

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Satbayev Universiti

Институт металлургии и промышленной инженерии

УДК 656.073.437:658.78

На правах рукописи

Желоманов Рустам Маратович

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание академической степени магистра техники и технологий

Название диссертации «**Исследование параметров камерного пневматического привода тихоходных технологических машин**»

Направление подготовки 6М072400 – Технологические машины и оборудование

Научный руководитель,
к.т.н., асс. профессор

_____ Бейсенов Б.С.
" ____ " _____ 2019 г.

Рецензент

" ____ " _____ 2019 г.

Нормоконтроль
канд. техн. наук. сениор лектор
_____ С.А.Бортебаев
« ____ » _____ 2019 г.

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТМиО,
канд. техн. наук, ассоц. проф.
_____ К.К. Елемесов
" ____ " _____ 2019 г.

Алматы 2020 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Satbayev Universiti

Институт металлургии и промышленной инженерии
Кафедра "Технологические машины и оборудование"

6M072400 – Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТМиО
канд. техн. наук, асс.проф.
_____ К.К.Елемесов

"__" _____ 2018 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Желоманову Рустаму Маратовичу

Тема: «Исследование параметров камерного пневматического привода тихоходных технологических машин»

Утверждена приказом руководителя университета №1202м
"29" 10 "2018 г.

Срок сдачи законченной диссертации " 15 " 05 _____ 2020 г.

Исходные данные к магистерской диссертации: данные ОАО АЗТМ»

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

а) состояние проблемы использования пневматических объемных приводов в металлургии;

б) аналитический обзор известных вариантов использования камерных пневмоприводов;

в) обоснование и разработка варианта исполнения привода на базе камерных систем;

г) расчет параметров необходимых для приведения устройства в движение;

д) описание конструкции и принципа действия выбранного варианта приводного устройства;

е) результаты комплексного опробывания;

е) результаты тестовых испытаний.

Перечень презентационного материала;

а) чертежи предлагаемого варианта приводного устройства;

б) схема запитки системы устройства;

в) схема функционирования системы;

г) тестовый прогон устройства.

д) результаты исследования технических и технологических параметров

Рекомендуемая основная литература:

[1] Иманкулов А.А., Бейсенов Б.С., Елемесов К.К. Некоторые аспекты применения силовых гибких оболочек с возвратно-поступательным движением в приводах металлургических машин /Материалы международной научно-практической конференции «Подготовка инженерных кадров в контексте глобальных вызовов XXI века», II том, С 354-358/ .2013.

[2] Иманкулов А.А., Бейсенов Б.С., Сарыбаев Е.Е. «Исследования возможностей силовых гибких оболочек с возвратно-поступательным движением в приводах с вращательным движением рабочего органа металлургических машин» Алматы, КазНТУ им. К.И.Сатпаева «Сатпаевские чтения».2014.

[3] Иманкулов А.А., Бейсенов Б.С., Елемесов К.К., Курманалиев М.Б. «Некоторые аспекты применения силовых гибких оболочек с возвратно-поступательным движением в приводах металлургических машин» Алматы, КазНТУ им. К.И.Сатпаева «Сатпаевские чтения».2013 г.

[4] Ярмоленко Г.З. Пневматический привод горных машин. Изд-во «Недра»,1967. 162с.

[5] Курсовое проектирование Деталей машин. С.А. Чернавский, К.Н. Боков, М.:Машиностроение, 1987.416с.

[6] Курсовое проектирование Деталей машин. Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей (Чернавский С.А., Боков К.Н., Черпин И.М., Козинцов В.А.) – М.: Металлургия, 1987. – 414 с.

[7] Бейсенов Б.С., Сарыбаев Е.Е., Курманалиев М.Б., Иманкулов А.А. Реверсивный храповой привод. Патент № 86618 Оpubл.21.02.14.

[8] Бейсенов Б.С.,Сарыбаев Е.Е.Пневматический привод возвратно-поступательного действия. Положительное решение на выдачу инновационного патента. 2016.

[9] Бейсенов Б.С., Сейіт С.Ж., Сарыбаев Е.Е. Тихоходный пневмокамерный привод технологических машин. - Вестник КазНТУ,2018. -№2с

[10] Желоманов Р.М., Бейсенов Б.С., Сарыбаев Е.Е. Особенности применения пневматических камерных подушек для тихоходных приводов технологических машин. - Вестник КазНТУ,2018. -№2.5с.

ГРАФИК
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1 Аналитическая часть	1.03.2020	
2 Расчетно-конструкторская часть	1.04.2020	
3 Экспериментальная часть	1.05.2020	

Подписи консультантов и нормоконтролера на законченную магистерскую диссертацию с указанием относящихся к ним разделов диссертации

Наименования разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
1 Аналитическая часть	К.т.н., асс.проф. Бейсенов Б.С.	1.03.2020	
2 Расчетно-конструкторская часть	К.т.н., асс.проф. Бейсенов Б.С.	1.04.2020	
3 Экспериментальная часть	К.т.н., асс.проф. Бейсенов Б.С.	1.05.2020	
Нормоконтролер	К.т.н., сениор лектор Бортебаев С.А.	10.05.2020	

Научный руководитель _____ Бейсенов Б.С.
(подпись) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению обучающийся _____ Желоманов Р.М.
(подпись) (Ф.И.О.)

Дата " _____ " _____ 20__ г.

АНДАТПА

Бұл жұмыста қаралды бірқатар міндеттер шешілді орындау барысында магистрлік жұмыс:

1.Базасында патенттік-әдеби шолу шеңбері кеңейтілді мүмкін болатын облыстар қолдану пневматикалық баллондарға ретінде жетектер, технологиялық машиналарды тихоходным жұмыс органы.

2.Өзірленді конструкциясы әмбебап пневматикалық модулінің базасында бұрыштық пневматикалық камералық жүйелерін айналмалы ретінде іс-қимылды жетектің весодозатора үшін үздіксіз автоматты таразы мөлшерлеу жұқалап ұсақталған әктас және бентонит да шихта алатын арналған окомковательной фабрикасында "ССКӨБ" АҚ.

3.Текшелік сынақтар пневмокамерного жетек полигон жағдайында кафедра.

4. Өңделді пневматикалық басқару схемасы қайтарымды-үдемелі қозғалысымен баллондар.Жұмыс кіріспеден, әдеби шолудан, эксперименттік бөлімнен, тәжірибелік нәтижелерді талқылау, қорытынды, пайдаланылған әдебиеттер тізімінен 17 атау. Диссертациялық жұмыс терілген 72 бетте, көркемделген 18-сурет

АННОТАЦИЯ

В этой работе рассмотрены ряд задач, которые были решены в ходе выполнения магистерской работы:

1.На базе патентно-литературного обзора расширен круг возможных областей применения пневматических камерных систем в качестве приводов технологических машин с тихоходным рабочим органом.

2.Разработана конструкция универсального пневматического модуля на базе угловых пневматических камерных систем поворотного действия в качестве привода тихоходных технологических машин.

3.Проведены стендовые испытания пневмокамерного привода в условиях полигона кафедры.

4. Отработана пневматическая схема управления возвратно-поступательным движением баллонов.

5. Исследованы технические и технологические параметры установки.

Работа состоит из введения, литературного обзора, экспериментальной части, обсуждения экспериментальных результатов, выводов, списка использованных источников из 17 наименований. Диссертационная работа изложена на 51 странице, иллюстрирована 18 рисунками, содержит 5 приложений.

ANNOTATION

In this paper, the number of tasks that were solved during the execution of the master's work:

1. On the basis of patent-literature review broadened the scope of possible areas of application of pneumatic cylinders as actuators of the technological machines with low-speed working body.

2. The design of the universal pneumatic module on the basis of the angular pneumatic chamber systems of rotary action as the vesodozator drive is developed for continuous automatic weight dispensing of thinly crushed limestone and bentonite in furnace charge at okomkovatelny factory JSC SSGPO.

3. Bench tests of the pneumochamber drive in the conditions of the department ground are carried out.

4. The pneumatic scheme of management of back and forth motion of cylinders is fulfilled. The work consists of introduction, literature review, experimental part, discussion of experimental results, conclusions, bibliography of 17 items. Dissertational work is stated on the 51 pages, illustrated with 18 pattern and 5 appendices.

Термины и определения

Пневматический привод (пневмопривод) — совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством энергии сжатого воздуха.

Модуль — функционально завершённый узел, оформленный конструктивно как самостоятельный продукт.

Баллон — камеры, подушки и подкладки из резины или прорезиненной ткани, наполняемые газом под давлением несколько выше атмосферного; служат амортизационными устройствами.

Резинокорд — текстильный корд, обрешиненный сырой резиновой смесью.

Компрессор — устройство для сжатия воздуха.

Гибкий силовой элемент — гибкий элемент системы (достаточной длины и прочности).

Храповый механизм — зубчатый механизм прерывистого движения, предназначенный для преобразования возвратно-вращательного движения в прерывистое вращательное движение в одном направлении.

Собачка — деталь храпового механизма.

Золотниковый воздухораспределитель — устройство для изменения направления и перекрытия потоков сжатого воздуха в пневмосистемах различного назначения.

Раздвижность силового элемента — перемещение выдвигной части относительно корпуса или выдвигание (вывинчивание) распорного элемента.

Условные обозначения

$N_{расч}$ – расчетная мощность привода, кВт;

$N_{уст}$ – установочная мощность двигателя, кВт;

M – крутящий момент, Н·м.;

P – толкающее усилие, Н.

$\varnothing_{у.,цех}$ – условный проход цеховой пневмомагистрали, мм.;

$\varnothing_{у.,лаб}$ – условный проход лабораторной пневмомагистрали, мм.;

m – модуль храпового колеса, мм.

