

На правах рукописи



Клёсов Дмитрий Николаевич

**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНЫХ
ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ПУЛЬСАТОРА АДАПТИВНОГО
ДОИЛЬНОГО АППАРАТА С ДОЕНИЕМ В БИДОН**

Специальность: 05.20.01 – Технологии и средства
механизации сельского хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Мичуринск-наукоград РФ, 2021

Работа выполнена на кафедре машин и оборудования в агробизнесе в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина» (ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ).

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор

Ужик Владимир Федорович

Официальные оппоненты: **Ульянов Вячеслав Михайлович**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева», кафедра технических систем в АПК, заведующий

Андрианов Евгений Александрович, доктор сельскохозяйственных наук, доцент, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», кафедра технологического оборудования, процессов перерабатывающих производств, механизации сельского хозяйства и безопасности жизнедеятельности, профессор

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ)

Защита диссертации состоится 30 июня 2021 г. в 13:30 часов на заседании объединенного диссертационного совета Д 999.179.03, созданного на базе ФГБОУ ВО «Мичуринский государственный аграрный университет», ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет», ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве» по адресу: 393760, Тамбовская область, г. Мичуринск, ул. Интернациональная, д. 101, корпус 1, зал заседаний диссертационных советов, тел/факс (47545)944-12, e-mail: dissov@mgau.ru.

С диссертацией и авторефератом можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО Мичуринский ГАУ и на сайте www.mgau.ru, с авторефератом – на сайте Высшей аттестационной комиссии Министерства науки и высшего образования Российской Федерации www.vak.minobrnauki.gov.ru.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные и скрепленные гербовой печатью, с указанием индекса, почтового адреса, телефона, электронной почты и сайта организации, фамилии, имени, отчества лица, подготовившего отзыв, просим направить ученому секретарю диссертационного совета.

Автореферат разослан « ___ » _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент

Михеев Николай Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Одно из направлений повышения эффективности молочного животноводства – совершенствование процесса доения коров, заключающееся в разработке и использовании доильного оборудования, наиболее полно отвечающего зоотехническим, ветеринарным, физиологическим и инженерным требованиям.

От того, насколько соответствует доильное оборудование физиологии животных, зависит молочная продуктивность и здоровье вымени коров.

Как правило, современные доильные установки в своем составе содержат элементы автоматики, которые позволяют процесс доения сделать управляемым, в зависимости от интенсивности молокоотдачи, обеспечивая различный режим воздействия на молочную железу. При этом меняются такие важные параметры как частота пульсаций, соотношение тактов пульсатора и вакуумметрическое давление доения. Однако в КФХ и ЛПХ при доении коров в бидон, как правило поддерживается постоянный вакуум и используются пневмомеханические пульсаторы или пульсаторы попарного доения с гидростабилизацией, обладающие постоянным соотношением тактов и частотой пульсаций.

Поэтому целесообразна разработка пульсатора для доильного аппарата с доением в бидон, у которого в зависимости от интенсивности молокоотдачи будут изменяться частота пульсаций и соотношение тактов.

Работа выполнена в соответствии с планом научно-исследовательской работы инженерного факультета федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина», утвержденной ученым советом ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, а также при поддержке фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере.

Степень разработанности темы. Разработкой адаптивного доильного оборудования для коров занимались Е.А. Андрианов, И.К. Винников, Л.П. Карташов, В.В. Кирсанов, В.Ф. Королёв, С.А. Соловьев, В.Ф. Ужик, В.М. Ульянов, Ю.А. Цой и др. Проанализировав работы авторов, можно сказать, что остается малоизученным вопрос применения адаптивного режима доения переносными доильными аппаратами при привязном содержании коров. Поэтому требуются дальнейшие исследования в данном направлении.

Цель исследований. Повышение степени выдоенности и снижение заболеваемости коров маститом путем разработки и обоснования конструктивно-режимных параметров пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон.

Задачи исследований. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи научной работы:

- установить основные тенденции в создании пульсаторов адаптивных доильных аппаратов с доением в бидон и разработать его новую конструкцию.
- разработать математические модели, характеризующие рабочий процесс механического пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон.
- обосновать путем экспериментальных исследований режимы и параметры работы пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон.

– изучить влияние адаптивного доильного аппарата с новым механическим пульсатором на степень выдоенности коров и заболеваемость маститом, оценить эффективность применения.

Объект исследований – рабочий процесс пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон.

Предмет исследований – закономерности изменения параметров работы пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон.

Научная новизна диссертационной работы:

- совокупность теоретических и практических положений, обосновывающих направление в создании пульсаторов адаптивных доильных аппаратов с доением в бидон;
- математические модели рабочего процесса пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон;
- результаты лабораторных исследований и хозяйственных испытаний адаптивного доильного аппарата с доением в бидон с экспериментальным пульсатором.

Теоретическая и практическая значимость. Разработан пульсатор адаптивного доильного аппарата, обеспечивающий изменение частоты пульсаций и соотношения тактов процесса доения в зависимости от интенсивности потока молока. Новизна разработки подтверждена патентами на изобретение РФ № 2621318 «Доильный аппарат» и № 2539957 «Пульсатор для доильных установок». Разработаны математические модели, характеризующие конструктивно-режимные параметры пульсатора адаптивного доильного аппарата, которые подтверждены экспериментальными исследованиями и хозяйственными испытаниями.

Результаты диссертационных исследований имеют большую практическую значимость для сельскохозяйственного производства, учебных заведений, проектных и научных организаций.

Методология и методы исследований. Для создания математических моделей процесса работы механического пульсатора применялись общепринятые законы теоретической механики, гидравлики, аэродинамики, математики и физики. Целью математического моделирования было получение математических зависимостей для установления основных конструктивно-режимных параметров разработанного пульсатора доильного аппарата. Экспериментальные исследования проводили с использованием общепринятых и частных методик. Для этого применялись как современные приборы (вакуумметр марки ВП4-УУ2, мультиметр марки ИЕК Universal M832, осциллограф марки С1-93, микрометрический глубиномер марки ГМЦ-100 0,01), так и специально разработанные, в том числе стенды. Для анализа результатов исследований применяли известные методы статистической обработки данных. Обработку данных проводили, используя специальное программное обеспечение.

Положения, выносимые на защиту:

- конструктивно-технологическая схема адаптивного доильного аппарата с экспериментальным пульсатором;
- математические модели рабочего процесса пульсатора доильного аппарата;

– результаты экспериментальных исследований по обоснованию и оптимизации конструктивно-режимных параметров пульсатора адаптивного доильного аппарата;

– результаты хозяйственных испытаний разработанного адаптивного доильного аппарата с экспериментальным пульсатором.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность научных данных подтверждается удовлетворительной сходимостью теоретических и экспериментальных исследований, сравнительными испытаниями разработанного доильного аппарата, применением современных методик и средств обработки результатов экспериментов.

Разработанный нами доильный аппарат с механическим пульсатором внедрен в хозяйствах Белгородской области.

Материалы исследований были доложены, обсуждены и одобрены на тринадцати конференциях, в том числе международных и онлайн-конференциях: «Перспективные инновационные разработки молодых исследователей Белгородской области – развитию региона» Фонд содействия развития малых форм предприятий в научно-технической сфере в 2014 г., «Проблемы и перспективы инновационного развития агроинженерии, энергоэффективности и IT-технологий» ФГОУ ВПО Белгородская ГСХА им. В.Я. Горина в 2014 г., «Инженерное обеспечение инновационных технологий в АПК» ФГБОУ ВО Мичуринский ГАУ в 2015 г., «Исследования молодых ученых – аграрному производству» ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ в 2015 г., «Современные технологии производства продукции АПК» ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ в 2015 г., «Проблемы и перспективы инновационного развития агротехнологий» ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ в 2015 г., 2016 г., «Ведение молочного бизнеса» ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ в 2015 г., «Инновационные технологии и технические средства для АПК» ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ в 2016 г., «Проблемы и решения современной аграрной экономики» ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ в 2017 г., «Виртуальное моделирование, прототипирование и промышленный дизайн» ФГБОУ ВО «ТГТУ» в 2017 г., «Научные исследования и разработки молодых ученых для развития АПК» ФГБОУ ВО ГУЗ в 2017 г., «Инновационные решения в аграрной науке – взгляд в будущее» ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ в 2019 г.

