

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НА ПРИВОД МАСЛОИЗГОТОВИТЕЛЯ С ГИБКИМ ВИБРОПРИВОДОМ

Яшин Александр Владимирович, канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой «Механизация технологических процессов в АПК», ФГБОУ ВО Пензенский ГАУ.

440014, г. Пенза, ул. Ботаническая, 30.

E-mail: yashin.a.v@pgau.ru

Польвяный Юрий Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механизация технологических процессов в АПК», ФГБОУ ВО Пензенский ГАУ.

440014, г. Пенза, ул. Ботаническая, 30.

E-mail: jupolyvyanyy@mail.ru

Мишанин Александр Леонидович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Сельскохозяйственные машины и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Самарская ГСХА.

446442, Самарская область, п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

E-mail: mishanin_al@mail.ru

Хорев Павел Николаевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механизация технологических процессов в АПК», ФГБОУ ВО Пензенский ГАУ.

440014, г. Пенза, ул. Ботаническая, 30.

E-mail: xpn.75@mail.ru

Ключевые слова: мощность, вибропривод, маслоизготовитель, мембрана, сбивание, сливки, гибкий, сливочное.

Цель исследований – совершенствование технологического процесса сбивания сливочного масла и разработка конструкции маслоизготовителя. В статье представлено обоснование конструкции маслоизготовителя с гибким виброприводом, которая является принципиально новой и способной устранить недостатки существующих конструкций, а именно повысить производительность, снизить затраты мощности и энергоемкости сбивания сливочного масла в пределах, установленных требованием ГОСТ на отход жира в пахту не более 0,4%. В виду сложности технологического процесса сбивания сливочного масла, основным оценочным энергетическим показателем является потребная мощность привода маслоизготовителя. В связи с этим представлен силовой анализ, где рассмотрены силы, действующие в маслоизготовителе при его работе и получена формула для определения мощности на привод маслоизготовителя с гибким виброприводом с учетом классических принципов теории механизмов и машин по замещению масс кривошипно-шатунного механизма с трехточечной на двухточечную, т.е. с использованием деления масс на вращательные и возвратно-поступательные массы механизма сбивания маслоизготовителя с гибким виброприводом. Произведен расчет мощности на привод маслоизготовителя с гибким виброприводом с учетом изменения угла поворота кривошипа $\varphi = 0 \dots 360$ град, полученные значения представлены в виде графика зависимости мощности на приводе от угловой скорости и радиуса кривошипа при заданных углах поворота кривошипа. Определено максимальное (пиковое) значение мощности на привод – 125 Вт. С учетом полученных результатов для привода модели маслоизготовителя с гибким виброприводом были приняты электродвигатель АИРЕ 56В4 и редуктор SG 62.

POWER DETERMINATION TO THE DRIVE OF MILKCHURNS WITH THE FLEXIBLE VIBRODRIVE

Yashin A. V., cand. of techn. sciences, associate professor of the department «Mechanization of technological processes in agrarian and industrial complex», FSBEI HE Penza SAU.

440014, Penza, Botanicheskaya, 30 str.

E-mail: yashin.a.v@pgau.ru

Polyvyany Y. V., cand. of techn. sciences, associate professor of the department «Mechanization of technological processes in agrarian and industrial complex», FSBEI HE Penza SAU.

440014, Penza, Botanicheskaya, 30 str.

E-mail: jupolyvyanyy@mail.ru

Mishanin A. L., cand. of techn. sciences, associate professor of the department «Farm vehicles and mechanization of livestock production», FSBEI HE Samara SAA.

446442, Samara region, settlement Ust-Kinelsky, Uchebnaya, 2 str.

E-mail: mishanin_al@mail.ru

Horev P. N., cand. of techn. sciences, associate professor of the department «Mechanization of technological processes in agrarian and industrial complex», FSBEI HE Penza SAU.

440014, Penza, Botanicheskaya, 30 str.

E-mail: xpn.75@mail.ru

Keywords: power, vibrodrive, milkchurn, membrane, churning, cream, flexible, creamy.