η – коэффициент полезного действия.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	10
1 Аналитическая часть	
1.1 Проблемы приводов технологических машин	12
1.2 Состояние проблемы использования пневматических объемных приводов в металлургии	
1.3 Аналитический обзор известных вариантов использования гибких силовых оболочек	16
2 Анализ теоретических и экспериментальных исследований характеристик гибких оболочек	19
3 Обоснование и расчет варианта исполнения привода на базе камерных систем	
3.1 Расчет элементов действующей модели камерного привода	28
3.2 Описание кинематической схемы камерного привода	28
3.3 Пневматическая схема управления приводом камерного типа	30
3.4 Конструктивная проработка приводных камер	30
4 Экспериментальная часть	
4.1 Методика проведения экспериментальных исследований по определению динамических характеристик	36
4.2 Методика проведения экспериментальных исследований по определению расходных характеристик	40
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	44
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	45
ПРИЛОЖЕНИЕ А	47

ВВЕДЕНИЕ

Комплексное решение вопросов совершенствования современных приводов требует особого внимания к проектированию и реализации механических преобразователей движения. В настоящее время усиливается тенденция к упрощению механических устройств технологического оборудования и к использованию иных источников энергии, кроме электрической.

Новые технологические машины с пневмокамерным приводом будут обладать целым рядом технических преимуществ по сравнению с традиционными электромеханическими:

- простота и дешевизна конструкции;
- значительно меньший вес по сравнению с существующими машинами, выполняющими те же функции;
- значительный крутящий момент;
- возможность регулирования в значительном диапазоне рабочих характеристик силовых элементов;
- высокий коэффициент раздвижности силового элемента;
- высокая способность к поглощению ударных нагрузок благодаря эластичности материала и сжимаемости воздуха;
- использование только одного вида энергии.

В сочетании с храповыми механизмами свободного хода они могут существенно улучшить конструктивное исполнение транспортирующих машин с непрерывным тяговым органом, к которым относятся машины непрерывного действия для транспортировки сыпучих материалов.

На основании изложенного, **целью** данной работы является разработка и стендовые испытания тихоходного высоко моментного пневмокамерного привода конструкции КазНИТУ им.К.И.Сатпаева.

Объектом разработки является высокомоментный пневматический камерный привод на базе храпового механизма.

Предмет исследования – конструктивные и технические параметры установки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Разработать стенд для исследования технических параметров привода.
2. Разработать методику исследования и оценки параметров.
2. Разработать структуру аппаратного оформления стенда.
3. Корректно провести стендовые испытания.

Научная новизна работы заключается в том, что доказана работоспособность угловых пневматических камерных систем поворотного действия – в качестве тихоходного привода технологических машин.

Практическая значимость работы состоит в разработке конструкции привода на базе угловых пневматических камерных систем поворотного действия с учетом фактического давления в цеховых пневмомагистралях.

Апробация полученных результатов. Полученные результаты опубликованы в научном журнале «Вестник КазНИТУ» (Выпуск №2 - 2019 г.) и доложены на научно-практической конференции «Сатпаевские чтения – 2019».

1 Аналитическая часть

1.1 Проблемы приводов технологических машин

Привод технической системы – это кинематическая цепочка технических устройств (назовем их – комплекты из за сложной комплектации конструкции), предназначенных для передачи энергии рабочему органу, создания у него требуемой скорости и задания ему требуемой траектории движения. В кинематическую цепочку входят – источник энергии, передаточный механизм, система управления скоростным режимом и распределения движения по параллельным потребителям.

Являясь главным организатором работы машины, в то же время привод выступает в роли вспомогательного элемента технической системы, поэтому идеология его проекта основана на предельной компактности и максимальной производительности.

Проблемы приводов разнообразны и зависят от типа машины и комплектов привода. Их можно систематизировать по решаемым приводом задачам – передача рабочему органу энергии для совершения механической работы, задание потребной кинематики режимов движения, задание требуемой траектории движения рабочего органа. Дополнительно приводы требуют совершенствования в рамках решения проблем по экономии ресурсов и экологии рабочего процесса. Стратегические направления совершенствования приводов машин можно сформулировать следующим образом:

- снижение массы, габаритов и удельных показателей на единицу мощности (производительности);

- повышение производительности рабочего процесса без значительного увеличения габаритов и массы;

 - снижение потерь мощности на внутреннее трение;

 - повышение межремонтного ресурса;

 - ремонтоспособность комплектов;

 - универсальность к типам машин;

 - упрощение исполнительного механизма;

 - возможность уравнивания простыми способами;

 - управление параметрами движения;

 - энергетическая экономичность;

 - экологичность продуктов работы комплектов.

Как видим, направлений совершенствования множество. В соответствии с ними работает огромное количество научных коллективов ведущих вузов и стран, но совершенствуются в основном приводы конкретных машин. Работ по комплексному совершенствованию почти нет, так как никто не ставит цель поиска универсальной и совершенной схемы для разных комплектов привода машин.

Для экономии энергии, повышения качества продукции и увеличения производительности технологического оборудования, наиболее полного

приспособления технологических машин передачи привода должны в достаточно широком диапазоне дозировать механическую энергию. Актуальна проблема плавного запуска и регулирования частоты вращения рабочего органа через привод, которая решается в настоящее время путем применения достаточно сложных электромеханических устройств.

Как правило, угловые скорости валов большинства используемых в настоящее время в технике двигателей значительно превышают угловые скорости валов исполнительных или рабочих органов машин, порой на 2-3 порядка. Поэтому доставка (передача) энергии двигателя с помощью передачи любого типа, в том числе и механической, происходит, как правило, совместно с одновременным преобразованием моментов и угловых скоростей (в сторону повышения первых и понижения последних).

При этом необходимо отметить, что конструктивное обеспечение функции транспортного характера – чисто передачи энергии иной раз вступает в логическое противоречие с направлением задачи конечного преобразования силовых и скоростных параметров этой энергии.

Иногда передача механической энергии двигателя сопровождается также преобразованием вида движения (например, поступательного движения во вращательное или наоборот) или законов движения (например, равномерного движения в неравномерное).

Потребность в приводах с тихоходным вращением выходного вала для конструкций различных машин и механизмов довольно велика. Как правило, для создания привода при частоте вращения его выходного вала менее 15 об/мин используют последовательное соединение двух и более видов механических передач. При такой компоновке привода его массо-габаритные и стоимостные показатели заметно ухудшаются.

Существует два главных направления решения проблем приводов – усовершенствование применяемых комплектов привода и разработка новых конструкций комплектов привода с лучшими эксплуатационными свойствами на основе нетрадиционных известных или синтезированных схем механизмов.

При совершенствовании типовых конструкций решают задачи моделирования принципа работы для глубокого аналитического и экспериментального исследования сути проблемы. На основе полученных результатов корректируют конструкцию. Эффективность метода – от 3 % до 15 % решения проблемы привода.

Второе направление более прогрессивное. Ее решения позволяют повысить эффективность до 60 % в решении проблемы, комплексно устранить взаимосвязанные недостатки, открыть новое направление в машиностроении. Например, разработки альтернативной энергетики с применением гибридных агрегатов и электричества позволили решить от 20 % до 100 % экологических проблем приводов. Роторные конструкции развиваются все интенсивнее, так как решают проблемы компактности и

уравновешенности. Новые рабочие процессы в комплектах приводов также решают задачу их совершенствования.

Нетрадиционные конструкции приводов обладают полной уравновешенностью, им присуще малое трение в кинематических парах, в некоторых случаях – рабочий процесс не поступательного движения, высокая удельная мощность и механический КПД, компактность и др

1.2 Состояние проблемы использования пневматических объемных приводов в металлургии

В металлургических машинах и агрегатах получили широкое распространение пневматические исполнительные механизмы, работающие на сжатом воздухе, или вакуумные, в которых движущей силой является атмосферное давление.

Работа пневматических механизмов, приводимых в действие сжатым воздухом, характеризуется переменной скоростью перемещения поршня в цилиндре вследствие расширения воздуха, поэтому такого типа механизмы применяются главным образом в тех случаях, когда закон изменения скорости ведомого звена не имеет существенного значения, т. е. необходимо лишь переместить его на определенную величину за заданный промежуток времени.

В отличие от гидравлических механизмов, легко поддающихся настройке на заданную скорость перемещения ведомого звена независимо от величины нагрузки, приложенной к нему, в пневматических механизмах возможность поддержания постоянной скорости движения поршня исключена. Это обстоятельство привело к появлению так называемых пневмогидравлических механизмов, в которых сочетаются достоинства гидравлических и пневматических механизмов. В них подача жидкости в рабочий цилиндр производится действием сжатого воздуха в воздухосборнике, вследствие чего отпадает необходимость в установке насоса для подачи рабочей жидкости. Регулирование расхода жидкости в пневмогидравлических механизмах с целью поддержания скорости перемещения поршня в рабочем цилиндре на заданном уровне производится обычной гидравлической аппаратурой.

Наиболее распространенными пневматическими механизмами металлургических машин являются шатунно-коромысловые механизмы, кулисные механизмы с качающимися цилиндрами и поступательные.

Первые применяются главным образом для осуществления поступательного движения, вторые — качательного движения ведомого звена. Для сообщения ведомым звеньям вращательного движения используются ротационные пневматические механизмы (лопастные или поршневые).

Работа пневматических механизмов может также характеризоваться наличием или отсутствием цикличности. В подавляющем большинстве

случаев пневматические механизмы металлургических машин работают при получении сигнала с пульта управления машиной или от управляющего механизма. В зависимости от характера выполняемых механизмом операций поршень может совершать при получении сигнала ход только вперед или только назад или же совершить движение вперед и назад, т. е. совершить один цикл движений. Соотношение времени движения и покоя механизма зависит от ряда обстоятельств, в частности может определяться цикловой диаграммой работы машины.

Большинство пневматических механизмов металлургических машин характеризуется отсутствием цикличности в работе. К таким механизмам относятся механизмы печных толкателей, толкателей прокатных станов, стрелок, сбрасывателей, подъема транспортных роликов, дозаторов, отсекающих, затворов бункеров, замков, зажимов, прижима подающих роликов, подъема конусов доменной печи, подъема исчезающих упоров, нажимных роликов моталок и ряд других.

