

К СОЗДАНИЮ УСТРОЙСТВА ДЛЯ МАССАЖА ВЫМЕНИ НЕТЕЛЕЙ

Ужик Оксана Владимировна, к.т.н., доцент
(ФГБОУ ВПО «Белгородская государственная сельскохозяйственная академия имени В.Я. Горина»)

Дано теоретическое обоснование конструктивных параметров устройства для массажа вымени коров, влияющего на формирование молочной продуктивности.

Известно, что массаж вымени нетелей оказывает существенное влияние на формирование последующей молочной продуктивности коров [1, 2, 3]. Осуществляют его как вручную, так и при помощи различных технических средств. Одним из таких механических приспособлений, обеспечивающих пневмомеханическое воздействие на рецепторные зоны молочной железы, может быть предложенное нами устройство, принцип действия которого основан на вызове колебаний системы «массажное устройство – вымя» (1 и 2) под воздействием пневмовибратора 3 (Рис. 1) [4].

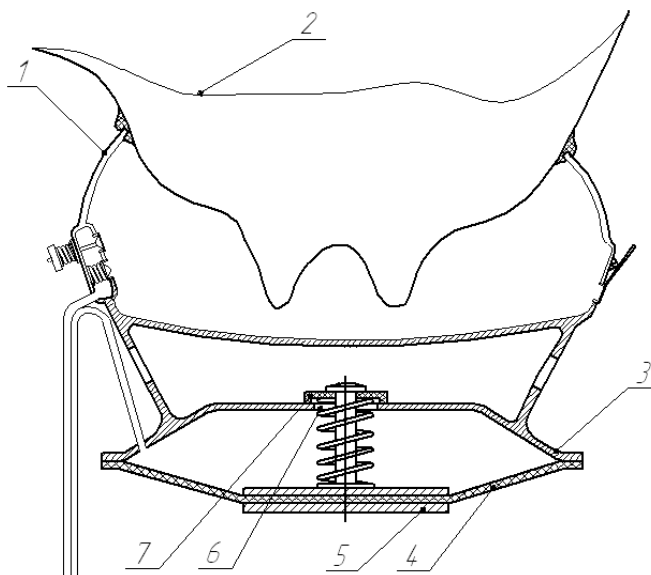


Рисунок 1 – Устройство для массажа вымени нетелей: 1 - массажный колокол; 2 - вымя; 3 - пневмовибратор; 4 - эластичная мембрана; 5 - груз; 6 - отверстие; 7 - клапан.

Можно предположить, что максимальный его эффект будет достигаться при резонансных колебаниях системы «массажное устройство – вымя». Эти

колебания носят периодический характер. При этом должно выполняться условие [5]:

$$u(t+T) = u(t), \quad (1)$$

где: u – текущее значение перемещения, m ; t – текущее время, s ; T – период колебаний, s .

Очевидно, что механизмы, взаимодействующие с биологическими объектами, должны оказывать на них щадящее воздействие, не вызывающее стресса у животных. В таком случае, массажное устройство, взаимодействующее с выменем нетели, должно совершать гармонические колебания, при которых колеблющаяся величина изменяется по закону:

$$u(t) = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (2)$$

где A – амплитуда гармонических колебаний, m ; ω – угловая (циклическая) частота, s^{-1} ; φ – начальная фаза колебания, rad .

Скорость $\dot{u}$ перемещения при гармонических колебаниях можно представить как:

$$\dot{u} = \frac{du}{dt} = \omega A \cos(\omega t + \varphi), \quad (3)$$

а ускорение a

$$a = \frac{d^2u}{dt^2} = -\omega^2 A \sin(\omega t + \varphi). \quad (4)$$

Уравнение (2) можно также представить в виде:

$$u(t) = A \cos(\omega t + \psi), \quad (5)$$

где $\psi = \varphi - \frac{\pi}{2}$.