The purpose of the research is to improve the technological process of churning butter and develop the design of the milkchurn. The article presents the rationale for the design of the milkchurn with a flexible vibrodrive that is fundamentally new and capable to eliminate shortcomings of existing structures, namely, increasing productivity, reducing the power and energy consumption of churning butter within the limits established by GOST requirement for fat in the buttermilk less than 0.4%. The technological process of churning butter being complex, the main evaluation energy indicator is the required drive power of the milkchurn. In this connection the power analysis is made where the power in the milkchurn during the operation is studied. We got the formula for determining the power to the drive of the milkchurn with a flexible vibrodrive, taking into account the classical principles of the mechanisms and machines theory of replacing the masses of a crank-connecting rod mechanism with three-point to two-point, that is, using the division of mass into rotational and reciprocating masses of the churning mechanism in the milkchurn with a flexible vibrodrive. The power to the drive of the milkchurn with a flexible vibrodrive taking into account the angle change in rotation of the crank $\varphi = 0 \dots 360$ deg. was calculated, the obtained values are presented in the graph of power dependence to the drive on the angular velocity and the radius of the crank at a given angle of crank rotation. The maximum (peak) power value per drive is 125 W. Taking into account the results obtained, the electric motor AIRE 56V4 and redactor SG 62 were adapted to the model drive of the milkchurn with a flexible vibrodrive.

Исследованиям маслоизготовителей уделено достаточно большое внимание [2-6]. Различная трактовка механизма процесса образования масляного зерна привела к значительному количеству конструкций маслоизготовителей. Обзор маслоизготовителей периодического действия, с рабочими органами в виде вращающейся емкости, показывает, что процесс образования масляного зерна продолжителен по времени (30...120 мин). Применение быстродействующих маслобоек, с рабочими органами в виде вращающихся лопастей, снижает время сбивания, но приводит к повышенному отходу жира в пахту (1...3%) и энергозатратам. Таким образом, совершенствование технологического процесса и разработка конструкции маслоизготовителя, позволяющие снизить энергоёмкость сбивания сливочного масла и повысить степень использования молочного жира, является актуальной и практически значимой для аграрного производства задачей.

В связи этим для уменьшения потерь сливочного масла из-за его налипания на механизм сбивания и снижения энергоёмкости сбивания предлагается принципиально новая конструкция, механизм сбивания которой выполнен в виде мембраны, одновременно являющейся дном емкости, которая совершает периодические колебательные движения посредством кривошипно-шатунного механизма.

Цель исследований – совершенствование технологического процесса сбивания сливочного масла и разработка конструкции маслоизготовителя.

Задача исследований – установление зависимости по определению мощности на привод маслоизготовителя с гибким виброприводом и определение числовых значений мощности на привод для модели маслоизготовителя с гибким виброприводом.

Материалы и методы исследований. На кафедре «Механизация технологических процессов в АПК» ФГБОУ ВО Пензенского ГАУ разработан и апробирован макет конструкции маслоизготовителя с гибким виброприводом [3, 4]. Предложенная конструкция позволяет снизить энергоёмкость сбивания сливочного масла в виду интенсификации технологического процесса сбивания сливочного масла из-за возбуждения вибрационного воздействия на обрабатываемый продукт (сливки) предложенным механизмом сбивания в горизонтально установленной емкости, для

чего рассмотрены силы, действующие при работе маслоизготовителя [2-6] (рис. 1). Пусть в ёмкость 5 залит некоторый объём сливок, высота которого составляет $H_{сл.}$. Сила давления на механизм сбивания, состоящий из мембраны 4 с жестким центром 3, шатуна 2 и кривошипа 1, действует вертикально вниз, ее модуль определяется по формуле [1]:

$$F_p = p \cdot S_{эф.}, \text{ Н}, \quad (1)$$

где p – давление на мембрану с жестким центром, Па;

$S_{эф.}$ – эффективная площадь мембраны с жестким центром, м².

$$S_{эф.} = \frac{\pi}{12} (D^2 + D \cdot d + d^2),$$

где D – диаметр мембраны (ёмкости), м;

d – диаметр жесткого центра, м.

Давление на мембране с жестким центром определяется, с учетом основного уравнения гидростатики, по формуле:

$$p = p_0 + \rho_{сл.} \cdot g \cdot H_{сл.}, \text{ Па}, \quad (2)$$

где p_0 – давление на свободной поверхности сливок, Па;

$\rho_{сл.}$ – плотность сливок, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$H_{сл.}$ – высота сливок, м.