Наряду с этим в металлургических машинах нашли применение также механизмы, работающие циклично. К ним относятся механизмы центрователей, устанавливаемые в линии прошивных прокатных станов для зацентровки заготовок, пневматические подающие аппараты станов пилигримовой прокатки труб, пневматические заправочные машины для мартеновских печей. При работе в газоопасной среде также могут быть использованы пневматические ротационные механизмы (поршневые или лопастные), работающие на сжатом воздухе.

Почти во всех приведенных выше случаях пневматические механизмы могут быть заменены механизмами с электрическим приводом. Однако возможность использования в каждом конкретном случае того или иного механизма должна быть установлена соответствующим анализом, дающим возможность учесть стоимость оборудования, эксплуатационные расходы, надежность работы в абразивной среде и работы при высокой температуре, простоту обслуживания, а также целый ряд других факторов.

Конструктивное решение ряда пневматических механизмов металлургических машин проще, чем, например, механизмов, приводимых в действие электрическими двигателями. Кроме того, во многих случаях эксплуатация пневматических механизмов оказывается легче и связана с меньшими материальными затратами, чем при применении электропривода. Более того, при размещении исполнительных механизмов в зоне высоких температур, а таких случаев в металлургической промышленности немало, пневматические механизмы могут оказаться единственно применимыми. Последнее относится и к случаям, когда исполнительный механизм работает во взрывоопасной атмосфере.

Пневматические механизмы могут быть использованы в случаях, когда внешние силы сопротивления или перемещаемые с определенным ускорением массы сравнительно невелики. Ограниченное применение пневматических механизмов в металлургических машинах обусловлено

относительно малым рабочим давлением воздуха — 0,6...0,8 МПа. Поэтому в случае необходимости преодоления больших сил сопротивления или сил инерции размеры пневматических цилиндров получались бы большими и применение их было бы нецелесообразным.

1.3 Аналитический обзор известных вариантов использования гибких силовых оболочек

Использованию силовых гибких оболочек в промышленности с каждым годом уделяется все большее внимание. Это связано с тем, что гибкие оболочки, наполняемые сжатым воздухом, обладают, по сравнению с другими материалами, некоторыми преимуществами обусловленными возможностью использования его как носитель энергии, рабочее тело, строительный материал. Как энергоноситель сжатый воздух обладает такими достоинствами как безопасность; несет в себе кислород для дыхания; при расширении способствует охлаждению окружающей среды. Как строительный материал воздух хорош тем, что всегда имеется в наличии и, по сравнению с другими материалами весьма легок, просто транспортируется, является хорошим теплоизолятором. Как рабочее тело сжатый воздух способен совершать полезную работу и, вместе с тем не загрязняет окружающую среду (как это случается с эмульсиями и маслами, использующиеся в качестве рабочего тела в гидроприводах).

Силовые гибкие оболочки, наполняемые сжатым воздухом, нашли применение в шахте в качестве несущих элементов крепи, ограждения, перемычек, теплоизоляторов, движителей; в быту в качестве надувных элементов; в автомобилестроении в качестве камеры колеса и домкрата.

Первое авторское свидетельство за №91893 на пневматический переносной костер выдано в 1950 г. советскому инженеру Фишуку В.А.. С тех пор в странах СНГ и за рубежом зарегистрировано большое количество изобретений, использующих силовые гибкие оболочки, для механизации работ по подъему, перемещению и другим видам работ.



Рисунок 2.1 – Пневматический домкрат

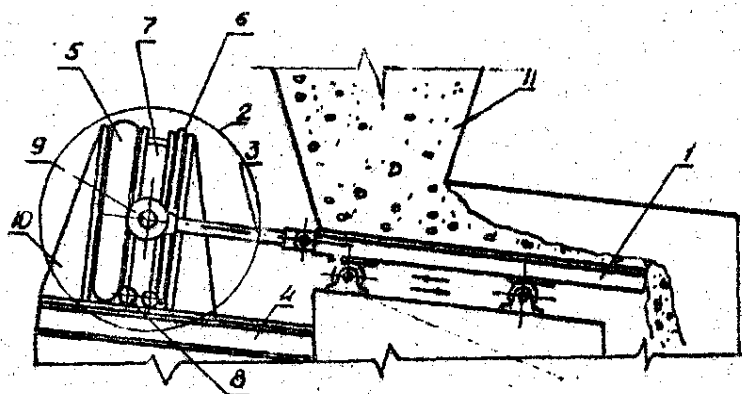
Анализ патентов и авторских свидетельств на изобретения показывает, что наибольшее распространение получила способность гибких оболочек поддерживать, поднимать и перемещать грузы. Для этой цели предложены конструкции, включающие гибкие оболочки различных геометрических форм: подушкообразные, гофрированные, сильфонные, тороидальные, цилиндрические. Гибкие оболочки могут применяться как самостоятельно, так и в качестве составной части движителей и механизмов. В середине 70-х годов были разработаны предложения, в которых гибкие оболочки применялись в составе выемочных агрегатов, где они выполняли функции несущих элементов крепи. В дальнейшем оболочки были применены в качестве движителя перемещения. А в 80-х годах стали широко применяться в автомобилестроении в качестве демпфирующих элементов ходовой части (амортизаторов).

В работе [1] предложены классификация пневматических объемных двигателей. Приводные элементы в виде длинномерных цилиндрических оболочек, выполненные из резинотканевых рукавов относятся к двигателям I класса и занимают место между баллонными и шланговыми двигателями, так как при определенных ограничивающих условиях могут относиться или к тем, или к другим. Этот класс объединяет двигатели с однозвенными однородными (баллонные, шланговые) и неоднородными (сильфонные, диафрагменные) камерами.

Анализ приведенных теоретических исследований показывает, что авторы учитывая недостатки предыдущих работ, получили закономерности наиболее достоверно описывающие функционирование силовых гибких оболочек, используемых в качестве силовых элементов и движителей. Эти зависимости можно принять за основу в дальнейших исследованиях машин с пневмобаллонным приводом. Однако, следует отметить, что экспериментальные исследования работы оболочек выполнялись в основном для отдельных операций без учета особенностей функционирования машины в целом. Поэтому для выбора рабочих и режимных параметров машин с пневмобаллонным приводом эти исследования недостаточно. Не проводились исследования динамики системы под воздействием случайных нагрузок. Не исследована возможность резонанса нагрузок. Кроме того в формулах для определения времени наполнения оболочек используется абстрактная максимальная величина давления, что не дает возможности оценить необходимое время наполнения оболочки до практически требуемой величины давления. Это ограничивает возможности использования этих зависимостей для определения рабочих параметров машины.

На кафедре «Технологические машины и оборудование» КазНИТУ им.К.И.Сатпаева совместно с ИГД им.Скочинского в 80-х годах проводились широкие исследования по использованию пневматических баллонов в качестве приводов (движителей) в металлургических машинах и механизмах с возвратно-поступательным движением. В частности была подготовлена

техническая документация на лотковый питатель (рис.2.2) и речный классификатор с пневмобаллонными приводами.



- 1- лоток; 2 – опорные катки; 3 - соединительные тяги; 4 - рама питателя;
5,6 - силовые гибкие оболочки; 5 и 6, 7 – промежуточная стенка;
8 – опорные ролики.

Рисунок 2.2 - Принципиальная схема лоткового питателя о пневмобаллонным приводом

Дальнейший анализ и исследования показали возможность применения пневматических баллонов в качестве пуско-вспомогательного привода и пневмоподпора барабанных мельниц, механизма качания разливочного ковша карусельной разливочной машины, механизма качания граблины шихтоусреднительной машины. Привода рассчитывались на давление 0,4... 0,5 МПа т.е рабочее давление в цеховых пневмомагистралях. В качестве рабочего элемента предлагалось использовать пневматические баллоны серии И02 ТУ 38 10496 - 80 (диаметр опорной части $\varnothing=200$ мм, раздвижностью $\delta=0...200$ мм.) и толкающим усилием до 15,5 кН.

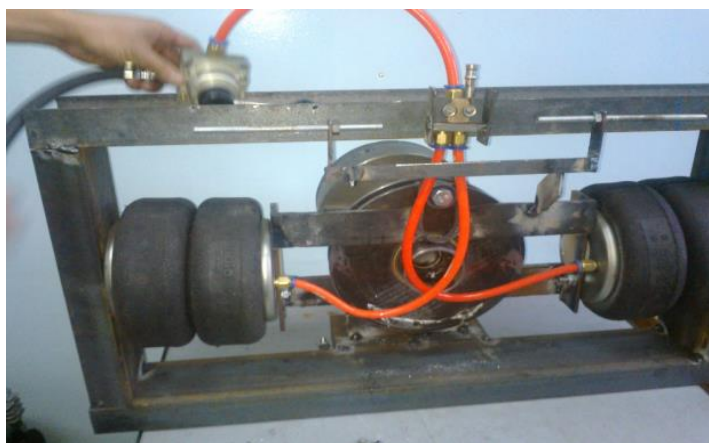


Рисунок 2.3 – Пневмобаллонный привод конструкции КазНИТУ им.К.И.Сатпаева

2 Анализ теоретических и экспериментальных исследований характеристик гибких оболочек

Исследования характеристик конструкций на основе применения гибких оболочек посвящены работы Г.Я.Степановича, В.С.Рахутина, Я.Э.Некрасовского, В.С.Потураева, Б.А.Анфёрова, Н.А.Николенко, Ю.Д.Красникова и др. Исследования характеристик гибких оболочек заполняемых в процессе работы сжатым воздухом направлены главным образом на возможность использования универсальных свойств воздуха в качестве рабочего тела и строительного материала в силовых элементах.

Однако силовые оболочки могут быть использованы не только для подъема, но и как движители.