Систему массажное устройство – вымя можно рассматривать как массу m_1 вымени, сопряженную жесткой связью с массажным колоколом массой m_2 , который в свою очередь посредством эластичной мембраны связан с грузом массой m_3 .

При теоретическом исследовании рабочего процесса массажного устройства будем рассматривать вымя и массажное устройство как массу m_1 и массу m_2 , подвешенные на пружине с коэффициентом жесткости c_1 , параллельно которой установлен гидrogаситель колебаний с коэффициентом

сопротивления α_1 , а груз пневмовибратора подвешен на пружине с коэффициентом жесткости c_2 , параллельно которой установлен гидrogаситель колебаний с коэффициентом сопротивления α_2 . Очевидно, что имеет место сдвиг фаз гармонических колебаний вымени со заблокированным с ним массажным устройством и груза пневмовибратора. В таком случае сумма двух гармонических колебаний с одинаковыми частотами будет гармоническим колебанием с той же частотой и может быть представлена выражением:

$$A_1 \cos \omega t + A_2 \cos(\omega t + \psi) = A \cos(\omega t + \gamma), \quad (6)$$

где: A_1 – амплитуда гармонических колебаний вымени, m ; A_2 – амплитуда гармонических колебаний груза пневмовибратора, m ; A – амплитуда результирующих колебаний системы вымя – массажное устройство с пневмовибратором, m ; ψ – сдвиг фаз гармонических колебаний вымени со заблокированным с ним массажным устройством и груза пневмовибратора, rad ; γ – фаза результирующих колебаний вымени со заблокированным с ним массажным устройством и груза пневмовибратора, rad .

Амплитуда A результирующих колебаний системы вымя – массажное устройство с пневмовибратором и фаза результирующих колебаний могут быть представлены в виде:

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2 \cos \psi}; \quad (7)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{A_2 \sin \psi}{A_1 + A_2 \cos \psi}. \quad (8)$$

Примем, что на материальную точку массой m действует восстанавливающая сила F , сила сопротивления перемещению R и возмущающая сила P . Причем восстанавливающая сила F зависит от расстояния перемещения x . Тогда обозначив коэффициент пропорциональности через c , запишем [6, 7]:

$$F = -cx. \quad (9)$$

А сила сопротивления R – пропорциональна скорости перемещения $\frac{dx}{dt}$.
Обозначив коэффициент пропорциональности через α , определим силу сопротивления:

$$R = -\alpha \frac{dx}{dt}. \quad (10)$$

Положим, что возмущающая сила P изменяется по синусоидальному закону. Тогда:

$$P = H \sin pt, \quad (11)$$

где H – амплитуда колебаний силы, H ; p – круговая частота возмущающей силы, рад/с ; t – время, с .

Отсюда дифференциальное уравнение движения материальной точки может быть представлено в виде:

$$m \frac{dx}{dt} = F + R + P, \quad (12)$$

С учетом (9), (10) и (11) равенство (12) приобретает вид:

$$m \frac{dx^2}{dt^2} = -cx - \alpha \frac{dx}{dt} + H \sin pt, \quad (13)$$

или сократив обе части уравнения на m , учетом принятых обозначений:

$$\frac{c}{m} = k^2; \quad \frac{\alpha}{m} = 2n \quad \text{и} \quad \frac{H}{m} = h, \quad (14)$$

уравнение (13) приобретает вид неоднородного линейного дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами:

$$\frac{dx^2}{dt^2} + 2n \frac{dx}{dt} + k^2 x = h \sin pt, \quad (15)$$

решением которого является сумма слагаемых общего решения соответствующего однородного уравнения и частного решения данного неоднородного уравнения:

$$x = e^{-nt} (C_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2} t + C_2 \sin \sqrt{k^2 - n^2} t) + A \sin(pt - \psi), \quad (16)$$

где $C_1 = \varepsilon \sin \theta$ и $C_2 = \varepsilon \cos \theta$, а ε и θ – новые постоянные.