Давление p_0 на свободной поверхности сливок, первое слагаемое в формуле (2), изменяется за один оборот кривошипа. В первоначальный момент времени, когда сливки при открытой крышке заливают в ёмкость, мембрана с жестким центром, шатуном и кривошипом, займут крайнее нижнее положение OA_1B_1 (рис. 1, а) и после герметичного закрытия крышкой ёмкости избыточное давление на свободной поверхности сливок составит $p_0 = 0$. При перемещении мембраны с жестким центром, шатуна и кривошипа в крайнее верхнее положение OA_3B_3 избыточное давление на свободной поверхности сливок повысится до $p_0 = p_{ман}$, образуемое в результате сжатия воздуха над свободной поверхностью сливок при отсутствии сжимаемости последних. При этом избыточное давление на свободной поверхности сливок, при условии, что перемещение мембраны с жестким центром подобно ползуну, т.е. без учета прогиба мембраны, составит:

$$p_0 = p_{ман} = \rho_v \cdot g \cdot (y - 2 \cdot R), \text{ Па}, \quad (3)$$

где ρ_v – плотность воздуха, кг/м³;

y – перемещение мембраны с жестким центром, м.

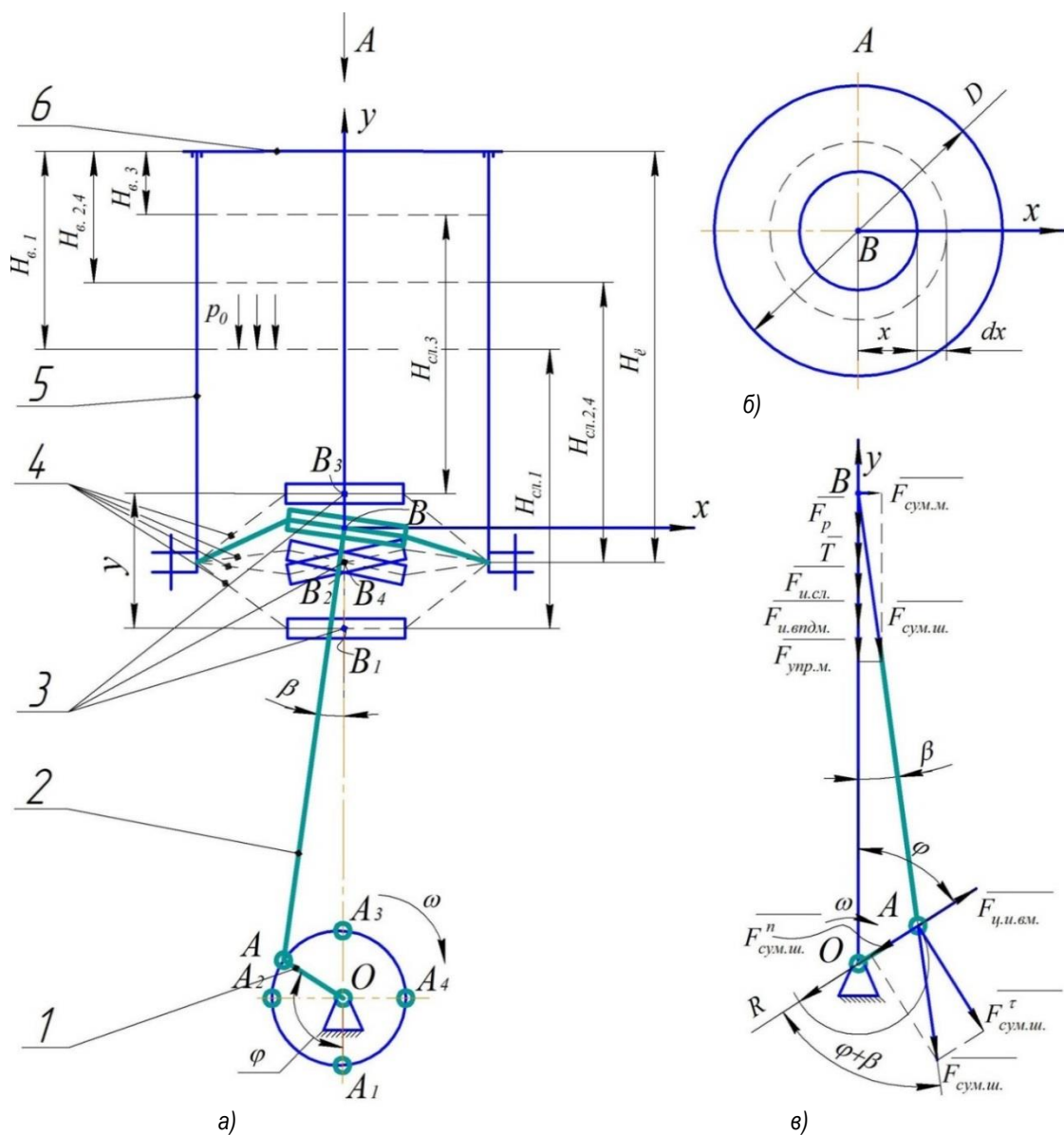


Рис. 1. Схема к определению потребной мощности на привод маслоизготовителя:

а) – схема маслоизготовителя для определения силы давления в точке В жесткого центра; б) – вид А схемы маслоизготовителя сверху при снятой крышке для определения силы внутреннего трения сливок; в) – схема сил, действующих в маслоизготовителе: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – жесткий центр; 4 – мембрана; 5 – емкость; 6 – крышка

В формуле (2) второе слагаемое является величиной постоянной и не изменяется на всем протяжении сбивания сливок, так как при изменении высоты обрабатываемого продукта изменяется и его плотность:

$$\rho_{сл} \cdot g \cdot H_{сл} = \rho_{нс} \cdot g \cdot H_{нс}, \text{ Па}, \quad (4)$$

где $\rho_{нс}$ – плотность полидисперсной смеси (промежуточное состояние обрабатываемого продукта при сбивании между сливками и пахтой с масляным зерном), кг/м³;

$H_{нс}$ – высота полидисперсной смеси, м.

Тогда сила давления на механизм сбивания с учетом формул (1-4) и ряда преобразований [2, 8-10] составит:

$$F_p = \frac{\pi \cdot g}{12} \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \times \left(\rho_g \cdot (R \cdot ((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)) - 2 \cdot R) - \rho_{сл} \cdot H_{сл} \right), \text{ Н}. \quad (5)$$

Сила внутреннего трения сливок (рис. 1, б) направлена в сторону, противоположную движению её слоёв, модуль которой определяется по формуле [6]:

$$T = \mu_{cl} \cdot S_c \cdot \frac{dv_c}{dx}, \text{ Н}, \quad (6)$$

где μ_{cl} – динамическая вязкость сливок, Па·с;

S_c – площадь поверхности трущихся слоев, м²;

$\frac{dv_c}{dx}$ – градиент скорости, с⁻¹;

dv_c – дифференциал скорости смещения слоев сливок относительно друг друга, м/с;

dx – дифференциал расстояния между соседними слоями сливок, м.

Так как емкость цилиндрическая, дном которой является движущаяся мембрана с жёстким центром (образующие линии равного выхода скорости – в виде концентрично расположенных окружностей при условии, что мембрана с жестким центром движется при бесконечно большой длине шатуна $L \rightarrow \infty$, т.е. при $\lambda = \frac{R}{L} \rightarrow 0$), то площадь поверхности трущихся слоёв определяется, как площадь боковой поверхности цилиндра:

$$S_c = 2 \cdot \pi \cdot H_{cl} \cdot x, \text{ м}^2, \quad (7)$$

где x – расстояние до поверхности трущихся слоев, м.

Скорость слоя сливок при расстоянии до поверхности трущихся слоев $x = 0$ принимаем равной скорости жесткого центра $v_c = \dot{y}$, а при расстоянии до поверхности трущихся слоев $x = \frac{D}{2}$, т.е. на стенке емкости, скорость смещения слоев сливок относительно друг друга $v_c = 0$.

Представим формулу (6) с учетом (7) и сделанных замечаний, произведя разделение переменных и проинтегрировав полученное дифференциальное уравнение, для переменной при dx от 0 до $\frac{D}{2}$, а для $d\dot{y}$ от \dot{y} до 0, получим:

$$T = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu_{cl} \cdot H_{cl} \cdot \dot{y}}{\ln\left|\frac{D}{2}\right| - \ln|0|}, \text{ Н}. \quad (8)$$

В формуле (8) $\ln|0| = -\infty$, таким образом сила внутреннего трения сливок стремится к нулю $T \approx 0$. Следовательно, силу внутреннего трения сливок можно исключить из дальнейшего рассмотрения в виду ее малого значения.

Сила упругости мембраны направлена в противоположную сторону от направления ее движения, модуль определяется по формуле [1]:

$$F_{упр.м.} = \frac{16 \cdot w_m \cdot C_m}{A_m \cdot D^2}, \text{ Н}, \quad (9)$$

где w_m – прогиб мембраны в ее центре, м;

C_m – цилиндрическая жесткость мембраны, Н·м,

$$C_m = \frac{E_m \cdot h_m}{12 \cdot (1 - \mu_m)},$$

A_m – коэффициент, зависящий от размера мембраны,

$$A_m = \frac{(D^2 - d^2)}{4 \cdot \pi \cdot D^2} - \frac{\ln^2 \frac{D}{d}}{\pi \cdot \left(\frac{D^2}{d^2} - 1\right)},$$

E_m – модуль упругости материала мембраны, Па;

h_m – толщина мембраны, м;

μ_m – коэффициент Пуассона для материала мембраны.