В работе [1] предложены классификации пневматических объемных двигателей. Приводные элементы в виде длинномерных цилиндрических оболочек, выполненные из резинотканевых рукавов относятся к двигателям I класса и занимают место между баллонными и шланговыми двигателями, так как при определенных ограничивающих условиях могут относиться или к тем, или к другим. Этот класс объединяет двигатели с однозвенными однородными (баллонные, шланговые) и неоднородными (сильфонные, диафрагменные) камерами. По структурной классификации приводные элементы из резинотканевых рукавов можно отнести к виду Γ_n - по характеристике деформируемости элементов, что означает гибкое или абсолютно гибкое тело с пренебрежимо малой деформацией на растяжение.

Для расчета параметров двигателя предложены следующие геометрические зависимости:

- объем рабочей камеры:

$$V_n = \frac{\pi \cdot l}{2} \left(D \cdot X - \frac{X^2}{2} \right); \quad V_y = \frac{l \cdot \Pi^2}{4 \left(\operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} + \frac{\varphi}{2} \right)}; \quad (2.1)$$

где V_n - объем камеры двигателя прямолинейного движения, м^3 ;

l - длина камеры, м;

D - диаметр камеры в свободном от внешних нагрузок состоянии, м;

X - расстояние между звеньями механизма, м;

V_y - объем камеры двигателя углового перемещения, м^3 ;

Π - периметр поперечного сечения камеры, м;

φ - угол между звеньями механизма, рад.

Усилие развиваемое камерой

$$P = p \cdot F = p \frac{\pi \cdot l}{2} (D - X), \quad H \quad (2.2)$$

где F - площадь контакта камеры со звеном механизма, м^2 ;

p - избыточное давление внутри камеры (P_a) для двигателя углового перемещения дополнительно

$$J = \frac{l}{2} \left(\frac{\Pi}{2 + \frac{\varphi + \pi}{\operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2}}} \right)^2, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.3)$$

где J - крутящий момент камеры на оси вращения, Н·м.

Неудобство данных зависимостей для практических расчетов, на наш взгляд, заключается в том, что в выражениях для определения объема и крутящего момента углового перемещения внутренний диаметр используемой оболочки присутствует косвенным образом в виде параметра Π - периметра поперечного сечения рабочей камеры, за счет чего утрачены наглядность и удобство дальнейшего использования.

Вопросам практического применения пневматических конструкций из гибких оболочек посвящены работы [6], где рассматриваются теоретические и экспериментальные исследования характеристик силовых элементов крепи различных форм (цилиндрической, тороидальной, сферической), описаны конструкции и опыт эксплуатации пневматических крепей. Наряду со статическими характеристиками гибких оболочек исследуются также и динамические. Авторы этих работ, проанализировав результаты теоретических исследований динамических характеристик пневмопривода, пришли к выводу, что имеющиеся в литературе данные не позволяют достаточно точно рассчитать процесс наполнения гибкой оболочки, так как для установления закона изменения рабочего объема возникает необходимость в решении трехмерной задачи. Исследовав процесс наполнения оболочки сжатым воздухом и ее опорожнения, авторы работы [7] предлагают зависимости, по которым можно рассчитать длительность этих процессов.

Полное время наполнения оболочки сжатым воздухом:

$$t_H = \frac{V_{max}}{\mu \cdot f \cdot a} \left[\frac{\left(1 - \frac{V_0}{V_{max}}\right) \varepsilon_0 + \frac{1}{k} (\varepsilon_{кр} - \varepsilon_0)}{\sqrt[1]{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} + 2 \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)}{2(k-1)}} \left(\sqrt{1 - \varepsilon \frac{k-1}{k}} - \sqrt{1 - \varepsilon_k \frac{k-1}{k}} \right) \right], \text{ с} \quad (2.4)$$

где V_0, V_{max} - соответственно начальный и максимальный объем оболочки, м³;

μ - коэффициент расхода;

f - площадь проходного сечения питающей пневмо-сети, м²;

a - скорость звука в питающей пневмосети, м/с;
 k - показатель адиабаты;
 ε_0 - отношение давлений воздуха в оболочке к давлению в пневмосети в начальный момент времени;
 $\varepsilon_{кр}$ - критическое отношение давлений;
 ε_k - отношение давлений в оболочке и пневмосети в конце наполнения.

Полное время опораживания гибкой оболочки:

$$t_H = \frac{2 \cdot V_{max} \cdot P_{max}^{\frac{k-1}{2k}}}{(k-1)\mu \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T_{max}}} \left\{ \frac{1}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/k}}} \left[\frac{1}{\sqrt{P_{кр}^{\frac{k-1}{k}}}} - \frac{1}{\sqrt{P_{max}^{\frac{k-1}{k}}}} \right] \right. \\
 + \frac{1}{\sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P_0^{\frac{k-1}{2k}}}} \left[\frac{1}{4} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon_{кр}^{\frac{k-1}{k}}}}{\varepsilon_{кр}^{\frac{k-1}{k}}} + \frac{3}{8} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon_{кр}^{\frac{k-1}{k}}}}{\varepsilon_{кр}^{\frac{k-1}{k}}} \right] \\
 \left. + \frac{3}{16} \ln \frac{1 + \sqrt{1 - \varepsilon_{кр}^{\frac{k-1}{k}}}}{1 - \sqrt{1 - \varepsilon_{кр}^{\frac{k-1}{k}}}} \right\}, c$$

(2.5)

где P_{max} - максимальное давление воздуха в оболочке, Па;
 R - универсальная газовая постоянная;
 T_{max} - максимальная температура, с.

Предложенные зависимости для определения времени наполнения гибкой оболочки сжатым воздухом и ее опораживания учитывают изменение давления внутри оболочки от атмосферного до требуемого значения. Несмотря на то, что в данных формулах учитываются значения давлений в оболочке в начальный и конечный моменты процессов, введены коэффициенты расхода, учитывающие сужение воздушного потока при наполнении оболочки и ее опораживании, пользоваться ими при расчетах крайне неудобно. Во-первых, в выражении для определения времени наполнения оболочки отношение не всегда можно определить достаточно точно, т.к. мягкая оболочка без избыточного давления воздуха способна принимать различные формы, при этом ее объем V может быть равен любому значению в пределах от нуля до V_{max} . Во-вторых, данные формулы весьма громоздки и для цилиндрических оболочек небольших объемов дают значительные погрешности.

В работах [8] делается попытка создать математическую модель работы силовых гибких оболочек в качестве силовых элементов подъема, движителей узла перемещения и исполнительного органа.

Для расчета параметров движителя предложены следующие геометрические зависимости:

- объем рабочей камеры двигателя поступательного действия

$$V_n = 1/4 \pi L (2DX - X^2) \quad , \text{ м}^3$$

$$V_n = 1/4 \pi^2 \cdot D^2 \cdot L \frac{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}}{1 + \frac{\pi + \varphi}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \quad , \text{ м}^3 \quad (2.6)$$

где V_B - объем рабочей камеры двигателя поворотного действия.

- усилия, развиваемого камерой.

$$P_n = 0,5\pi p L (D - X), \text{ Н}$$

$$P_B = 0,5\pi p L \frac{D}{1 + \frac{\pi + \varphi}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \quad , \text{ Н} \quad (2.7)$$

Для цилиндрических оболочек небольших, по сравнению с оболочками подъемников, объемов авторы предлагают новые зависимости для определения времени наполнения и времени опораживания.

Полное время наполнения оболочки сжатым воздухом:

$$t_H = \frac{3,62(\mu_1 + \mu_2)(sl + V) \left(\frac{P_p}{P_{\text{атм}}} \right)^{1/2\alpha}}{\mu_1 \mu_2 S \sqrt{\frac{2(P_p - P_{\text{max}})}{\rho_0}}}, \text{ с} \quad (2.8)$$

где $\mu_1 \mu_2$ - коэффициенты расхода;

S - площадь поперечного сечения подводящего рукава, м^2 ;

l - длина подводящего рукава, м ;

V - объем рабочей камеры, м^3 ;

P_p - давление в ресивере, Па ;

$P_{\text{атм}}$ - атмосферное давление, Па ;

α - показатель политропы;

P_{max} - максимальное давление, до которого наполняют оболочку, Па ;

ρ_0 - плотность воздуха в нормальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Полное время опоражнивания силовой гибкой оболочки:

$$t_{on} = \frac{1}{291} \frac{V_0}{\mu S} \ln \frac{2\sqrt{\sigma_{max}^2 - \sigma_{max}} + 2\sigma_{max} - 1}{2\sqrt{\sigma^2 - \sigma} + 2\sigma - 1}, c \quad (2.9)$$

где V_0 - объем оболочки при давлении p_{max} , M^3 ;
 μ - коэффициент расхода при опоражнивании;
 σ_{max} , σ - безразмерные величины, определяемые из выражений:

$$\sigma(t) = \frac{P(t)}{P_{атм}},$$

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{P_{атм}}. \quad (2.10)$$

В случае, когда опоражнивание производится до атмосферного давления, формула для t_{on} упрощается и принимает вид:

$$t_{on} = \frac{1}{291} \frac{V_0}{\mu S} \ln 2\sqrt{\sigma_{max}^2 - \sigma_{max}} + 2\sigma_{max} - 1, c$$

$$t_{on} = \frac{1}{291} \cdot \frac{V_0}{\mu S} \ln^2\sqrt{\sigma_{max}^2 - \sigma_{max}} + 2\sigma_{max} - 1, c \quad (2.11)$$

Авторы исследуют динамику работы силовых гибких оболочек, используемых в качестве движителя узла передвижки, которая заключается в одновременном наполнении одной из оболочек и опоражнивании другой. При этом сжатый воздух, наполняя оболочку, воздействует через жесткую стенку на оболочку, из которой производится свободный выпуск воздуха. Перемещение жесткой стенки, таким образом, обусловлено активной силой, определяемой изменением давления во времени при наполнении сжатым воздухом указанной оболочки и силами реакции, вызывающими сопротивление опоражниваемой оболочки за счет сокращения в ней избыточного давления, а также силы сопротивления перемещению.