Результаты исследовательской работы получили награды на конкурсах и выставках: Победитель программы «У.М.Н.И.К.» Фонда содействия инновациям в 2014 г., Диплом II степени Всероссийского конкурса на лучшую научную работу среди студентов, аспирантов и молодых ученых высших учебных заведений Минсельхоза России в номинации «Технические науки» ФГБОУ ВО РГАУ МСХА имени К.А. Тимирязева в 2016 г.; диплом I степени Конкурса инноваций ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ в 2016 г.; диплом и серебряная медаль Российской агропромышленной выставки «Золотая Осень», г. Москва в 2016 г.; диплом за активное участие в выставке «Проекты и разработки молодых учёных и малых инновационных предприятий Белгородской области», Департамент экономического развития Белгородской области в 2017 г..

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 19 статей, в том числе в журналах, рекомендованных ВАК РФ – 4 публикации, а также получены патенты РФ №2539957 и №2621318. Общий объем публикаций составил 7,02 усл. печ. л., в том числе 3,72 усл. печ. л. принадлежит лично соискателю.

Объем диссертации. Диссертационная работа изложена на 200 стр. машинописного текста, включая список литературы из 115 наименований, содержит 14 таблиц, 73 рисунка, 11 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы, ее практическая значимость, приведена цель исследования, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе «Состояние вопроса, цель и задачи исследований» приведен анализ технических решений по созданию адаптивных доильных аппаратов. Отмечается, что значительный вклад в развитие научных концепций повышения эффективности машинного доения коров сделан известными учеными (Аверкиев А.А., Андрианов Е.А., Винников И.К., Карташов Л.П., Королев В.Ф., Ужик В.Ф., Ульянов В.М., Цой Ю.А. и др.)

При машинном доении коров доильный аппарат взаимодействует с организмом животного, т.е. идет взаимодействие технической и биологической подсистемы, тесно связанных между собой. В доильном аппарате на основании интенсивности потока молока происходит изменение таких параметров как величина вакуума, соотношение тактов, частота пульсаций, за счёт чего и происходит адаптация. Данное направление актуально для фермерских хозяйств, использующих для доения коров передвижные доильные установки. Поэтому перспективным можно считать создание доильного аппарата с пульсатором, устанавливающим необходимое соотношение тактов и частоты пульсаций в зависимости от интенсивности потока молока.

Во второй главе «Теоретическое обоснование конструктивно-режимных параметров механического пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон» представлена схема адаптивного доильного аппарата с механическим пульсатором, схема пульсатора и его исполнительного механизма (золотника).

Так как исполнительный механизм пульсатора доильного аппарата – золотник, то очень важно определить его размеры, мощность привода, чтобы процесс регулирования соотношения тактов и частоты пульсаций был максимально плавным. Изменение соотношения тактов осуществляется с помощью перемещения золотника в вертикальной плоскости корпуса пульсатора с использованием штока пневмоцилиндра, изменяя при этом расстояние между разделительными пластинами камер вакуумметрического и атмосферного давления исполнительного механизма, которые расположены под наклоном. Для определения мощности привода, в качестве привода исполнительного механизма пульсатора использовали электродвигатель. В доильном аппарате за счет изменения скорости вращения золотника механического пульсатора с помощью электродвигателя изменяется частота пульсаций.

Как следует из описания предложенного нами адаптивного доильного аппарата (рисунок 1), основная часть – механический пульсатор (рисунок 2), обеспечивающий изменение соотношения тактов и частоты пульсаций в автоматическом режиме в зависимости от интенсивности потока молока, регистрируемой датчиком потока молока в виде молоколовушки.

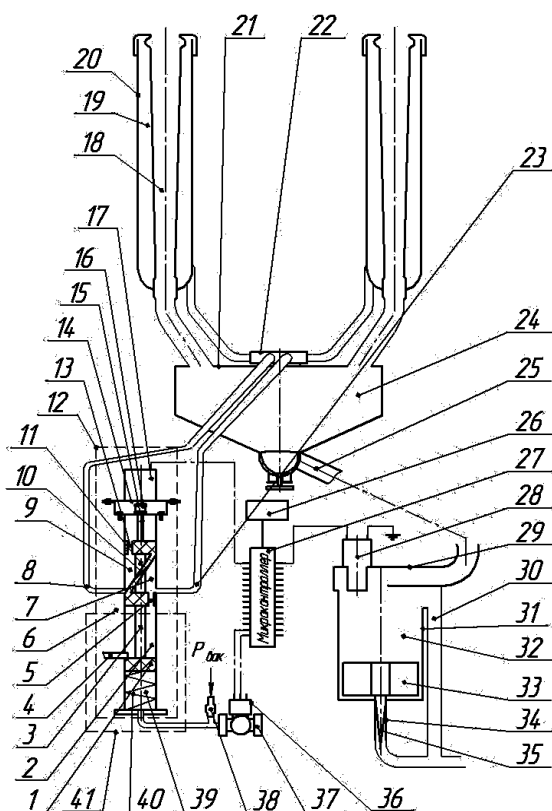


Рисунок 1 – Адаптивный доильный аппарат:

- 1 – поршень, 2 – надпоршневая камера пневмоцилиндра, 3 – шток, 4, 8, 23, 25 – патрубки, 5, 13 – отверстия, 6 – корпус, 7 – камера постоянного вакуумметрического давления, 9 – камера постоянного атмосферного давления, 10 – разделительные стенки золотника, 11 – золотник, 12 – пульсатор, 14 – крышка пульсатора, 15 – шлицевой вал, 16 – эластичное соединение, 17 – электродвигатель, 18 – подсосовая камера, 19 – межстенная камера доильного стакана, 20 – доильный стакан, 21 – коллектор, 22 – распределительная камера коллектора, 24 – молокоприемная камера, 26 – регистратор интенсивности молоковыведения, 27 – микроконтроллер, 28 – лазерный дальномер, 29 – крышка датчика потока молока, 30 – переливной патрубков, 31 – датчик потока молока, 32 – молоколовушка, 33 – поплавков, 34 – сливной патрубков, 35 – игла, 36 – шаговый электродвигатель, 37 – дроссель, 38 – калиброванный канал, 39 – подпоршневая камера, 40 – пружина, 41 – пневмоцилиндр

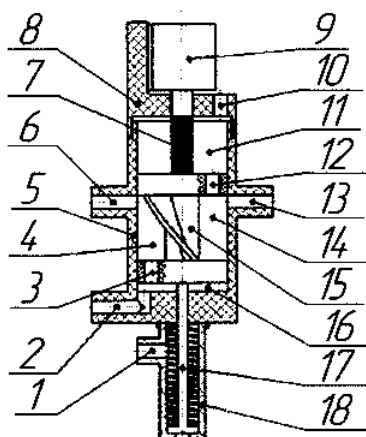


Рисунок 2 – Схема предлагаемого пульсатора:

- 1, 2, 6, 13 – патрубок, 3, 12, 10 – отверстие, 4, 16 – камера постоянного вакуумметрического давления, 5 – корпус пульсатора, 7 – шлицевой вал, 8 – крышка, 9 – электродвигатель, 11, 14 – камера атмосферного давления 15 – золотник, 17 – шток, 18 – пневмоцилиндр

Для определения соотношения тактов в нашем случае требуется определить соотношение центральных углов золотника относительно разделительной пластины при перемещении по высоте относительно каналов патрубков, соединяемых с распределительной камерой коллектора.

Схема для определения соотношения тактов изображена на рисунке 3.