Опуская промежуточные выкладки, мы можем записать, что тангенс угла сдвига фаз ψ колебаний системы и возмущающей силы имеет вид:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{2np}{k^2 - p^2}, \quad (17)$$

а амплитуда колебаний:

$$A = \frac{h}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}, \quad (18)$$

Отсюда общее решение дифференциального уравнения (16) будет иметь вид:

$$x = \varepsilon e^{-nt} \sin(\sqrt{k^2 - n^2} t + \theta) + A \sin(pt - \psi), \quad (19)$$

Из уравнения (18) следует, что максимум амплитуды будет наблюдаться при минимуме функции:

$$f(p) = (k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2, \quad (20)$$

Продифференцировав уравнение (20) и приравняв его к нулю, мы можем определить критическое значение частоты возмущающей силы p_k , при котором будет достигаться максимум амплитуды A_{max} колебаний системы:

$$p_k = \sqrt{k^2 - 2n^2}, \quad (21)$$

В таком случае подставив в уравнение (18) равенство (21), получим:

$$A_{max} = \frac{h}{\sqrt{[k^2 - (k^2 - 2n^2)]^2 + 4n^2 (k^2 - 2n^2)}}, \quad (22)$$

откуда:

$$A_{max} = \frac{h}{2n\sqrt{k^2 - n^2}}, \quad (23)$$

Роль пружины для колебаний массы m_1 , m_2 и гидrogасителя с коэффициентом жесткости α_1 играет вымя, обладающее упругими свойствами. Известно, что упругость вымени животных носит энтропийный характер, поскольку главные биологические функциональные вещества -

макромолекулярные, а удельная сила сопротивления вымени деформации описывается выражением [7...12]:

$$f = \frac{2}{3} \lambda x^{\frac{2}{3}} = \beta x^{\frac{2}{3}}, \quad (29)$$

где β - коэффициент пропорциональности, $H/m^{7/2}$; x – деформация вымени, m .

Тогда силу сопротивления вымени деформации можно представить в виде:

$$F = S \beta x^{\frac{2}{3}}, \quad (30)$$

где: F - сила сопротивления вымени деформации, H ; S – площадь поперечного сечения вымени, m^2 .

Как видно из данного уравнения, зависимость силы сопротивления F от деформации носит нелинейный характер. Исходя из оговоренного нами выше условия, что максимум эффективности массажа вымени коровы наблюдается при наибольшей амплитуде его колебаний A_{max} , которая достигается при переходе к резонансным, из уравнения (30) мы можем определить жесткость вымени $C_{вым}$:

$$C_{вым} = \frac{S \beta A_{max}^{\frac{2}{3}}}{A_{max}} = S \beta \sqrt{A_{max}}. \quad (31)$$

Тогда с учетом принятых обозначений (14) и уравнения (31) равенство (23) приобретет вид:

$$A_{max} = \frac{\frac{H}{m}}{\frac{\alpha}{m} \sqrt{\frac{S \beta \sqrt{A_{max}}}{m} - \frac{\alpha^2}{4m^2}}}. \quad (32)$$

Из описания конструкции устройства для массажа вымени и принципа его воздействия на молочную железу m в уравнении (32) не что иное как

$$m = m_1 + m_2. \quad (33)$$

В таком случае:

$$A_{max} = \frac{H}{\alpha \sqrt{\frac{S \beta \sqrt{A_{max}}}{m_1 + m_2} - \frac{\alpha^2}{4(m_1 + m_2)^2}}}. \quad (34)$$

И теперь из этого уравнения мы можем определить необходимую амплитуду колебаний возмущающего воздействия H , обеспечивающего

необходимую амплитуду колебаний A_{max} системы массажное устройство – вымя:

$$H = \alpha A_{max} \sqrt{\frac{S\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1 + m_2} - \frac{\alpha^2}{4(m_1 + m_2)^2}}. \quad (35)$$

Возмущающую силу воздействия H мы также можем представить как произведение массы груза пневмовибратора и ускорения его движения:

$$H = m_3 a_{гр}. \quad (36)$$

где $a_{гр}$ – ускорение движения груза пневмовибратора, $м/с$.