Уравнение движения жесткой стенки можно записать в виде:

$$M\ddot{X} = S_n p_n - S_{on} p_{on} - F, \quad (2.12)$$

где S_n - площадь контакта наполняемой оболочки с жесткой стенкой, M^2 ;

S_{on} - площадь контакта опоражниваемой оболочки с жесткой стенкой, м;

p_n - давление в наполняемой оболочке, Па;

p_{on} - давление в опоражниваемой оболочке, Па;

M - масса подвижной части, кг;

X - смещение жесткой стенки в неподвижной системе координат, м.

Решая эти уравнения численными методами можно определить время движения жесткой стенки и исполнительного органа.

Анализ приведенных теоретических исследований показывает, что авторы, учитывая недостатки предыдущих работ, получили закономерности, наиболее достоверно описывающие функционирование силовых гибких оболочек, используемых в качестве силовых элементов и движителей. Эти зависимости можно принять за основу в дальнейших исследованиях машин с пневмобаллонным приводом. Однако, следует отметить, что экспериментальные исследования работы оболочек выполнялись в основном для отдельной операции (например, угловое перемещение исполнительного органа) без учета особенностей функционирования машины в целом, режимов ее работы, а также без учета взаимовлияния силовых элементов различных опе-

Исследовав динамику работы силовых гибких оболочек в качестве привода исполнительного органа поворотного действия авторы предлагают следующую зависимость.

Уравнение движения исполнительного органа поворотного действия имеет вид

$$I_{и.о.} \ddot{\varphi} = p_{акт} S_{акт} r_{акт} - p_{оп} S_{оп} r_{оп} - n F_{1с} L_{оп} - M g r_{ц.т.} \cos \delta. \quad (2.13)$$

Решение поставленной задачи начнем с определения усилия, развиваемого силовой гибкой оболочкой при подаче в нее сжатого воздуха. В общем виде это усилие определяется следующим образом:

$$F = p S, \text{ Н} \quad (2.14)$$

Анализ работы силовых гибких оболочек поворотного действия аналогичен анализу работы оболочек возвратно поступательного движения. Расчетная схема силовой гибкой оболочки поворотного действия показана на рис.2.1.

Давление сжатого воздуха, необходимое для перемещения исполнительного органа определяется из уравнения:

$$p_3 = \frac{F_3}{S_{H3} \cdot K_{r3}}, \text{ Па} \quad (2.15)$$

где K_{r3} - коэффициент приложения равнодействующей силы, создаваемой гибкой оболочкой.

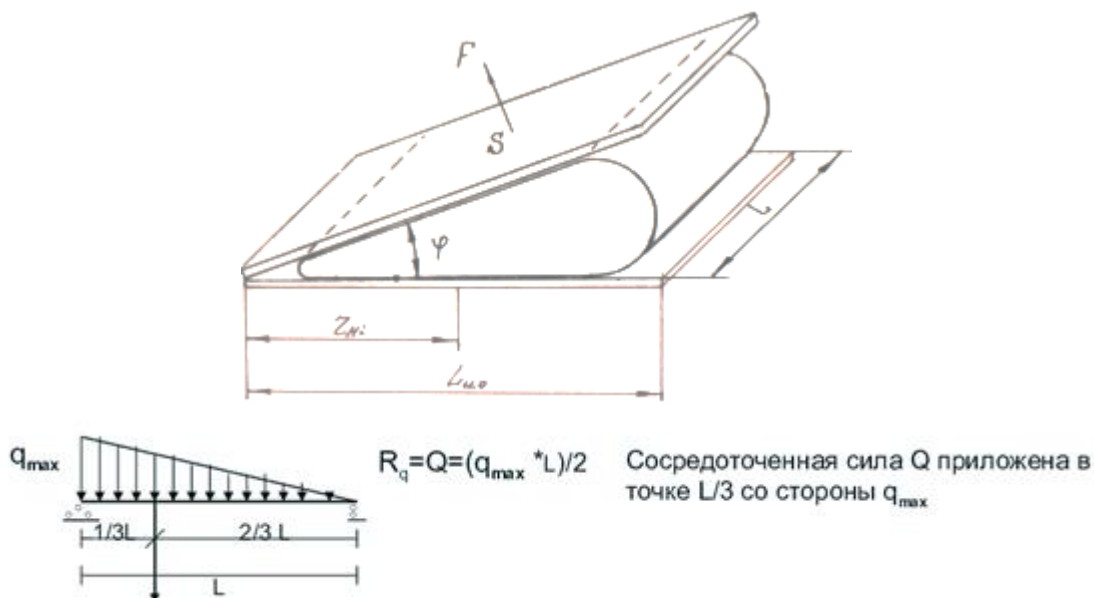


Рисунок 2.1 - Расчетная схема оболочки поворотного действия

Введение коэффициента приложения равнодействующей силы обусловлено разностью моментов, создаваемых силами сопротивления при преодолении сил сопротивления вращению и усилием оболочки относительно оси поворота исполнительного органа:

$$K_{r3} = \frac{r_{Hi}}{L_{u.o}} \quad (2.16)$$

где r_{Hi} - расстояние от точки приложения равнодействующей силы наполняемой оболочки до оси вращения исполнительного органа, м;
 $L_{u.o}$ - длина исполнительного органа, м.

Усилие развиваемое оболочкой поворотного действия

$$F_3 = P_3 \cdot S_{H3} \cdot K_{r3} \quad (2.17)$$

где $L_{u.o}$ - длина исполнительного механизма.

Площадь контакта силовых оболочек с рабочей поверхностью при угловом перемещении определяется из уравнения

$$S_{H3} = 0.5\pi L \frac{D_3 \cdot n_3}{1 + \frac{\pi + \varphi_{\max}}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi_{\max}}{2}}, \text{ м}^2 \quad (2.18)$$

где φ_{\max} - максимальный угол поворота исполнительного органа, рад.

Время наполнения силовых гибких оболочек до рабочего давления рассчитывается по формуле (8)

$$t_H = \frac{3,62(\mu_1 + \mu_2)(Sl + V_i) \left(\frac{P_H}{P_{atm}} \right)^{1/2\alpha}}{\mu_1 \cdot \mu_2 \cdot S \sqrt{\frac{2(P_H - P_i)}{\rho_0}}}, \text{ с} \quad (2.19)$$

где μ_1, μ_2 - коэффициенты расхода при наполнении оболочки;

S - площадь поперечного сечения подводящего рукава, м²;

i - длина подводящего рукава, м;

V_i - объем силовых гибких оболочек i - ой операции, м³;

P_H - абсолютное давление сжатого воздуха в пневмомагистрали, Па;

P_{atm} - атмосферное давление, Па;

ρ_0 - удельный вес воздуха, кг/м³.

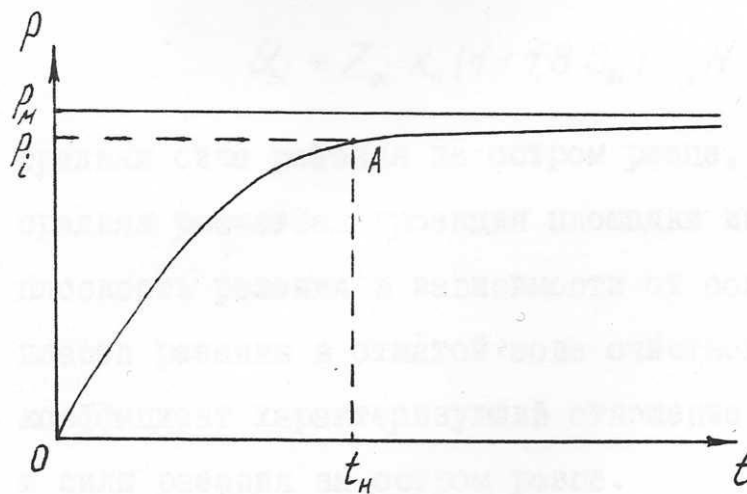


Рисунок 2.2 - График изменения избыточного давления при заполнении оболочки сжатым воздухом

Объем оболочек поворотного действия определяется из выражения

$$V_i = 0,25 \cdot \pi \cdot L (2D_i \cdot X_i - X_i^2) \cdot n_i, \text{ м}^3 \quad (2.20)$$

Площадь контакта опораживаемой оболочки постоянно увеличивается, так как при опораживании оболочка стремится принять плоскую форму, поэтому в расчете необходимо учитывать крайние условия функционирования оболочки

$$V_i = 0,5 \cdot \pi \cdot L \cdot D_i \cdot n_i, \text{ м}^3. \quad (2.21)$$

Время опораживания оболочек определяется из уравнения

$$t_{on_i} = \frac{1}{291} \cdot \frac{V_i}{\mu \cdot S} \ln \left(2\sqrt{\sigma_{on}^2 - \sigma_{on}} + 2\sigma_{on} - 1 \right), \text{ с}. \quad (2.22)$$

где σ_{on} - введенная безразмерная величина, равная $t_{п}$

Выводы по разделу

1. Рассмотренные варианты применения гибких оболочек имеют все возможности для внедрения в практику конструирования технологических машин.

2. Рассмотренная методика расчета учитывает все особенности конструктивного исполнения камерных приводов.

3. Но программное обеспечение позволило бы существенно облегчить процедуры расчет вариативных вариантов.