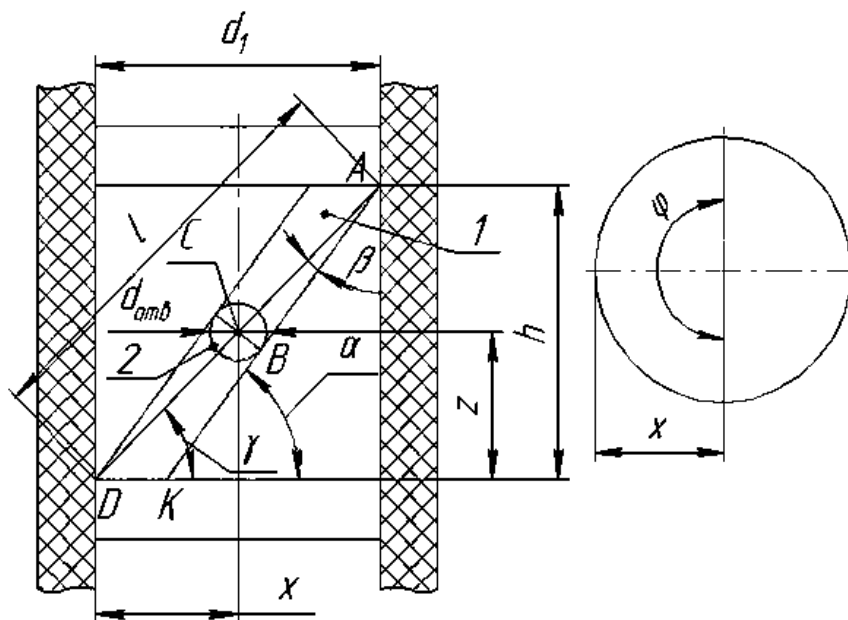


Рисунок 3 – Схема для определения соотношения тактов:
1 – разделительная пластина, 2 – отверстие, сообщающее полость пульсатора с распределительной камерой коллектора

Мы можем определить угол φ , охватывающий зону контакта полости золотника с отверстием 2:

$$\varphi = 2 \arccos \left(1 - \frac{2z}{d_1 \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{d_{отв}}{\sqrt{h^2 + d_1^2}} + \operatorname{arctg} \frac{h}{d_1} \right)} \right), \quad (1)$$

Также мы можем определить угол τ поворота золотника при перекрытии отверстия 2 разделительной пластиной 1 исполнительного механизма пульсатора, в течение которого действует текущий режим:

$$\tau = 2 \arcsin \frac{d_{отв}}{2d_1}, \quad (2)$$

Таким образом, общий угол поворота исполнительного механизма пульсатора, в течение которого будет продолжаться действие текущего режима, можно определить как:

$$\theta = \varphi + \tau, \quad (3)$$

где θ – угол поворота исполнительного механизма пульсатора, в течение которого будет продолжаться действие текущего режима, *рад*.

Из условия работоспособности пульсатора, толщина разделительной пластины 1 должна быть не меньше диаметра отверстия 2 пульсатора. Для определения диаметра отверстия 2, при заданной длине вакуумного канала, сообщаю-

шего пульсатор с распределительной камерой коллектора, важно определить время включения тактов. Уравнение времени включения такта сосания t_d имеет вид:

$$t_d = \int_{P_{амк}}^{P_{мк}} \frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi d_{отв}^4 P_{атм}} \frac{dp_T}{(P_{атм} - p_T)} = \frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi d_{отв}^4 P_{атм}} \cdot \ln \frac{(P_{атм} - P_{мк})}{(P_{атм} - P_{амк})}, \quad (4)$$

где $P_{мк}$ – абсолютное давление в межстенной камере доильного стакана в такте сосания, Па; $P_{амк}$ – абсолютное давление в межстенной камере доильного стакана в такте сжатия, Па; $P_{мк} \rightarrow P_{абс}$; $P_{амк} \rightarrow P_{атм}$.

Интегрируя при тех же условиях в пределах от $P_{мк}$ до $P_{амк}$, получим расчетное время $t_{сж}$ включения такта сжатия:

$$t_{сж} = \int_{P_{мк}}^{P_{амк}} \frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi d_{отв}^4 P_{атм}} \frac{dp_T}{(p_T - P_{абс})} = \frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi d_{отв}^4 P_{атм}} \cdot \ln \frac{(P_{атм} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}. \quad (5)$$

В таком случае уравнение для определения диаметра канала при включении такта сосания можно представить как:

$$d_{отв} = \sqrt[4]{\frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi P_{атм} t_d} \cdot \ln \frac{(P_{атм} - P_{мк})}{(P_{атм} - P_{амк})}}, \quad (6)$$

а уравнение для определения диаметра канала при включении такта сжатия:

$$d_{отв} = \sqrt[4]{\frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi P_{атм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{атм} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}. \quad (7)$$

С учетом того, что при включении режима сжатия возможны ударные нагрузки на сосок вымени коровы, в последующих расчетах с применением диаметра $d_{отв}$, будем использовать уравнение для расчета указанного параметра в режиме включения такта сжатия с допустимым интервалом варьирования времени $t_{сж}$, при котором исключается вредное воздействие на сосок.

В таком случае уравнение (3), с учетом проведенных расчетов приобретает вид:

$$\theta = 2 \arccos \left(1 - \frac{2z}{d_1 \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi P_{атм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{атм} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{\sqrt{h^2 + d_1^2}} + \operatorname{arctg} \frac{h}{d_1} \right)} \right) + 2 \arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta l_k V_{ку}}{\pi P_{атм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{атм} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{2d_1}, \quad (8)$$

а уравнение угла последующего поворота золотника:

$$\varepsilon = 2\pi - 2\arccos \left(1 - \frac{2z}{d_1 \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta_l V_{ky}}{\pi P_{амм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{амк} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{\sqrt{h^2 + d_1^2}} + \operatorname{arctg} \frac{h}{d_1}} \right)} \right) - 2\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta_l V_{ky}}{\pi P_{амм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{амк} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{2d_1}. \quad (9)$$

В общепринятом виде соотношение тактов можно представить, как:

$$\left(\frac{\theta}{2\pi} 100\% \right) : \left(\frac{\varepsilon}{2\pi} 100\% \right). \quad (10)$$

Для обеспечения в крайнем положении золотника зоотехнически обоснованного соотношения тактов при доении в стимулирующем режиме, общий угол поворота θ_{ds} исполнительного механизма пульсатора может быть реализован при смещении нижней плоскости внутренней поверхности золотника на высоту Z_{ds} :

$$Z_{ds} = \frac{d_1 \operatorname{tg}}{2} \left(\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta_l V_{ky}}{\pi P_{амм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{амк} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{\sqrt{h^2 + d_1^2}} + \operatorname{arctg} \frac{h}{d_1} \right) \times \left[1 - \cos \left(\frac{\theta_{ds} - 2\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta_l V_{ky}}{\pi P_{амм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{амк} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{2d_1}}{2} \right) \right]. \quad (11)$$

А при доении в номинальном режиме - на высоту Z_{dn} :

$$Z_{dn} = \frac{d_1 \operatorname{tg}}{2} \left(\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta_l V_{ky}}{\pi P_{амм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{амк} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{\sqrt{h^2 + d_1^2}} + \operatorname{arctg} \frac{h}{d_1} \right) \times \left[1 - \cos \left(\frac{\theta_{dn} - 2\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128\eta_l V_{ky}}{\pi P_{амм} t_{сж}} \cdot \ln \frac{(P_{амк} - P_{абс})}{(P_{мк} - P_{абс})}}}{2d_1}}{2} \right) \right]. \quad (12)$$

Тогда расстояние x_{dn} от внутренней поверхности корпуса пульсатора до линии крепления разделительной пластины к нижней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления должно быть равно:

$$x_{dn} = \frac{\Delta h_{dn}}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{z_{dn} - \frac{d_{\text{отв}}}{2}}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (13)$$

а расстояние x_{ds} от внутренней поверхности корпуса пульсатора со стороны камеры постоянного вакуумметрического давления до линии крепления разделительной пластины к верхней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления должно быть равно:

$$x_{ds} = d_1 - \frac{h_z}{\operatorname{tg} \alpha} - x_{dn} = d_1 - \frac{h_z}{\operatorname{tg} \alpha} - \frac{z_{dn} - \frac{d_{\text{отв}}}{2}}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (14)$$

где h_z – высота паза рабочей камеры укороченного золотника:

$$h_z = z_{ds} + \frac{d_{\text{отв}}}{2}, \quad (15)$$

Силу упругости пружины, взаимодействующей с поршнем пневмоцилиндра перемещения золотника, можно записать как:

$$F = -k(h_{pz} + l_{dn}). \quad (16)$$

Данную силу можно также представить в виде:

$$F = P_{\text{вак}} S + mg + F_{\text{мпз}}, \quad (17)$$

где $P_{\text{вак}}$ – вакуумметрическое давление, Па; S – площадь поперечного сечения золотника, м²; m – масса золотника, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $F_{\text{мпз}}$ – сила трения золотника о внутреннюю поверхность корпуса пульсатора, Н.