В то же время из уравнения (4) известно, что при гармонических колебаниях ускорение движения зависит как от частоты колебаний, так и от амплитуды. В нашем случае для обеспечения максимальной амплитуды колебаний A_{max} системы вымя – массажное устройство должно выполняться условие (21), оговаривающее частоту колебаний p_k . В связи с этим уравнение (4) приобретает вид:

$$a_{гр} = -(k^2 - 2n^2)A_{гр}\sin(\sqrt{k^2 - 2n^2}t + \varphi), \quad (37)$$

где $A_{гр}$ - амплитуда колебаний груза вибратора, $м$.

Перепишем равенство (36) с учетом уравнения (37) и далее преобразуем его с учетом принятых обозначений (14) и уравнения (31):

$$H = m_3 \left(\frac{S\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1 + m_2} - \frac{\alpha^2}{2(m_1 + m_2)^2} \right) A_{гр} \sin \left(\sqrt{\frac{S\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1 + m_2} - \frac{\alpha^2}{2(m_1 + m_2)^2}} t + \varphi \right). \quad (38)$$

Решив уравнение (38) относительно m_3 , определим массу груза пневмовибратора массажного устройства, соответствующего требованию обеспечения амплитуды колебаний системы вымя – массажное устройство A_{max} с критической частотой p_k :

(39)

$$m_3 = \frac{\alpha A_{max} \sqrt{\frac{S\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1 + m_2} - \frac{\alpha^2}{4(m_1 + m_2)^2}}}{\left(\frac{S\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1 + m_2} - \frac{\alpha^2}{2(m_1 + m_2)^2} \right) A_{гр} \sin \left(\sqrt{\frac{S\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1 + m_2} - \frac{\alpha^2}{2(m_1 + m_2)^2}} t + \varphi \right)}$$

Исходя из конструкции пневмовибратора 3 в нижнее положение груз 5 перемещается под собственным весом, при этом деформируя гибкую мембрану 4. Так как эластичные мембраны обладают малой жесткостью на изгиб, их можно считать абсолютно гибкими [13, 14]. Поэтому в нашем случае их сопротивлением перемещению груза можно пренебречь. Из этого следует, что для придания колебаниям возмущающей силы P гармонического характера, описываемого уравнением (11), ускорение движения груза $a_{гр}$ должно стремиться к ускорению свободного падения g . В таком случае мы можем записать:

$$A_{гр} = \frac{gT^2}{2}, \quad (40)$$

где T – полупериод колебаний груза, с:

$$T = \frac{\left(\frac{2\pi}{p_k}\right)}{2} = \frac{\pi}{\sqrt{k^2 - 2n^2}} = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{s\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1+m_2} - \frac{\alpha^2}{2(m_1+m_2)^2}}}. \quad (41)$$

Отсюда:

$$A_{гр} = \frac{\pi^2 g}{2\left(\frac{s\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1+m_2} - \frac{\alpha^2}{2(m_1+m_2)^2}\right)}. \quad (42)$$

Это выражение определяет необходимый интервал прогиба мембраны при перемещении груза в крайние верхнее и нижнее положения.

Подставив уравнение (42) в равенство (39) мы получим в окончательном виде уравнение для расчета массы груза пневмовибратора:

$$m_3 = \frac{2\alpha A_{max} \sqrt{\frac{s\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1+m_2} - \frac{\alpha^2}{4(m_1+m_2)^2}}}{\pi^2 g \sin\left(\sqrt{\frac{s\beta\sqrt{A_{max}}}{m_1+m_2} - \frac{\alpha^2}{2(m_1+m_2)^2}} t + \varphi\right)}. \quad (43)$$