3 Обоснование и расчет варианта исполнения привода на базе камерных систем

3.1 Расчет элементов действующей модели камерного привода

Для исследования технических параметров камерного привода была разработана и изготовлены его физическая модель. Она имеет следующие параметры:

- площадь опорной поверхности камеры поворотного действия

$$S = a \cdot b = 0,5 \cdot 1,0 = 0,5 \text{ м}^2 \quad (3.1)$$

- толкающее усилие, развиваемое камерой при $p=0,3$ МПа

$$P = p \cdot S = 0,3 \cdot 0,5 = 0,15 \text{ МН} = 150 \text{ кН} \quad (3.2)$$

- крутящий момент развиваемый камерой

$$M_{кр.к} = P \cdot l = 150 \cdot 0,6 = 90,0 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.3)$$

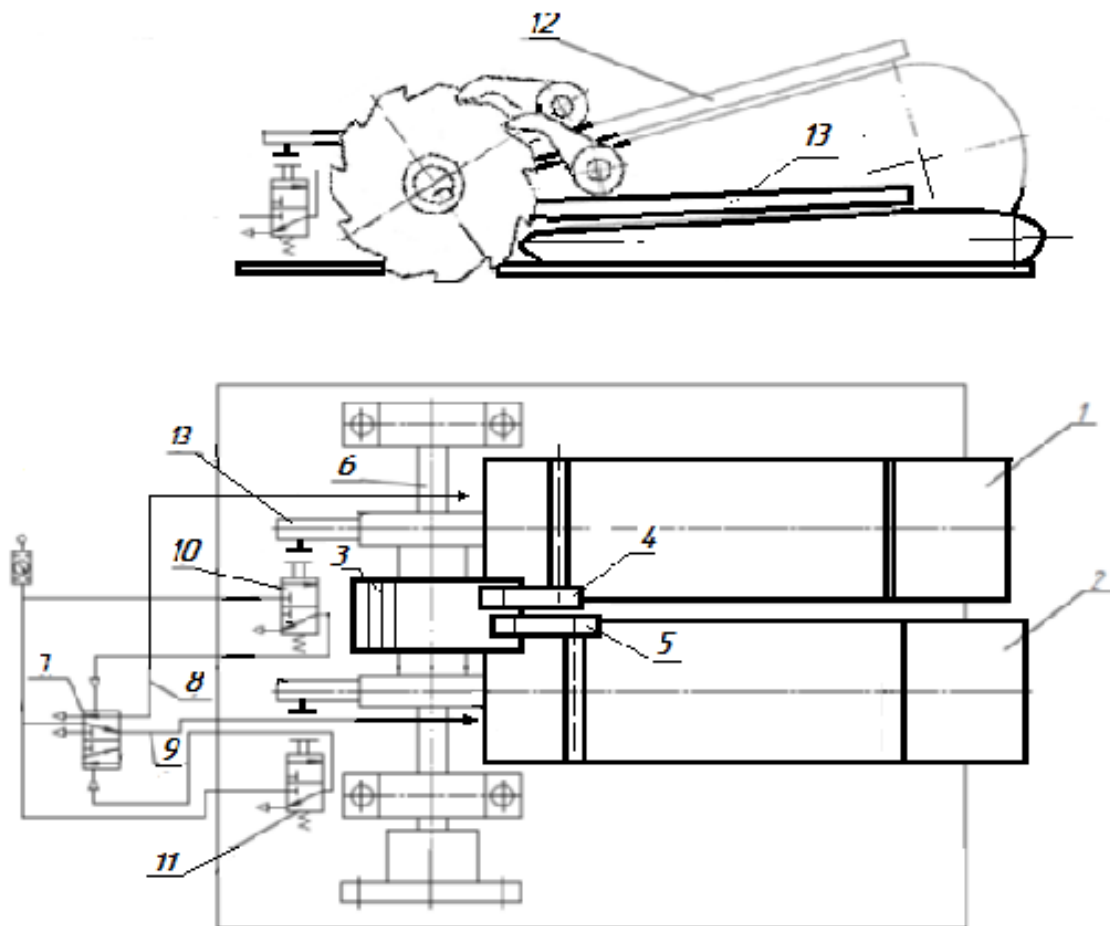
Для обеспечения работоспособности дозатора $M_{кр.к}$ нужно увеличить в 1,3 раз. Как этого можно достичь - увеличением давления в пневмомагистрали до 0,35 МПа - будет достаточным.

$$P = p \cdot S = 0,35 \cdot 0,5 = 0,175 \text{ МН} = 175,0 \text{ кН}$$

$$M_{кр.к} = P \cdot l = 175 \cdot 0,6 = 105 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (3.4)$$

3.2 Описание кинематической схемы камерного привода

Храповой привод состоит из резинокордовых оболочек 1,2 установленных под лопастями 12,13, храпового колеса 3 и 2-х собачек 4,5 установленных на шейках стержней закрепленных на лопастях установленных на одном валу 6.



1, 2 - камеры; 3 – храповое колесо; 4, 5 – собачки; 6 – водило; 7 – приводной вал; 9 – линии подвода сжатого воздуха к камер; 10,11 – пневмовыключатели; 12,13 – лопасти.

Рисунок 3.1 - Общий вид камерного привода

Непрерывное вращение вала с установленным на нем храпового колеса 3 обеспечивается золотниковым воздухораспределителем 7 соединенный трубопроводами 8 и 9 с полостями резинокордовых оболочек. Золотник золотникового воздухораспределителя 7 приводится в действие сжатым воздухом подаваемым от пневматических конечных выключателей 10 и 11, установленных с противоположной стороны от резинокордовых оболочек.



Рисунок 3.2 – Конечный пневмовыключатель

3.3 Пневматическая схема управления приводом камерного типа

При полупромышленных испытаниях, в ранее использованной в УПМ с подушками тороидального типа пневматической схеме управления была выявлена серьезная недоработка - магниты пневматического золотника 10 (рис.2.11) зарастали ферромагнитной пылью и заклинивали.

Для решения этой проблемы перевели схему управления пневматическим золотником на управление при помощи конечных пневмовыключателей 10,11 (рис.3.3).



Рисунок 3.3 – Регулятор раздвижности

Храповой привод работает следующим образом: при подаче давления в камеру 1 через золотниковый воздухораспределитель 7 и трубопровод 5 лопасть 12, установленная на приводном валу 6 под которой установлена камера, осуществляет поворот вала 6 с зафиксированным на нем храповым колесом 3 за счет собачки 4 введенной в зацепление с зубьями храпового колеса. В конце хода упор 13 установленный с противоположной стороны опорной втулки лопасти 12, нажимает на ролик пневматического конечного выключателя 10. При этом трубопровод 13 соединяется с полостью 14 золотникового воздухораспределителя 7, перемещают золотник воздухораспределителя соединяя напорную магистраль 9 с камерой 2, а камера 1 соединяется с атмосферой, что приводит к ее опорожнению.

Таким образом, при попеременном заполнении камер 1 и 2 вал поворачивается в одном и том же направлении.

3.4 Конструктивная проработка приводных камер

Предварительные испытания камер в составе привода выявили следующие недостатки:

- камеры не были объединены в систему, что приводило к сложностям при их подключении к системе управления;

- даже при незначительных давлениях на стыках камер открывались щели и попытки герметизации с использованием герметиков не давали результатов;

- при полном раскрытии боковые стенки камер выпирали за габариты лопастей и задевали друг друга - их вручную приходилось возвращать в исходное положение;

- впускные и выпускные патрубки были одного диаметра, что приводило к замедлению выпуска и перегрузке канатной системы;

- материал патрубков ПВХ, существенно повышал их габариты.

Принимая во внимание хороший уровень конструктивной проработки (конструкция камеры позволяет максимально использовать площадь опорных плоскостей, что упрощает расчет технических параметров камеры), было решено идти по пути повышения качества склейки и их усиление не гнутым уголком, а стальными полосами с рассверловкой по шаблону. Общий вид подушек после доработки технологии сборки представлен на рисунке 3.4.



Рисунок 3.4 – Общий вид подушек после доработки технологии.

Следующим этапом совершенствования камер стал объединение их в систему.

Для этого, во-первых были установлены стальные резьбовые патрубки - впускной на 1/2", выпускной на 3/4".

Во-вторых – на впускной и выпускной патрубки были установлены пневмоуправляемые клапаны (рис.3.5)



Рисунок 3.5 – Пневмуправляемый клапан

В третьих впускные и выпускные клапаны соединили съемными коллекторами.

Общий объединенных в систему камер представлен на рисунке 3.5.

Для подключения клапанов и коллекторов были использованы стандартные фитинги в виде футорок, разборных муфт и анаэробных герметиков.

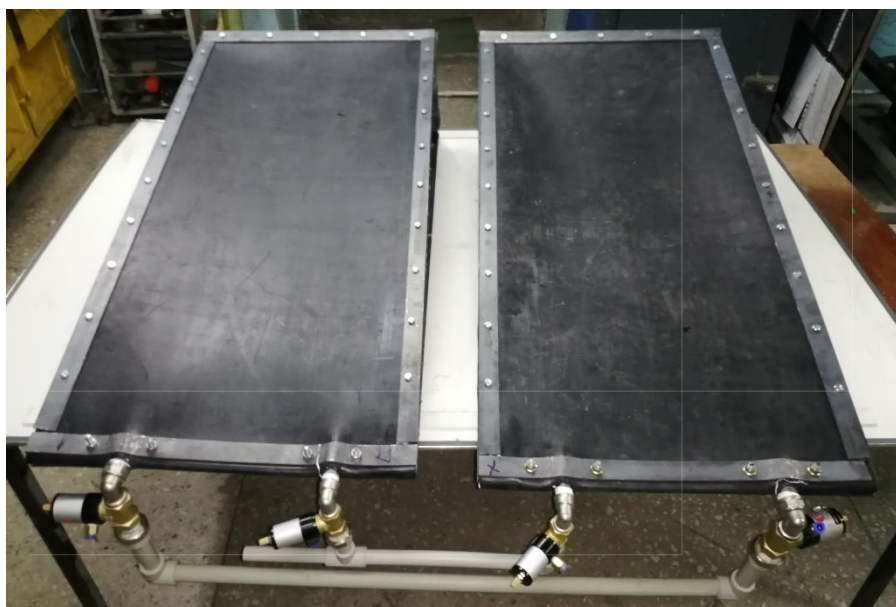


Рисунок 3.6 – Общий вид камерной системы.