После приравнивания уравнений 16 и 17 и проведения необходимых расчетов уравнение требуемого коэффициента жесткости пружины можно представить в следующем виде:

$$k = \frac{P_{\text{вак}} S}{z_{ds} - z_{dn}} = \frac{P_{\text{вак}} \frac{\pi d_1^2}{4}}{\frac{d_1 \operatorname{tg} \alpha}{2} \left[\arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128 \eta l_k V_{\text{кв}} \cdot \ln \left(\frac{P_{\text{атк}} - P_{\text{абс}}}{P_{\text{мк}} - P_{\text{абс}}} \right)}}{\pi P_{\text{атм}} t_{\text{сж}}}}{\sqrt{h^2 + d_1^2}} + \operatorname{arctg} \frac{h}{d_1} \right] \times} \quad (18)$$

$$\times \left[\cos \frac{\theta_{dn} - 2 \arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128 \eta l_k V_{\text{кв}} \cdot \ln \left(\frac{P_{\text{атк}} - P_{\text{абс}}}{P_{\text{мк}} - P_{\text{абс}}} \right)}}{\pi P_{\text{атм}} t_{\text{сж}}}}{2 d_1}}{2} - \cos \frac{\theta_{ds} - 2 \arcsin \frac{\sqrt[4]{\frac{128 \eta l_k V_{\text{кв}} \cdot \ln \left(\frac{P_{\text{атк}} - P_{\text{абс}}}{P_{\text{мк}} - P_{\text{абс}}} \right)}}{\pi P_{\text{атм}} t_{\text{сж}}}}{2 d_1}}{2} \right]$$

Согласно уравнению (18) с изменением диаметра исполнительного механизма пульсатора в диапазоне 30,0-50,0 мм с интервалом варьирования высоты паза золотника от 30,0 до 50,0 мм значение жесткости пружины без учета силы трения золотника о внутреннюю поверхность корпуса пульсатора изменяется в диапазоне от 911,9 до 1975,2 Н/м.

Уравнение перемещения золотника в зависимости от вакуумметрического давления и жесткости пружины имеет следующий вид:

$$x = \frac{P_{\text{вак}} S + mg}{k} \quad (19)$$

В корпусе пульсатора на золотник действует сила, которая возникает в результате действия на разделительную пластину перепада давлений (рисунок 4):

$$F_p = S_p (P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}}), \quad (20)$$

где F_p – сила воздействия на разделительную пластину, Н/м²; S_p – площадь разделительной пластины, на которую действует разность давлений $P_{\text{атм}}$ и $P_{\text{абс}}$, м²; $P_{\text{атм}}$ – давление атмосферное, Па; $P_{\text{абс}}$ – давление абсолютное, Па.

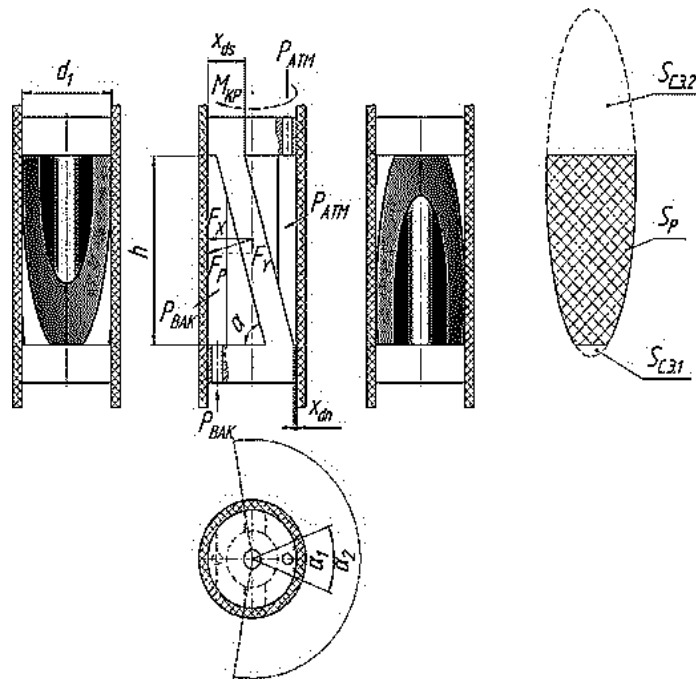


Рисунок 4 – Схема сил, действующих на золотник

При векторном разложении сила F_p состоит из горизонтальной F_x и вертикальной F_y составляющих. Горизонтальную силу прижатия F_x определим как:

$$F_x = \frac{d_1^2}{8} \left(2\pi - 2\arccos \left(1 - \frac{2z_{dn} - d_{отв}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) - 2\arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z_{dn} + d_{отв}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) + \sin(2\arccos \left(1 - \frac{2z_{dn} - d_{отв}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right)) + \sin(2\arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z_{dn} + d_{отв}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right)) \right) (P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}}) \operatorname{tg} \alpha. \quad (21)$$

Согласно уравнению (21) с изменением диаметра исполнительного механизма пульсатора в диапазоне 30,0-50,0 мм с интервалом варьирования высоты паза золотника от 30,0 до 50,0 мм значение горизонтальной составляющей силы воздействия на разделительную пластину изменяется в диапазоне от 53,91 до 99,44 Н.

Вращению золотника пульсатора под воздействием механизма привода препятствует сила трения золотника о внутреннюю поверхность корпуса пульсатора, возникающая в результате действия на разделительную пластину перепада давлений (рисунок 4):

$$F_{\text{Трз}} = \frac{k_{\text{тр}} d_1^2}{8} \left(2\pi - 2 \arccos \left(1 - \frac{2z d_n - d_{\text{отв}}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) - 2 \arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z d_n + d_{\text{отв}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) + \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2z d_n - d_{\text{отв}}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) + \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z d_n + d_{\text{отв}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) \right) \right) (P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}}) \operatorname{tg} \alpha. \quad (22)$$

Необходимый крутящий момент $M_{\text{кр}}$ привода золотника пульсатора определим как:

$$M_{\text{кр}} = \frac{k_{\text{тр}} d_1^3}{16} \left(2\pi - 2 \arccos \left(1 - \frac{2z d_n - d_{\text{отв}}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) - 2 \arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z d_n + d_{\text{отв}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) + \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2z d_n - d_{\text{отв}}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) + \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z d_n + d_{\text{отв}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) \right) \right) (P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}}) \operatorname{tg} \alpha. \quad (23)$$

Из данного уравнения следует, что при увеличении диаметра исполнительного механизма от 30,0 до 50,0 мм и высоты паза золотника от 30,0 до 50,0 мм, значение крутящего момента увеличивается с 0,08 до 0,25 Н·м.