Очевидно, что для сообщения грузу массой m_3 ускорения $a_{гр}$ мембрана развивала соответствующее усилие:

$$F_m = m_3 a_{гр}, \quad (44)$$

где F_m – усилие мембраны, H , которое зависит от вакуумметрического давления $P_{\text{вак}}$ в камере пневмовибратора и площади S_m :

$$F_m = P_{\text{вак}} S_m, \quad (45)$$

Отсюда необходимый диаметр мембраны D_m :

$$D_m = \sqrt{\frac{4m_2 a_{\text{гр}}}{\pi P_{\text{вак}}}} = \sqrt{\frac{8\alpha A_{\text{max}} \sqrt{\frac{s\beta \sqrt{A_{\text{max}}}}{m_1+m_2} - \frac{\alpha^2}{4(m_1+m_2)^2}}}{\pi^2 P_{\text{вак}} \sin\left(\sqrt{\frac{s\beta \sqrt{A_{\text{max}}}}{m_1+m_2} - \frac{\alpha^2}{4(m_1+m_2)^2}} t + \varphi\right)}}, \quad (46)$$

Следует отметить, что максимальная деформация вымени A_{max} под массажным воздействием H , имеет ограничение, обусловленное болевым порогом, и которая устанавливается опытным путем. Поэтому расчет конструктивных параметров устройства для массажа вымени нетелей осуществляем, задаваясь этим параметром.

Использование устройства для массажа вымени нетелей в хозяйствах Белгородской области позволило повысить молочную продуктивность коров на 12...15%.

Литература

1. Мархотский Л. В., Бородулин Е. Н., Сальников Л. А. Выращивание высокопродуктивных коров в условиях комплексов. Тр. ВАСХНИЛ. Выведение коров для молочных комплексов. М.: Колос, 1981. с. 66-77.
2. Кузнецов Е. И. Использование массажной щетки при подготовке нетелей к отелу. - Молочное и мясное скотоводство, 1980, №6. с. 14-15.
3. Куликова Н. И. Влияние машинного массажа вымени нетелей на его качество и последующую молочную продуктивность /Автореф. дис... канд. с. - х. наук. Краснодар, 1984. 22 с.
4. Патент №2368133 RU, С1 МПК А 01 J 7/00 Устройство для массажа вымени нетелей /Ужик О.В. (RU). – №2008140357/12; Заявлено 10.10.2008; Опубл. 27.09.2009, Бюл. №27.
5. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. Совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1978 – Т.1 Колебания линейных систем /Под ред. В.В. Болотина. 1978. 352 с., ил.
6. Гернет М.М. Курс теоретической механики. – Изд. 3-е перераб. И доп. Учебник для вузов. М.: «Высшая школа», 1973. – 464 с. С илл.
7. Ужик В.Ф., Ужик О.В., Ужик Я.В. Теория технологий и технических средств в животноводстве: монография. – Белгород: Изд-во БелГСХА, 2009. – 198 с.

8. Ужик В. Ф. Совершенствование средств механизации для формирования вымени высокопродуктивных коров: Автореф. дис... докт. техн. наук. Оренбург, 1994.
9. Маршалл Э. Биофизическая химия. – М.: Мир, 1981. – 1 т.; (В пер.)
10. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. М.: Физматгиз. 1960.
11. Волькенштейн М.В. Биофизика и химия. – М.: Наука, 1980, - 150 с.: 17000 экз.
12. Ужик В.Ф. Механизация выращивания высокопродуктивных коров. Белгород, Белгородский СХИ, 1983. – 200 с.
13. Ибрагимов И.А., Фарзани Н.Г., Илясов Л.В. Элементы и системы пневмоавтоматики. – М.: Высш. школа, 1975. – 360с.
14. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. – М.: МАШГИЗ, 1962. – 456 с.

Abstract

The creation of massage devices udder heifers

O.Uzhik

The theoretical justification of constructive parameters of the massaging device for cows' udder, that causes a formation of milk productivity.

Анотація

До створення пристрою для масажу вимені нетелі

Ужик О. В.

Дано теоретичне обґрунтування конструктивних параметрів пристрою для масажу вимені нетелі, впливаючих на формування їх молочної продуктивності.