Для исключения выпирания боковых стенок камер при давлениях выше 0,1 МПа в передний торец камеры установили подпружиненный отбойник (рис.3.6).

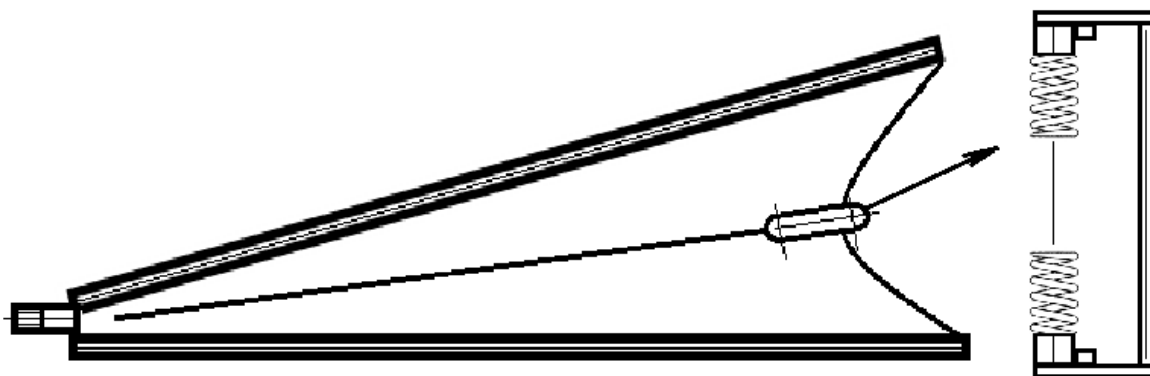


Рисунок 3.6 – Подпружиненный отбойник

Принципиальная пневматическая схема управления приводом приведена на рисунке 3.4.

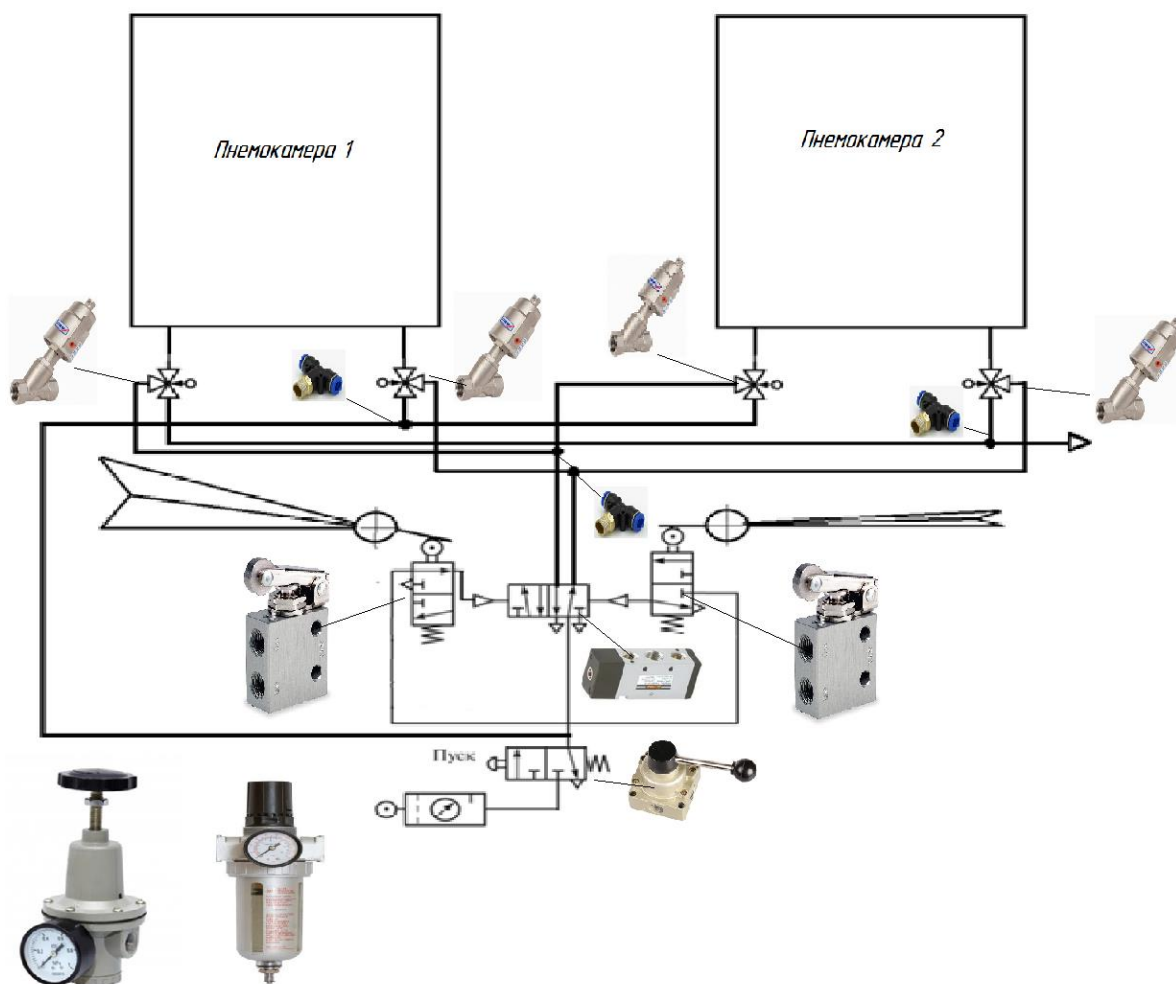


Рисунок 3.4 - Принципиальная пневматическая схема управления приводом приведена

Элементная база панели управления

Пневматический переключатель



Влаго-масло-отделитель



Редуктор пневматический РДП-4



Пневмоклапан



Пневмораспределитель



Пневмовыключатель



Быстросъемные фитинги

Выводы по разделу:

1. Результаты расчетов показали приемлемость габаритов камерного привода для применения в различных видах

технологических машин, в частности привода ленточного весодозатора.

2. Конструктивная доработка камерной системы позволила устранить почти все выявленные недостатки.

3. Но остаются вопросы, связанные с влиянием этих мероприятий на долговечность элементов системы и надежность в связи с существенным увеличением числа элементов.

4 Экспериментальная часть

4.1 Методика проведения экспериментальных исследований по определению динамических характеристик

Для исследования динамических параметров камерного привода была изготовлена действующая модель, представленная на рис.3.1

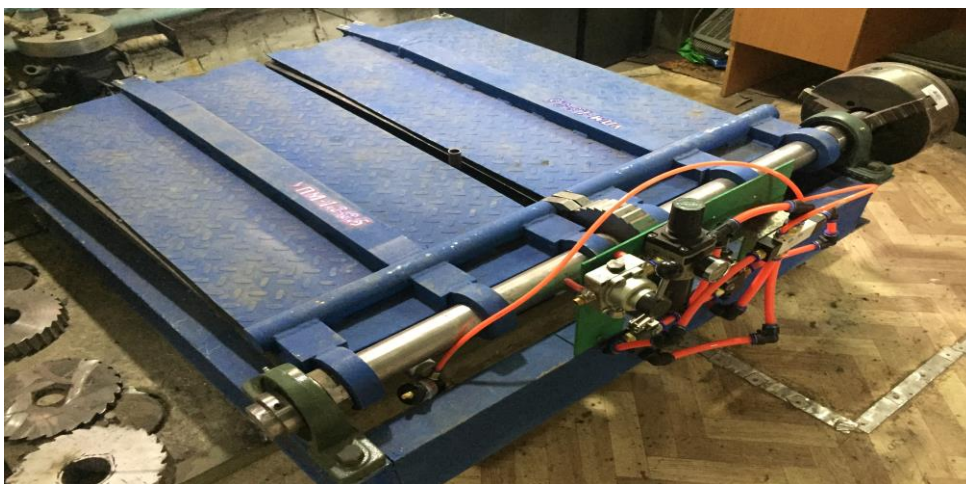


Рисунок 4.1 – Физическая модель концепта УПМ



Рисунок 4.2 – Камера поворотного действия в надутом состоянии.

Проверку работоспособности модели проводили в три этапа. На первом этапе в пневмосистему УПМ подали воздух под давлением 0,01 МПа, при этом проверяли и настраивали параметры раздвижности пневмокамер поворотного действия. Для этого воспользовались регулятором раздвижности в виде регулировочного винта установленного на пластине с противоположной стороны лопастей (рис.4.3).



Рисунок 4.3 – Регулятор раздвижности

Вворачивая и выворачивая его, добились максимальной раздвижности обусловленной конструктивными параметрами камер – 300 мм. При этом проверяли наличие утечек, равномерность натяжения рабочих поверхностей камеры, отсутствие складок.

На втором этапе проверяли стабильность переключения и равномерность наддува камер.

- На третьем этапе закрепив на шейке приводного вала патрон от токарного станка ДИП-300, а через тросовую систему динамометр по схеме на рис. 3.4 – определили крутящий момент при давлении в системе 0,01 МПа.



Рисунок 4.4 – Приставка для определения крутящего момента, создаваемого приводом

Программа исследования динамических параметров УПМ.

1. Запустив компрессор закачали в ресивер воздух до $p=1,0\text{МПа}$.
2. На впускном тракте питания камерных систем перекрыли подачу воздуха.
3. На редукторе системы управления установили первое давление $0,01\text{ МПа}$.
4. Открыли подачу воздуха во впускной коллектор, запустим привод в движения.
5. После того как система совершит несколько циклов тросовая система соединенная с динамометром натянется, привод застопорится.
6. Показания динамометра внесем во второй столбец, как тянущее усилие привода.
7. Показания динамометра умножаем на $\frac{\varnothing_{\text{ток.патр.}}}{2}$, полученное значение впишем в 4-й столбец $M_{\text{кр}}$, $\text{кН}\cdot\text{м}$.
8. Пред началом следующего замера перекрываем подачу воздуха во впускной коллектор.
9. На редукторе системы управления устанавливаем второе давление $0,04\text{ МПа}$.
10. Открываем подачу воздуха во впускной коллектор.
11. После того как система совершит несколько циклов тросовая система соединенная с динамометром натянется, привод застопорится.