В этом случае потребная мощность привода золотника пульсатора определяется выражением:

$$P_{\text{пр}} = \frac{k_{\text{тр}} d_1^3 \pi n}{480} \left(2\pi - 2 \arccos \left(1 - \frac{2z d_n - d_{\text{отв}}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) - 2 \arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z d_n + d_{\text{отв}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) + \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2z d_n - d_{\text{отв}}}{d_1 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) + \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2}{d_1} \left(d_1 - \frac{2h_z - 2z d_n + d_{\text{отв}}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \right) \right) \right) \right) (P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}}) \operatorname{tg} \alpha. \quad (24)$$

К примеру, с учетом частоты вращения исполнительного механизма 60 об/мин, при увеличении диаметра исполнительного механизма от 30,0 до 50,0 мм и высоты паза золотника от 30,0 до 50,0 мм значение мощности привода возрастает с 0,4 до 1,5 Вт.

В главе 3 «Программа и методика исследований механического пульсатора адаптивного доильного аппарата» описаны общая методика исследований, схемы лабораторных установок, стендов и методики экспериментальной проверки разработанных нами теоретических положений по определению времени включения тактов, соотношения тактов, перемещения золотника по высоте в зависимости от вакуумметрического давления под штоком, мощности привода золотника пульсатора.

Как следует из программы, с учетом теоретических выкладок и особенностей разработанной конструкции пульсатора (рисунок 5), мы изготовили макетный образец и некоторые детали, которые в дальнейшем подвергались нами исследованиям для улучшения конструктивно-режимных параметров. Проведение испытаний проходило с использованием контрольно-измерительных приборов: вакуумметр марки ВП4-УУ2, мультиметр марки ИЕК Universal M832, осциллограф марки С1-93, микрометрический глубиномер марки ГМЦ-100.

В ходе исследований применялись методы регрессионного и корреляционного анализа. Адекватность теоретических и экспериментальных положений осуществляли по критерию Фишера.

Исследования времени включения тактов, соотношения тактов, перемещения золотника и мощности привода выполняли на основе планирования факторного эксперимента. Нами были разработаны стенды, позволяющие определить зависимости:

- времени включения от диаметра и длины канала, сообщаемого с распределительной камерой коллектора;
- соотношения тактов от высоты паза золотника, его положения в корпусе пульсатора относительно каналов, сообщаемых с распределительной камерой коллектора, толщины разделительной пластины камер вакуумметрического и атмосферного давления и ее смещения в нижней и верхней плоскости золотника, а также диаметра золотника;
- перемещения золотника в зависимости от подаваемого вакуумметрического давления под шток;
- потребной мощности привода золотника пульсатора от диаметра и высоты паза золотника, частоты вращения и вакуумметрического давления.

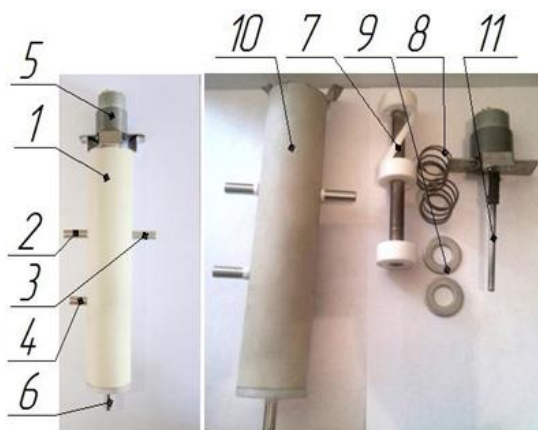


Рисунок 5 – Механический пульсатор доильного аппарата:

1 – пульсатор в сборе, 2, 3, 4, 6 – патрубки, 5 – электродвигатель, 7 – золотник, 8 – пружина, 9 – шайба проставочная, 10 – корпус пульсатора, 11 – вал шлицевой

В главе 4 «Результаты исследований механического пульсатора доильного аппарата» содержатся результаты экспериментальных исследований, оптимизация конструктивных параметров пульсатора. Полученные данные легли в основу уравнений регрессии по определению времени включения тактов, соотношения тактов, перемещения золотника по вертикали и мощности привода.

При варьировании диаметра $d_{омв}$ и длины l_k канала, соединяемого с распределительной камерой коллектора для условия, что $V_{ку}$ – объем межстенных камер двух доильных стаканов и патрубков, сообщающих их с распределительной камерой коллектора, равен $0,000189 \text{ м}^3$; η – коэффициент вязкости среды, равен $0,0000181 \text{ Па} \cdot \text{с}$; $P_{вак}$ – уровень вакуумметрического давления в системе, равен 48 кПа , уравнение регрессии, характеризующее взаимосвязь указанных параметров для времени включения такта сжатия имеет вид:

$$Y = 0,047 - 16,235d_{омв} + 0,062l_k - 5,26d_{омв}l_k + 1015,3d_{омв}^2 - 0,001l_k^2 \quad (25)$$

где Y – время включения такта сжатия, с; $d_{омв}$ – диаметр канала, сообщающего пульсатор с распределительной камерой коллектора, м; l_k – длина канала, сообщающего пульсатор с распределительной камерой коллектора, м.

В свою очередь, экспериментальная модель для такта сосания, при тех же условиях, в достаточной степени может быть представлена в виде уравнения регрессии, которое можно представить как:

$$Y = 0,043 - 14,647d_{отв} + 0,048l_k - 6,45d_{отв}l_k + 997,3d_{отв}^2 + 0,013l_k^2 \quad (26)$$

где Y – время включения такта сосания, с; $d_{отв}$ – диаметр канала, сообщающего пульсатор с распределительной камерой коллектора, м; l_k – длина канала, сообщающего пульсатор с распределительной камерой коллектора, м.

Графический вариант расчетов для такта сжатия представлен нами на рисунке 6.

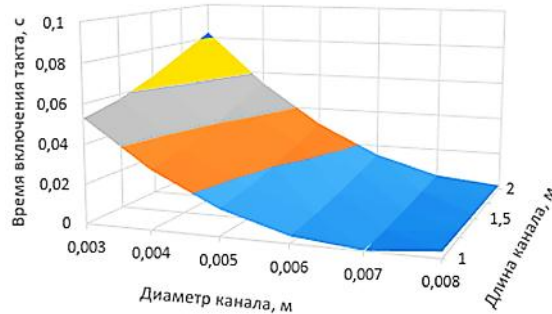


Рисунок 6 – Зависимость изменения времени включения такта сжатия от диаметра и длины канала, сообщающего пульсатор с распределительной камерой коллектора

В исследованиях известных ученых, таких как Гупфауэр М., Карташов Л.П., Королёв В.Ф., Цой Ю.А. и др., и из опыта эксплуатации известных доильных установок, указано, что рекомендуемое время включения такта при 60 пульсациях в минуту составляет около 0,060 с.

Согласно данным эксперимента, данное время включения такта при длине канала 1,25 м обеспечивается при его диаметре, равном 3,1 мм.

Для определения закономерности изменения соотношения тактов в эксперименте изменяли размеры диаметра d_1 и высоты паза h золотника, толщины пластины s_1 , разделяющей камеры вакуумметрического и атмосферного давления, равной по размеру диаметру канала $d_{отв}$ для поступления давления, смещений пластины x_{dn} и x_{ds} в нижней и верхней плоскости золотника, соответственно, расположения z золотника относительно патрубков, сообщаемых с парами доильных стаканов. Уравнение регрессии, характеризующее взаимосвязь указанных параметров для такта сосания, имеет вид:

$$\begin{aligned}
 Y = & 49,36 + 0,58 \cdot h - 14,95 \cdot z - s_1 - 1,157 \cdot d_1 + 5,9552 \cdot x_{dn} - 4,2 \cdot x_{ds} - \\
 & 2,43 \cdot h \cdot z + 0,18 \cdot h \cdot s_1 + 1,13 \cdot h \cdot d_1 + 0,77 \cdot h \cdot x_{dn} - 1,11 \cdot h \cdot x_{ds} + 3,76 \cdot z \cdot s_1 - \\
 & 2,52 \cdot z \cdot d_1 + 2,91 \cdot z \cdot x_{dn} + 3,67 \cdot z \cdot x_{ds} - 0,009 \cdot s_1 \cdot d_1 + 0,22 \cdot s_1 \cdot x_{dn} - 0,1 \cdot s_1 \cdot x_{ds} - \\
 & 0,42 \cdot d_1 \cdot x_{dn} + 0,46 \cdot d_1 \cdot x_{ds} - 1,28 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} - 0,37 \cdot h \cdot z \cdot s_1 + 0,15 \cdot h \cdot z \cdot d_1 + 2,14 \cdot h \cdot z \cdot x_{dn} + \\
 & 0,65 \cdot h \cdot z \cdot x_{ds} - 0,11 \cdot h \cdot s_1 \cdot d_1 - 1,27 \cdot h \cdot s_1 \cdot x_{dn} - 0,54 \cdot h \cdot s_1 \cdot x_{ds} - 0,35 \cdot h \cdot d_1 \cdot x_{dn} + \\
 & + 0,43 \cdot h \cdot d_1 \cdot x_{ds} + 1,86 \cdot h \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 2,38 \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 - 0,29 \cdot z \cdot s_1 \cdot x_{dn} - 1,79 \cdot z \cdot s_1 \cdot x_{ds} - \\
 & 0,96 \cdot z \cdot d_1 \cdot x_{dn} - 2,45 \cdot z \cdot d_1 \cdot x_{ds} + 0,16 \cdot z \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 0,53 \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} + 1,26 \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{ds} \\
 & + 0,1 \cdot s_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 0,06 \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} - 1,16 \cdot h \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 - 0,15 \cdot h \cdot z \cdot s_1 \cdot x_{dn} - 0,3 \cdot h \cdot z \cdot d_1 \cdot x_{dn} - \\
 & 0,4 \cdot h \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} - 0,31 \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} + 0,61 \cdot h \cdot z \cdot s_1 \cdot x_{ds} + 0,46 \cdot h \cdot z \cdot d_1 \cdot x_{ds} - 1,86 \cdot h \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{ds} + \\
 & 0,45 \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{ds} - 0,03 \cdot h \cdot z \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} - 1,05 \cdot h \cdot s_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 1,11 \cdot z \cdot s_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} - \\
 & 0,1 \cdot h \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 0,06 \cdot z \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} - 1,24 \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 1,65 \cdot h \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} + \\
 & + 0,15 \cdot h \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{ds} - 0,96 \cdot h \cdot z \cdot s_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} - 0,95 \cdot h \cdot z \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 0,92 \cdot h \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + \\
 & + 0,81 \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} - 0,08 \cdot h \cdot z \cdot s_1 \cdot d_1 \cdot x_{dn} \cdot x_{ds} + 5,73 \cdot h^2 + 5,58 \cdot z^2 + 5,65 \cdot s_1^2 + 5,64 \cdot d_1^2 \\
 & + 5,97 \cdot x_{dn}^2 + 6,09 \cdot x_{ds}^2, \quad (27)
 \end{aligned}$$

где Y – относительная продолжительность такта сосания, рад; h – высота паза исполнительного механизма, м; z – положение исполнительного механизма пульсатора относительно каналов, сообщаемых с распределительной камерой коллектора, м; s_1 – толщина пластины, которая равна диаметру канала, соединяемого с распределительной камерой коллектора, м; d_1 – диаметр исполнительного механизма, м; x_{dn} – расстояние от внутренней поверхности корпуса пульсатора до линии крепления разделительной пластины к нижней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления, м; x_{ds} – расстояние от внутренней поверхности корпуса пульсатора со стороны камеры постоянного вакуумметрического давления до линии крепления разделительной пластины к верхней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления, м.

Так как смена режима осуществляется путём поворота золотника внутри корпуса, то уравнение для такта сжатия с учетом уравнения (27) можно представить в виде:

$$X=2\pi-Y \quad (28)$$

где X – относительная продолжительность такта сжатия, рад.

Графический вариант расчетов можно представить, зафиксировав четыре фактора из шести на нулевом уровне с учетом представления соотношения тактов в общепринятом виде:

$$\left(\frac{Y}{2\pi} 100\%\right) : \left(\frac{X}{2\pi} 100\%\right) \quad (29)$$

Например, при условии $h=40,0$ мм, $z=20,0$ мм, $d_1=40,0$ мм, $s_1=8,0$ мм согласно матрице эксперимента, уравнение регрессии имеет вид:

$$Y=50,003-638,6x_{dn} +636,1x_{ds} +5,31 \cdot 10^{-12}x_{dn} x_{ds}-138,9x_{dn}^2+277,8x_{ds}^2 \quad (30)$$

Поверхность отклика для данного случая представлена на рисунках 7 и 8.

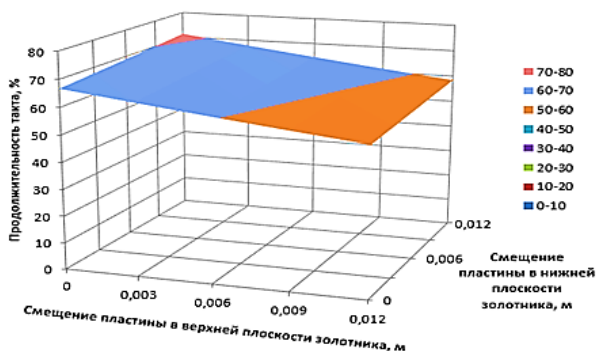


Рисунок 7 – Зависимость продолжительности такта сосания от смещения пластины в верхней и нижней плоскости золотника

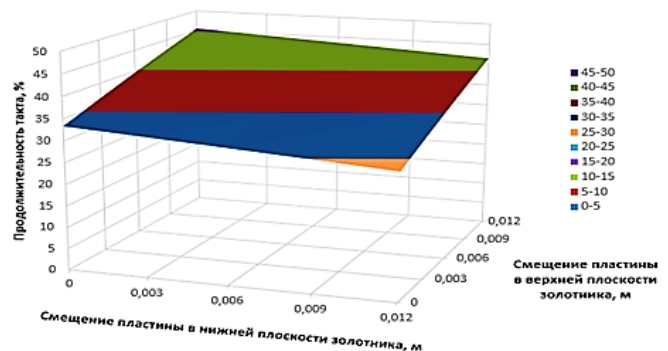


Рисунок 8 – Зависимость продолжительности такта сжатия от смещения пластины в верхней и нижней плоскости золотника

Согласно литературным источникам, оптимальное отношение продолжительности такта сосания к такту сжатия 60:40 при частоте пульсаций 60 циклов в минуту. В таком случае, при толщине разделительной пластины 3,1 мм, рекомендуемом изменении соотношения такта сосания к такту сжатия при переходе из номинального режима доения в стимулирующий режим от 60:40 до 40:60, принимаемыми нами из конструктивных соображений диаметре золотника равном 40,0 мм и высоте паза золотника – 40,0 мм, расстояние от внутренней поверхности корпуса

пульсатора до линии крепления разделительной пластины к нижней и верхней плоскости внутренней поверхности золотника должно быть равно 12,0 мм.

Для определения зависимости перемещения золотника по вертикали в эксперименте изменяли значения вакуумметрического давления P под штоком, диаметра d_1 золотника и жёсткости пружины k . Уравнение регрессии, характеризующее взаимосвязь указанных параметров при перемещении золотника по вертикали, имеет вид:

$$Y = 0,04791 - 0,01438P - 0,00012d_1 - 0,0019k + 0,00032Pd_1 - 0,00027Pk + 0,00038d_1k - 0,00017Pd_1k + 0,00431P^2 - 0,00053d_1^2 - 0,00098k^2 \quad (31)$$

где P – вакуумметрическое давление, кПа; d_1 – диаметр золотника, м; k – жёсткость пружины, Н/м.

Графический вариант расчетов можно представить, зафиксировав один фактор из трёх на нулевом уровне. Например, поверхность отклика результатов вычислений при фиксированном значении жёсткости пружины $k=1500$ Н/м представлена на рисунке 9.