Прогиб мембраны в ее центре является величиной переменной, зависящей от угла поворота φ кривошипа и соответственно от перемещения Y жесткого центра, с учетом [7-9] составит:

$$w_m = R \cdot ((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)) - R, \text{ м.} \quad (10)$$

Сила упругости мембраны с учетом формул (9), (10) и ряда преобразований составит:

$$F_{упр.м.} = \frac{4 \cdot E_m \cdot h_m \cdot (R \cdot ((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)) - R)}{3 \cdot (1 - \mu_m) \left(\frac{(D^2 - d^2)}{4 \cdot \pi} - \frac{D^2 \cdot \ln^2 \frac{D}{d}}{\pi \cdot \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right)} \right)}, \text{ Н.} \quad (11)$$

Сила инерции столба сливок направлена противоположно ускорению столба сливок или мембране с жестким центром, модуль которой определяется по формуле [6-9]:

$$F_{у.сл.} = \rho_{сл} \cdot H_{сл} \cdot S_{эф} \cdot \ddot{y}, \text{ Н.} \quad (12)$$

Тогда сила инерции столба сливок с учетом формулы (2) [6-9] определяется по формуле:

$$F_{у.сл.} = \frac{\pi}{12} \cdot \rho_{сл} \cdot H_{сл} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н.} \quad (13)$$

При определении величин сил инерции, возникающих в результате движения частей кривошипно-шатунного механизма, необходимо предварительно найти соответствующие массы. При этом для упрощения заменим действительные массы движущихся частей системой масс, динамически эквивалентных реальной системе [7-9].

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс (масса мембраны, масса жесткого центра, масса шатуна, сосредоточенная в месте его крепления к мембране с жестким центром) направлена противоположно движению перечисленных элементов, модуль которой определяется по формуле:

$$F_{у.впдм} = m_{впдм} \cdot \ddot{y}, \text{ Н,} \quad (14)$$

где $m_{впдм} = m_m + m_{жц} + m_{ш}$ – масса возвратно-поступательно движущихся элементов, кг;

m_m – масса мембраны, кг;

$m_{жц}$ – масса жесткого центра, кг;

$m_{ш}$ – масса шатуна, сосредоточенная в месте его крепления к мембране с жестким центром, кг.

Тогда сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс в окончательном виде определится по формуле:

$$F_{у.впдм} = (m_m + m_{жц} + \frac{1}{3} \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н.} \quad (15)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс (масса оси кривошипа и масса шатуна, сосредоточенная в месте его соединения с кривошипом) направлена по радиусу кривошипа, модуль которой определяется по формуле:

$$F_{ц.вм} = m_{ц.вм} \cdot a_{ц.вм}, \text{ Н.} \quad (16)$$

где $m_{ц.вм} = m_{ок} + m_{2ш}$ – масса элементов, участвующих во вращательном движении, кг;

$a_{ц.вм}$ – центробежное ускорение вращающихся элементов, м/с².

$m_{ок}$ – масса оси кривошипа, кг;

$m_{2ш}$ – масса шатуна, сосредоточенная в месте его соединения с кривошипом, кг.

Тогда центробежная сила инерции вращающихся масс в окончательном виде определится по формуле:

$$F_{ц.и.вм} = (m_{ок} + \frac{2}{3} \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega^2, \text{ Н.} \quad (17)$$

Геометрическая сумма сил (давления на механизм сбивания \bar{F}_p , внутреннего трения сливок \bar{T} , инерции столба сливок $F_{и.сл.}$ и инерции возвратно-поступательно движущихся масс $\bar{F}_{и.внд.м}$), действующих по оси ou (рис. 1, в) определится их равнодействующей – суммарной силой:

$$\bar{F}_{сум.} = \bar{F}_p + \bar{T} + \bar{F}_{упр.м.} + \bar{F}_{и.сл.} + \bar{F}_{и.внд.м}, \text{ Н.} \quad (18)$$

Спроецируем величины уравнения (18) на ось ou , учитывая знакопеременное направление векторных величин:

$$\begin{aligned} F_{сум.} = & \frac{\pi \cdot g}{12} \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot (\rho_e \cdot R \cdot ((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)) - \rho_{сл} \cdot H_{сл}) + \\ & + \frac{4 \cdot E_m \cdot h_m \cdot R \cdot ((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi))}{3 \cdot (1 - \mu_m) \left(\frac{(D^2 - d^2)}{4 \cdot \pi} - \frac{D^2 \cdot \ln^2 \frac{D}{d}}{\pi \cdot \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right)} \right)} + \\ & + \frac{\pi}{12} \cdot \rho_{сл} \cdot H_{сл} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) + \\ & + (m_m + m_{ж.ц.} + \frac{1}{3} \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н.} \end{aligned} \quad (19)$$

