + \varepsilon} \cdot \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}}$$

$$= \frac{2 \cdot 0.8 \cdot 310 \cdot 10^6}{(1 + 0.8) \cdot \sigma_{\max}} = \frac{275 \cdot 10^6}{\sigma_{\max}}$$

Это давление является причиной возникновения периодических мгновенных импульсов, и, как следствие, просачивания воздуха через щель между пластиной и боковой поверхностью паза ротора. Длительность действия силы мгновенного импульса принимается равной нулю. Колебания, вызываемые такими импульсами, соответствуют собственной частоте колебаний пластины. Влияние давления явственнее проявляют наклонные пластины, располагающиеся большей частью высоты в пазу ротора. Максимальное отношение эксцентриситета и высоты новой радиальной пластины достигает 0.28, а тангенциальной – лишь 0.20. Угол наклона пластины, равный углу трения ($\approx 30^\circ$), увеличивает конструктивную высоту и срок службы пластины, снижает вероятность защемления и облегчает ее поступательное движение. Однако износ по толщине наклонных пластин увеличивает амплитуду вибрации.

Одна из причин волнообразного износа корпуса – гармонический характер сил упругости воздушной среды пазов. Амплитуда вызываемых ими колебаний является медленно меняющейся функцией времени. Действие силы переменной частоты при пуске и остановке насоса также формирует начальную волнистость поверхности корпуса. Наличие двух профилей изменяет траекторию скольжения пластины. Она определенное время движется без соприкосновения с поверхностью корпуса. Последующее место удара пластины способствует появлению нового углубления и увеличению шума. Рассматриваемые периоды характеризуются колебаниями, развивающимися в процессе изменения угловой скорости вращения ротора. Процессы разгона и остановки ротора проходят через резонанс. Амплитудное значение возмущающей силы при ускорении ε пропорционально эксцентриситету e и квадрату частоты $R(t) = me(\varepsilon t)^2 \sin(\varepsilon t^2 / 2)$. Колебания, вызванные такой силой, отображаются линейными дифференциальными уравнениями. Их решение для подобных технических систем смещает максимальную амплитуду колебаний при разгоне в

Рис. 6. Перемещение площадки контакта радиальной пластины с поверхностью корпуса.

Рис. 6. Перемещение площадки контакта радиальной пластины с поверхностью корпуса.

сторону больших частот, а при остановке – в сторону меньших частот [5]. Увеличение скорости перехода (рис. 5) снижает максимум амплитуды.

Скорость скольжения определяется также направлением движения площадки трения. Площадь контакта пластины с корпусом насоса перемещается по поверхности ее ребра [3]. Изменение направления движения площадки трения происходит дважды за один оборот ротора, причем время ее движения против вращения больше времени по ходу пластины. Две эти точки определяются пересечением равных текущего радиуса и радиуса корпуса. Места волнообразного износа совпадают с этими точками. Интенсивность этого износа определяется величиной радиуса закругления конца пластины. Две другие зоны волнообразного износа определяются положением экстремумов скорости скольжения пластины (рис. 6). Максимальный износ соответствует минимальной скорости. Пе-

ременная скорость скольжения асботекстолитовой пластины определяет значение коэффициента трения. Коэффициенты трения 0,23 и 0,13 соответствуют, например, скоростям скольжения 6 и 16 м/с. Падающий участок характеристики силы сухого трения, как известно, является причиной фрикционных автоколебаний.

ВЫВОДЫ:

Вибрационный износ деталей вакуумного насоса наибольший при работе на предельном давлении. Износ пластины по высоте изменяет величину потребляемой мощности (до 0,1 кВт/мм), по длине – снижает быстроту действия насоса (до 6...8 м³/ч·мм), по толщине – определяет ресурс пластины и интенсивность волнообразного износа корпуса. Нормативно-техническая и эксплуатационная документация ротационной машины должна включать величину эксцентриситета, определяющего допустимую степень износа пластин по высоте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мжельский П.И. Вакуумные насосы для доильных установок.-М.: Машиностроение. 1974, 152 с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов.- М.: Высш.школа. 1980.- 408 с., ил.
3. Головинцов А.Г., Румянцев В.А., Ардашев В.И. и др. Ротационные компрессоры. - М.: Машиностроение. 1964, 315 с.
4. Житомирский В.К. Механические колебания и практика их устранения – М.: "Машиностроение", 1966. - 176 с.
5. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний.-М.: Машиностроение, 1967-316с., ил.
6. Малов Н.Н. Основы теории колебаний. Пособие для учителей. М.: "Машиностроение", 1971
7. Основы вакуумной техники: Учебник для техникумов/А.И.Пинко, В.Я.Плисковский, Б.И.Королев, В.И.Кузнецов./ – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981.– 432 с., ил.

РЕЗЕРВЫ СНИЖЕНИЯ СЕБЕСТОИМОСТИ ПРОИЗВОДСТВА КАРТОФЕЛЯ

А.Л. РАПИНЧУК, к.т.н.; Д.И. КОМЛАЧ (УП БелНИИМСХ)

Как известно, себестоимость продукции - важнейший показатель эффективности производства. Она определяет размер чистого дохода, уровень рентабельности, окупаемость капитальных вложений.

Зададимся вопросом, возможно ли в нынешних условиях, при сложившемся уровне цен на технику и покупные материалы, производить картофель, как в экономически развитых странах - себестоимостью 0,05...0,08 \$ за килограмм? Каково влияние составляющих на себестоимость его производства и есть ли реальная возможность их снижения?

Проведем расчет и анализ себестоимости картофеля, возделываемого по базовой технологии, с планиру-

емой урожайностью 250 ц/га. Основной для расчета будет операционно-технологическая карта, при составлении которой максимально использовались энергосредства и сельскохозяйственная техника, выпускаемые в Беларуси. Цены (в долларовом эквиваленте) на технику взяты по состоянию на март 2002 года. При расчетах принималась стоимость дизельного топлива - 0,24\$/кг, бензина - 0,245\$/кг, электроэнергии - 0,031\$/кВт·ч., стоимость человека-часа механизатора и вспомогательного рабочего соответственно 0,5 - 0,9 и 0,35 - 0,6 \$.

Итак, себестоимость производства картофеля определяем согласно общепринятой методике:

$$S = \frac{Z_{оп} + Z_{мат} + Z_{хв} + Z_{св} + Z_{оп} + Z_{св} + Z_{оп} + Z_{оп}}{H_{ур}} \quad (1)$$

где $Z_{ох}$ - общехозяйственные затраты; $Z_{оп}$ - общепроизводственные затраты; $Z_{доп}$ - дополнительные затраты; $Z_{оп}$, $Z_{мат}$, $Z_{хв}$, $Z_{св}$ - соответственно затраты на приобретение органических удобрений, минеральных удобрений, агрохимикатов, семян; $Z_{экс}$ - эксплуатационные затраты; $H_{ур}$ - планируемая урожайность картофеля.

Согласно среднестатистическим данным, принимаем:

$$Z_{ох} + Z_{оп} + Z_{доп} = 22\% Z_{экс} \quad (2)$$

Затраты на покупные материалы представлены в таблице 1, результаты расчета операционно-технологической карты - в таблице 2.

Для более наглядного представления распределения затрат по видам полевых работ (табл.2) представим