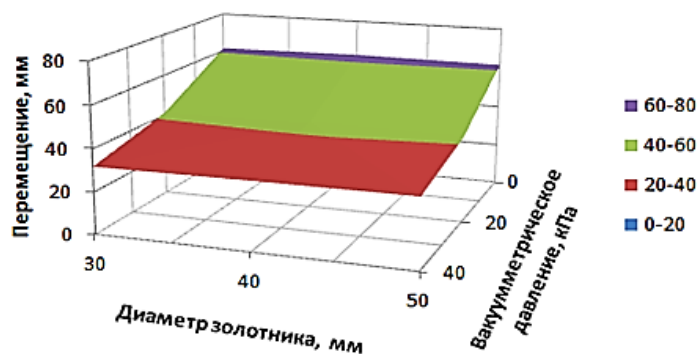


Рисунок 9 – Зависимость перемещения золотника в камере пульсатора по вертикали от вакуумметрического давления и диаметра золотника

Из предыдущих экспериментов установлено, что принимаемый нами из конструктивных соображений диаметр золотника равен 40,0 мм. Отсюда следует, что для обеспечения перемещения золотника из крайнего верхнего положения в крайнее нижнее положение при данном диаметре и вакуумметрическом давлении под штоком 40,0 кПа жёсткость пружины должна быть 1500,0 Н/м.

При выполнении факторного эксперимента по определению мощности привода золотника пульсатора варьировали значения вакуумметрического давления $P_{\text{вак}}$ в камере пульсатора, частоты вращения n золотника, диаметра d_1 и высоты паза h золотника. Уравнение регрессии, характеризующее взаимосвязь указанных параметров для мощности привода золотника пульсатора, имеет вид:

$$Y = 0,37 - 4,992 \cdot 10^{-6} P_{\text{вак}} - 0,185d_1 - 0,167n - 6,746h + 1,727 \cdot 10^{-6} P_{\text{вак}}d_1 + 1,092 \cdot 10^{-6} P_{\text{вак}}n + 4,813 \cdot 10^{-5} P_{\text{вак}}h - 2,129d_1n + 5,78d_1h - 0,583nh + 0,0006P_{\text{вак}}d_1n - 7,576 \cdot 10^{-6} P_{\text{вак}}nh - 0,0002P_{\text{вак}}d_1h - 28,03d_1nh + 0,004P_{\text{вак}}d_1nh - 1,628 \cdot 10^{-10} P_{\text{вак}}^2 + 186,236d_1^2 + 0,572n^2 - 12,263h^2 \quad (32)$$

где $P_{\text{вак}}$ – вакуумметрическое давление в камере пульсатора, кПа; d_1 – диаметр золотника, м; n – частота вращения золотника, с^{-1} ; h – высота паза золотника.

Графический вариант расчетов можно представить, зафиксировав два фактора из четырех на нулевом уровне. Например, при фиксированном значении диаметра золотника $d_1=40,0$ мм и высоте паза $h=40,0$ мм результаты вычислений можно представить в виде:

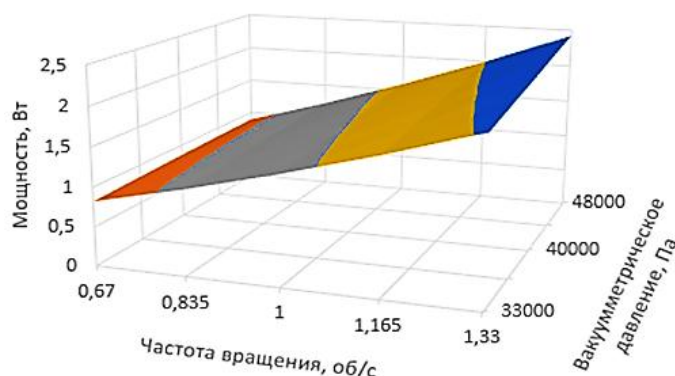


Рисунок 10 – Зависимость мощности привода золотника пульсатора от вакуумметрического давления в камере пульсатора и частоты вращения золотника

Установлено, что при диаметре золотника и высоте его паза, равными 40,0 мм, вакуумметрическом давлении 48,0 кПа, коэффициенте трения скольжения, равном 0,08, и частоте вращения золотника – 60,0 об/мин., мощность привода должна быть не менее 1,6 Вт.

В главе 5 «Хозяйственные испытания переносного адаптивного доильного аппарата» приведены результаты сравнительных испытаний адаптивного доильного аппарата с механическим пульсатором, которые выполняли в хозяйствах Белгородской области на коровах с продуктивностью более 6000 кг молока с целью оценки результата его совершенствования, направленного на повышение степени выдоенности коров, а также на степень устойчивости к маститу при сравнении с контрольным доильным аппаратом «Нурлат» (рисунок 11).



Рисунок 11 – Процесс доения коровы

По итогам эксперимента, - 90 дней лактации, отмечается, что в результате использования адаптивного доильного аппарата с экспериментальным пульсатором в сравнении с доильным аппаратом «Нурлат» имеет место повышение степени выдоенности на 6,1% и снижение уровня заболеваемости маститом ко-

ров на 11,1% при своевременном включении щадящего режима доения. Годовой экономический эффект доильного аппарата с учетом приведенных затрат и полноты выдаивания, в расчете на одну голову – 4080,53 рубля. Внедрение экспериментального адаптивного доильного аппарата в фермерском хозяйстве ИП Граб Сергея Николаевича, в фермерском хозяйстве ИП Белашова Александра Александровича обеспечило получение выручки в размере около 270,0 тысяч рублей в год.

За разработку пульсатора для доильных установок на Российской агропромышленной выставке «Золотая Осень» в 2016 году получена серебряная медаль.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ технологий машинного доения коров и известных технических решений доильного оборудования позволил установить, что в условиях личных подворий и коллективных фермерских хозяйств целесообразно использовать адаптивные доильные аппараты, у пульсаторов которых в зависимости от интенсивности молокоотдачи изменяются как частота пульсаций, так и соотношение тактов.

2. Теоретически и экспериментально доказано, что время включения такта сжатия и такта сосания в доильных стаканах зависит от коэффициента динамической вязкости воздуха, перепада давления на входе и выходе, длины и диаметра канала, сообщающего пульсатор с распределительной камерой коллектора. Адекватность теоретической и эмпирической моделей подтверждается F – критерием Фишера. При табличном значении 3,40 его факт составляет 2,06. Согласно данным эксперимента, при длине канала 1,25 м рекомендуемое время включения такта сжатия 0,06 с обеспечивается при его диаметре, равном 3,1 мм.

3. Математическим моделированием рабочего процесса механического пульсатора адаптивного доильного аппарата с доением в бидон установлено, что соотношение тактов пульсатора зависит от диаметра золотника и высоты его паза, толщины пластины, разделяющей камеры вакуумметрического и атмосферного давления, равной по размеру диаметру отверстий, соответствующих диаметру каналов, сообщающих пульсатор с распределительной камерой коллектора, положения золотника относительно данных отверстий, расстояния от внутренней поверхности корпуса пульсатора до линии крепления разделительной пластины к нижней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления, расстояния от внутренней поверхности корпуса пульсатора со стороны камеры постоянного вакуумметрического давления до линии крепления разделительной пластины к верхней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления. Экспериментальными исследованиями доказана справедливость теоретических положений. Адекватность теоретических и экспериментальных уравнений оценивалась по F – критерию Фишера. Фактические значения критерия не превышают 1.11 для такта сжатия и 1.57 для такта сосания, тогда как табличное значение F-критерия Фишера равно 3,13 для такта сжатия и 2,40 для такта сосания. Установлено, что для обеспечения варьирования соотношения тактов пульсатора в интервале 40:60...60:40 при диаметре зо-

лотника, равном 40,0 мм, высоте его паза, равной 40,0 мм и толщине разделительной пластины, соответствующей диаметру канала, сообщающего пульсатор с распределительной камерой коллектора и равному 3,1 мм, расстояние от внутренней поверхности корпуса пульсатора до линии крепления разделительной пластины к нижней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления и расстояние от внутренней поверхности корпуса пульсатора со стороны камеры постоянного вакуумметрического давления до линии крепления разделительной пластины к верхней плоскости внутренней поверхности золотника со стороны камеры постоянного атмосферного давления должно составлять 12,0 мм.