Данная сила может быть разложена на две составляющие:

- по направлению, перпендикулярному оси ou , действующая на мембрану

$$F_{сум.м.} = F_{сум.} \cdot \text{tg} \beta, \text{ Н;} \quad (20)$$

- по направлению продольной оси шатуна

$$F_{сум.ш.} = \frac{F_{сум.}}{\cos \beta}, \text{ Н.} \quad (21)$$

Перенесем силу $F_{сум.ш.}$ вдоль продольной оси шатуна из точки B в точку A и разложим ее на две составляющие:

- нормальную, направленную по радиусу кривошипа

$$F_{сум.ш.}^n = F_{сум.ш.} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н;} \quad (22)$$

- тангенциальную, направленную перпендикулярно радиусу кривошипа в сторону его вращения

$$F_{сум.ш.}^\tau = F_{сум.ш.} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н.} \quad (23)$$

Суммарная сила $F_{сум.м.}$, действующая на мембрану, стремится сместить жесткий центр к стенке емкости в противоположную сторону от растягивающейся части мембраны. Нормальная сила $F_{сум.ш.}^n$ сжимает или растягивает кривошип и передается подшипникам кривошипа в точке O . Центробежная сила инерции вращающихся масс $F_{ц.и.вм}$ растягивает кривошип и передается подшипникам кривошипа в точке O . Тангенциальная сила $F_{сум.ш.}^\tau$ является единственной силой с плечом, равным радиусу R вращения кривошипа, создающей вращающий момент:

$$M_{вр.} = F_{сум.ш.} \cdot R \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (24)$$

Мощность на привод маслоизготовителя определится как произведение вращающего момента на угловую скорость кривошипа и на коэффициент запаса:

$$N_{np.} = \kappa_3 \cdot F_{сум.} \cdot R \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Вт}, \quad (25)$$

где κ_3 – коэффициент запаса мощности, учитывающий затраты мощности на холостой ход.

Результаты исследований. Окончательно мощность на привод маслоизготовителя при коэффициенте запаса мощности $\kappa_3 = 1,2$ определится по формуле:

$$\begin{aligned} N_{np.} = \kappa_3 \cdot & \left(\frac{\pi \cdot g}{12} \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot (\rho_g \cdot R \cdot ((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)) - \rho_{cl} \cdot H_{cl}) + \right. \\ & + \frac{4 \cdot E_m \cdot h_m \cdot R \cdot ((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi))}{3 \cdot (1 - \mu_m) \left(\frac{(D^2 - d^2)}{4 \cdot \pi} - \frac{D^2 \cdot \ln^2 \frac{D}{d}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \right)} + \\ & + \frac{\pi}{12} \cdot \rho_{cl} \cdot H_{cl} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) + \\ & \left. + (m_m + m_{ж.ч.} + \frac{1}{3} \cdot m_u) \cdot R \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \right) \times \\ & \times R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda \cdot \sin \varphi}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right), \text{ Н}. \quad (26) \end{aligned}$$

Для определения максимальной мощности на привод маслоизготовителя необходимо правую часть формулы (26) приравнять к нулю, затем определить производную от этой функции по φ . После этого определить критические точки, где полученная функция после дифференцирования равна нулю или не существует (при этом рассматриваем область действительных значений). Затем исследовать интервалы справа и слева от полученных точек для определения знака производной функции. Так как нам необходимо определение максимального значения, то рассматривать необходимо только интервалы, где знак производной функции положителен или ее значение равно $+\infty$. Однако, полученная функция является сложной для ее исследования и определения экстремума. Поэтому необходимо задаться постоянными величинами и произвести расчет с учетом изменения угла поворота кривошипа $\varphi = 0 \dots 360$ град, полученные значения представить в виде графика $N_{np} = f(\varphi)$ (рис. 2), после чего определить максимальное значение потребной мощности на привод маслоизготовителя для необходимости проектирования привода.