4. Установлена зависимость перемещения золотника от его диаметра и веса, давления, действующего на золотник, и жесткости пружины. Теоретически и экспериментально доказано, что для обеспечения перемещения золотника из крайнего верхнего положения в крайнее нижнее положение при диаметре золотника 40,0 мм и вакуумметрическом давлении под штоком 40,0 кПа жесткость пружины должна быть 1500,0 Н/м.

5. Математическим моделированием рабочего процесса привода золотника во вращательное движение и экспериментальными исследованиями установлено, что потребная мощность зависит от диаметра и высоты паза золотника, вакуумметрического давления, коэффициента трения скольжения золотника о внутреннюю поверхность пульсатора, и частоты вращения золотника. Адекватность теоретических и эмпирических уравнений подтверждена оценкой по F – критерию Фишера. Установлено, что при диаметре золотника и высоте его паза, равными 40,0 мм, вакуумметрическом давлении 48,0 кПа, коэффициенте трения скольжения, равном 0,08, и частоте вращения золотника – 60,0 об/мин., мощность привода должна быть не менее 1,6 Вт.

6. Установлено, что в результате использования экспериментального адаптивного доильного аппарата с механическим пульсатором в сравнении с доильным аппаратом «Нурлат» молочная продуктивность коров увеличилась на 6,1%, а заболеваемость маститом уменьшилась на 11,1%. Экономическая эффективность от применения адаптивного доильного аппарата с механическим пульсатором, в расчете на 20 голов, составила 81610,6 рубля. Внедрение экспериментального адаптивного доильного аппарата на предприятиях Белгородской области обеспечило получение выручки более 269877,1 рублей в год.

Рекомендации производству

Для повышения эффективности молочного производства за счет повышения удоев КФХ и ЛПХ рекомендуется использовать доильный аппарат с механическим пульсатором. Результаты исследований могут быть использованы предприятиями, создающими и реализующими доильное оборудование.

Перспективы дальнейшей разработки темы исследования

В дальнейшей перспективе научных исследований целесообразно продолжить эксперимент в направлении автоматизации процесса доения адаптивными доильными аппаратами с четвертным управлением режимом доения

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

Статьи в ведущих рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК России

1. Клёсов, Д.Н. Пульсатор адаптивного доильного аппарата / В.Ф. Ужик, О.А. Чехунов, О.В. Ужик, П.Ю. Кокарев, Д.Н. Клёсов // Сельский механизатор, 2014. – № 12. – С. 26-27.
2. Клёсов, Д.Н. Обоснование конструктивно-режимных параметров пульсатора адаптивного доильного аппарата / В.Ф. Ужик, О.В. Ужик, О.А. Чехунов, Д.Н. Клёсов, В.А. Шахов // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2015. – № 6 (56). – С. 88-90.
3. Клёсов, Д.Н. Разработка пульсатора для доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // Инновации в АПК: проблемы и перспективы, 2016. – № 4 (12). – С. 20-29.
4. Клёсов, Д.Н. К изменению конструктивно-режимных параметров пульсатора доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов, О.В. Китаева // Научная жизнь, 2018. – № 12. – С. 37-44.

Патенты

5. Пульсатор для доильных установок: пат. 2539957 Рос. Федерация / Ужик В.Ф., Клёсов Д.Н., Ужик О.В. – № 2013146314/13; заявл. 16.10.2013; опубл. 27.01.2015. – Бюл. № 3.
6. Доильный аппарат: пат. 2621318 Рос. Федерация / Клёсов Д.Н., Ужик В.Ф., Фурсенко А.А. – № 2016100964/16; заявл. 13.01.2016; опубл. 01.06.2017. Бюл. №16.

Публикации в журналах, сборниках научных трудов и материалах конференций

7. Клёсов, Д.Н. К созданию адаптивного доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // В сборнике: Проблемы и перспективы инновационного развития агроинженерии, энергоэффективности и IT-технологий. Материалы XVIII Международной научно-производственной конференции, 2014. – С. 200.
8. Клёсов, Д.Н. Механический пульсатор для доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов, О.В. Ужик // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства, 2014. – № 4 (16). – С. 86-88.
9. Клёсов, Д.Н. Совершенствование адаптивного доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // В сборнике: Инженерное обеспечение инновационных технологий в АПК. Материалы Международной научно-практической конференции. Мичуринский государственный аграрный университет, 2015. – С. 60-66.
10. Клёсов, Д.Н. К обоснованию конструкции доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // В сборнике: Проблемы и перспективы инновационного развития агротехнологий. Материалы XIX Международной научно-производственной конференции. ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, 2015. – С. 77-78.
11. Клёсов, Д.Н. К созданию пульсатора для адаптивных доильных аппаратов / Д.Н. Клёсов, В.Ф. Ужик, О.В. Ужик, О.А. Чехунов // В сборнике: Исследования молодых ученых – аграрному производству. Материалы онлайн-

конференции, посвященной Дню российской науки. Ассоциация аграрных вузов ЦФО, 2015. – С. 84-90.

12. Клёсов, Д.Н. К обоснованию конструкции пульсатора доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // В книге: Материалы национальной научно-производственной конференции "Современные технологии производства продукции АПК". – 2015. – С. 58-60.

13. Клёсов, Д.Н. Адаптивный доильный аппарат с механическим пульсатором / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. – 2015. – № 3 (19). – С. 81-85.

14. Клёсов, Д.Н. Адаптивный доильный аппарат / Д.Н. Клёсов, В.Ф. Ужик // В сборнике: Инновационные технологии и технические средства для АПК. Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов. Под общей редакцией Н.И. Бухтоярова, Н.М. Дерканосовой, В.А. Гулевского. – 2016. – С. 44-47.

15. Клёсов, Д.Н. К созданию доильного аппарата с управляемым режимом доения / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // В сборнике: Проблемы и перспективы инновационного развития агротехнологий. Материалы XX Международной научно-производственной конференции. ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ. – 2016. – С. 110-111.

16. Клёсов Д.Н. Разработка адаптивного доильного аппарата с механическим пульсатором / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. – 2016. – № 3 (23). – С. 57-61.

17. Клёсов, Д.Н. Виртуальное моделирование пульсатора доильного аппарата средствами "КОМПАС-3D" и его прототипирование / Д.Н. Клёсов // В сборнике: Виртуальное моделирование, прототипирование и промышленный дизайн. Материалы IV Международной научно-практической конференции. – 2017. – С. 429-432.

18. Клёсов, Д.Н. К обоснованию конструктивно-режимных параметров пульсатора доильного аппарата / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // В сборнике: Проблемы и решения современной аграрной экономики. Материалы конференции. – 2017. – С. 104-105.

19. Клёсов, Д.Н. Разработка и лабораторно-хозяйственные испытания доильного аппарата с механическим пульсатором / В.Ф. Ужик, Д.Н. Клёсов // В книге: Инновационные решения в аграрной науке – взгляд в будущее. Материалы XXIII международной научно-производственной конференции «Инновационные решения в аграрной науке – взгляд в будущее». – 2019. – С. 145-147.

Отпечатано в издательско-полиграфическом центре
ФГБОУ ВО Мичуринский ГАУ
Подписано в печать 27.04.2021 г. Формат 60x84 ¹/₁₆,
Бумага офсетная № 1. Усл.печ.л. 1,3. Тираж 100 экз. Ризограф
Заказ № 20606

Издательско-полиграфический центр
Мичуринского государственного аграрного университета
393760, Тамбовская обл., г. Мичуринск, ул. Интернациональная, 101
тел. +7 (47545) 3-88-34, доб. 211