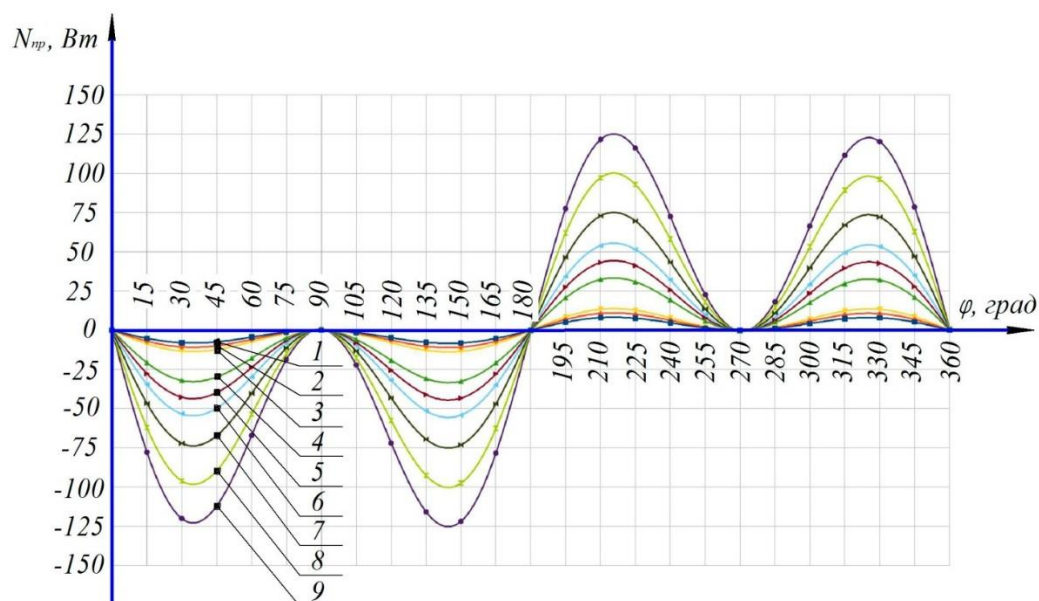


Рис. 2. График зависимости мощности на приводе $N_{пр}$ от угловой скорости ω и радиуса кривошипа R при угле поворота кривошипа φ :

- 1 – при $R = 0,003$ м и $\omega = 30$ с⁻¹; 2 – при $R = 0,003$ м и $\omega = 40$ с⁻¹; 3 – при $R = 0,003$ м и $\omega = 50$ с⁻¹;
 4 – при $R = 0,006$ м и $\omega = 30$ с⁻¹; 5 – при $R = 0,006$ м и $\omega = 40$ с⁻¹; 6 – при $R = 0,006$ м и $\omega = 50$ с⁻¹;
 7 – при $R = 0,009$ м и $\omega = 30$ с⁻¹; 8 – при $R = 0,009$ м и $\omega = 40$ с⁻¹; 9 – при $R = 0,009$ м и $\omega = 50$ с⁻¹

Исходя из полученных результатов, принимаем для модели маслоизготовителя с гибким виброприводом электродвигатель АИРЕ 56В4 (мощность 180 Вт и частота вращения 1500 мин⁻¹) с редуктором SG 62 (передаточное число 8) [8-10], для установленной угловой скорости кривошипа ω от 30 с⁻¹ до 50 с⁻¹ [9].

Заключение. Установлена зависимость по определению мощности на привод модели маслоизготовителя с гибким виброприводом (26), в результате расчета по которой определены значения в зависимости от изменения конструктивных, кинематических и технологических параметров.

В рассматриваемом диапазоне варьирования значений факторов (параметров) определено максимальное (пиковое) значение мощности на привод – 125 Вт. С учетом полученных результатов для привода модели маслоизготовителя с гибким виброприводом были приняты электродвигатель АИРЕ 56В4 и редуктор SG 62.

Библиографический список

1. Водяник, В. И. Эластичные мембраны. – М. : Машиностроение, 1974. – 136 с.
2. Мишанин, А. Л. Способ стабилизации процесса экструзии / В. В. Новиков, И. В. Успенская, Д. В. Беляев // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – 2007. – № 3. – С. 167-168.
3. Парфенов, В. С. Инновационное предложение производства сливочного масла для малых сельскохозяйственных товаропроизводителей / В. С. Парфенов, А. В. Яшин, В. Н. Стригин, Ю. В. Польшивяный // Актуальные проблемы агроинженерии и их инновационные решения : сборник научных трудов междунар. науч.-практич. конф. – Рязань : РГАТУ, 2013. – С. 223-228.
4. Парфенов, В. С. Устройство для изготовления сливочного масла / В. С. Парфенов, А. В. Яшин, Ю. В. Польшивяный // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего. – Пенза : Изд-во Пензенского ГТУ, 2014. – № 6(22). – С. 177-180.
5. Пат. 2366166 Российская Федерация, МПК А 01J 15/00. Устройство для получения сливочного масла / Яшин А. В., Парфенов В. С., Стригин В. Н. – № 2008113909/13 ; заявл. 08.04.2008 ; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 25. – 4 с.
6. Польшивяный, Ю. В. Маслоизготовитель периодического действия / Ю. В. Польшивяный, В. С. Парфенов, А. В. Яшин // Восьмой Саратовский салон изобретений, инноваций и инвестиций : сборник инновационных проектов. – Саратов : Буква, 2013. – С. 136.

7. Стригин, В. Н. К вопросу инженерного расчета маслоизготовителя периодического действия / В. Н. Стригин, В. С. Парфенов, А. В. Яшин [и др.] // *Нива Поволжья*. – 2009. – № 2 (11). – С. 67-71.
8. Яшин, А. В. Некоторые результаты теоретических исследований маслоизготовителя с гибким виброприводом / А. В. Яшин, С. А. Бирюзов // *Инновационные идеи молодых исследователей для агропромышленного комплекса России : сборник статей Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых*. – Пенза : РИО ПГАУ, 2017. – Том III. – С. 180-184.
9. Яшин, А. В. Теоретический анализ движения рабочего органа маслоизготовителя / А. В. Яшин, С. А. Бирюзов // *Ресурсосберегающие технологии и технические средства для производства продукции растениеводства и животноводства : сборник статей III Международной научно-практической конференции*. – Пенза : РИО ПГАУ, 2017. – С. 137-142.
10. Яшин, А. В. Теоретическое обоснование амплитуды колебаний мембраны и угловой скорости кривошипа маслоизготовителя с гибким виброприводом / А. В. Яшин, Ю. В. Польшваный // *Нива Поволжья*. – 2017. – №4 (45). – С. 181-187.

Bibliography

1. Vodyanik, V. I. Elastic membranes. – M. : Mechanical Engineering, 1974. – 136 p.
2. Mishanin, A. L. Method of stabilizing the process of extrusion / V. V. Novikov, I. V. Uspenskaya, D. V. Belyaev // *Bulletin of the Samara state agricultural Academy*. – 2007. – № 3. – P. 167-168.
3. Parfenov, V. S. Innovative proposal of butter production for small agricultural producers / V. S. Parfenov, A. V. Yashin, V. N. Strigin, Yu. V. Polyvyanyy // *Actual problems of Agroengineering and their innovative solutions : collection of scientific papers scientific-practical. conf.* – Ryazan : RGATU, 2013. – P. 223-228.
4. Parfenov, V. S. Device for the butter manufacture / V. S. Parfenov, A. V. Yashin, Yu. V. Polyvyanyy // *XXI century: the results of the past and present problem*. – Penza : Penza state technical University, 2014. – № 6 (22). – P. 177-180.
5. Pat. 2366166 Russian Federation, IPC 01J 15/00. A device for producing butter / Yashin A. V., Parfyonov V. S., Strigin V. M. – №2008113909/13 ; declared 08.04.2008 ; publ. 10.09.2009, Bull. № 25. – 4 p.
6. Polyvyanyy, Yu. V. Masloizgotovityah periodic action / U. V. Polyvyanyy, V. S. Parfenov, A. V. Yashin // *Eighth Saratov salon of inventions, innovations and investments : collection of innovative projects*. – Saratov : Bukva, 2013. – P. 136.
7. Strigin, V. N. To the issue of engineering calculation of milkchurn periodic activity / V. N. Strigin, S. V. Parfenov, A. V. Yashin [et al.] // *Niva Povolzhya*. – 2009. – № 2 (11). – P. 67-71.
8. Yashin, A. V. Some results of theoretical studies of milkchurn with the flexible vibrodride / A. V. Yashin, S. A. Biryusov // *Innovative ideas of young researchers for the agro-industrial complex of Russia : collection of articles of Russian scientific-practical conference of young scientists*. – Penza : PC Penza SAU, 2017. – Vol. III. – P. 180-184.
9. Yashin, A. V. Theoretical analysis of the movement of the milkchurn working body / V. A. Yashin, S. A. Biryusov // *Resource-Saving technologies and technical means for production of crops and livestock : a collection of articles III International scientific-practical conference*. – Penza : PC Penza SAU, 2017. – P. 137-142.
10. Yashin, A. V. Theoretical justification of the membrane amplitude and crank angular velocity of milkchurn with flexible shakers / A. V. Yashin, Yu. V. Polyvyanyy // *Niva Povolzhya*. – 2017. – №4 (45). – P. 181-187.