12. Показания динамометра внесем во второй столбец, как тянущее усилие привода.

13. Показания динамометра умножаем на $\frac{\varnothing_{\text{ток.патр.}}}{2}$, полученное значение впишем в 4-й столбец $M_{\text{кр}}$, кН·м.

14. Повторяем действия пунктов 8...12 до тех пор, пока показания динамометра не достигнут предельного значения – 50 кН.

Таблица - Зависимость $M_{\text{кр}}$ от давления в камерах привода $P_{\text{дин.}}$.

№	Давление воздуха в пневмосистеме $p_{\text{вс}}$, МПа	Показания динамометра $P_{\text{дин.}}$, кН ,	Крутящий момент на приводном валу, $M_{\text{кр}}$, кН·м
1	2	3	4
1	0,01	9,8	1,37
2	0,02	18,9	2,65
3	0,03	29,4	4,12
4	0,04	38,4	5,38
5	0,05	49,1	6,87
6	0,06	Динамометр был рассчитан на 50 кН и дальнейшие испытания пришлось остановить	
7	0,07		
8	0,08		
9	0,09		
10	0,1		

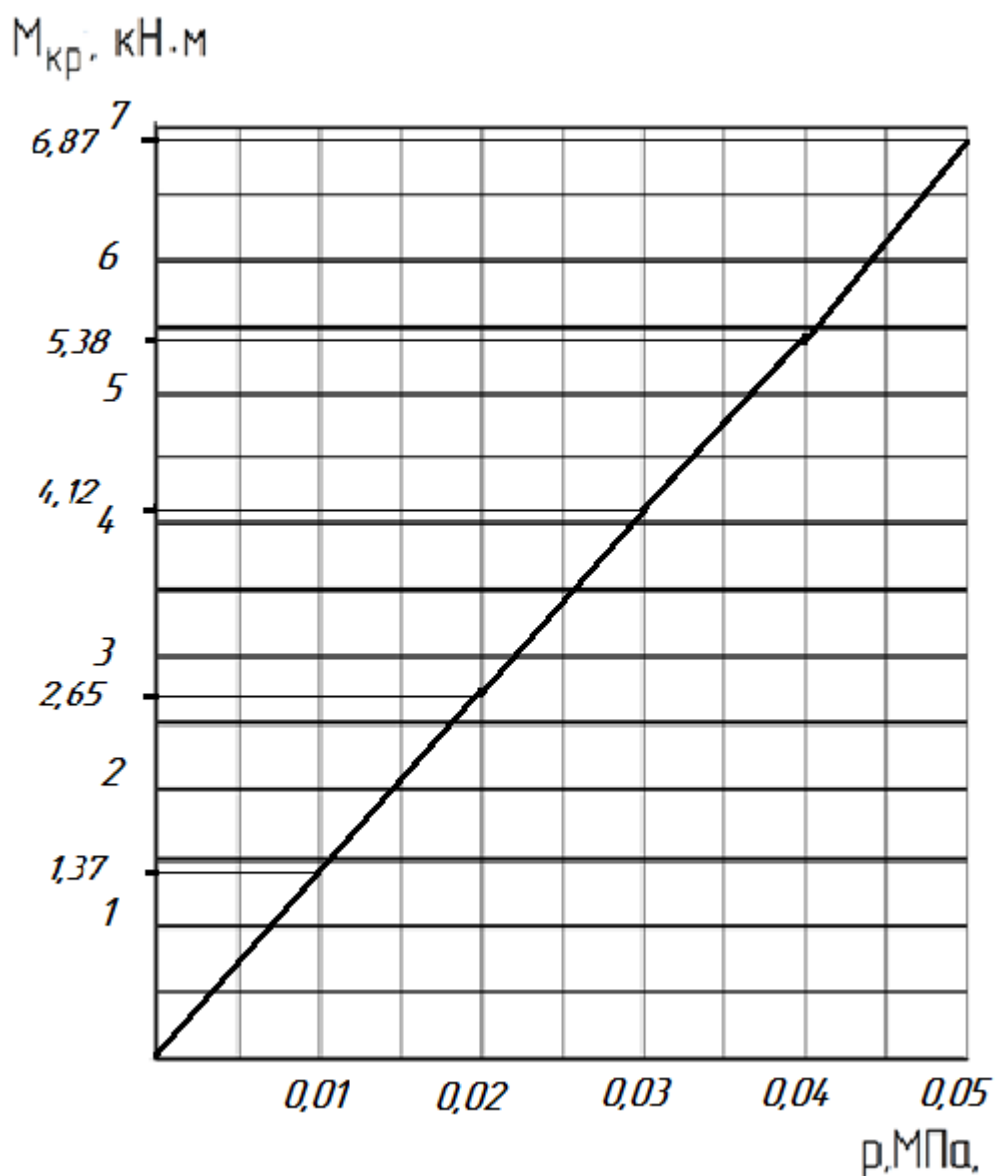


Рисунок 4.5 - График $M_{кр}=f(p)$

Принимая во внимание линейный график зависимости $M_{кр}=f(p)$, можно предположить, что при давлении 0,35 МПа крутящий момент на приводном валу системы составит

$$M_{кр} = 1,37 \cdot 10 \cdot 3,5 = 47,9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Но для приведение в движение ленты дозатора площадь опорной поверхности клиновых камер придется увеличить в 2-раза, т.е они должны иметь следующие размеры $A \times B = 100 \times 100 \text{ см}\cdot\text{см}$.

4.2 Методика проведения экспериментальных исследований по определению расходных характеристик

Для исследования расходных характеристик привода выпуск воздуха из камер осуществляли через счетчик газа СГД-G4 (рисунок 4.6).



Рисунок 4.6 – Газовый счетчик объемный диафрагменный СГД G4

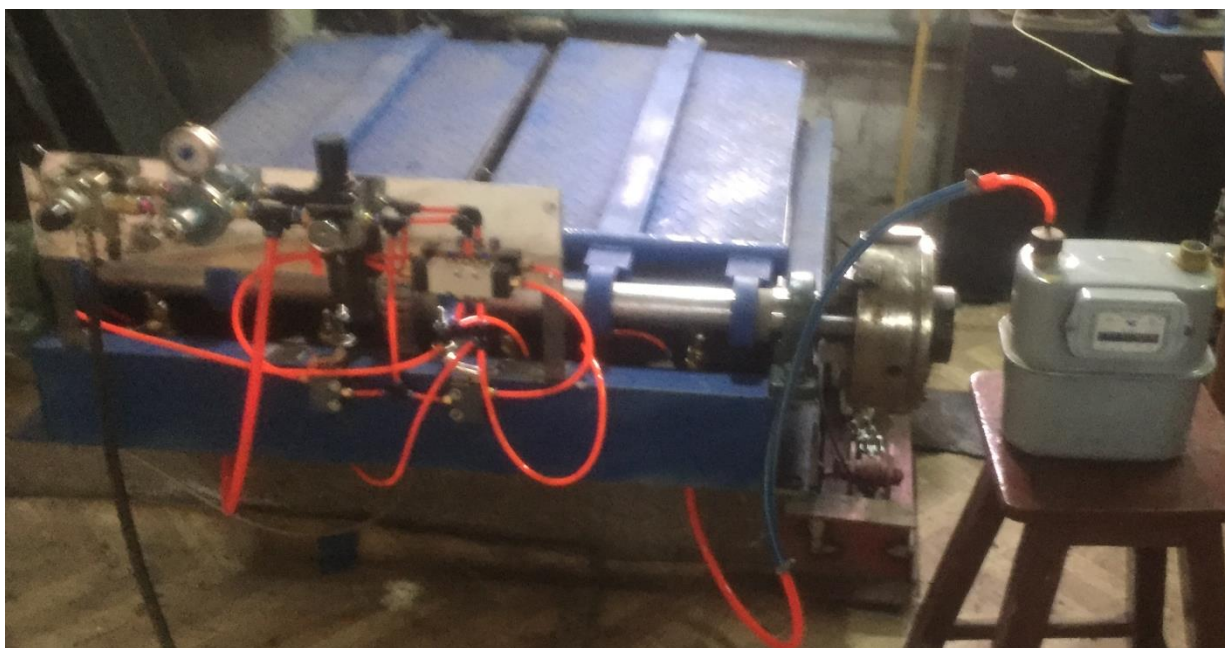


Рисунок 4.7 – Установка газового счетчика

Характеристики

Газовый счетчик объемный диафрагменный СГД G4 ТК левый

Характеристики:

Порог чувствительности: 0,0032 м³/ч.

Расход: максимальный (Q_{макс}) - 6 м³/ч; минимальный (Q_{мин}) - 0,04 м³/ч.

Максимальное рабочее давление: 3 кПа.

Температура эксплуатации: -20°С ... +60°С.

Термокорретор - да

Масса прибора: 2,5 кг.

Габариты: 220x193x170 мм.

Межосевое расстояние: 110 мм.

Диаметр условного прохода: 25 мм.

Программа исследований по определению расходных характеристик.

1. Запустив компрессор закачали в ресивер воздух до $p=1,0$ МПа.
2. На впускном тракте питания камерных систем перекрыли подачу воздуха.
3. На редукторе системы управления установили первое давление $0,02$ МПа.
4. Открываем подачу воздуха во впускной коллектор, запуская привод в движения, но только для подъема одной из камер до крайне верхнего положения – до щелчка, свидетельствующего о переключения собачки.
5. Подключаем выпускной патрубок к газовому счетчику и нажав на планку пневмовыключателя инициируем выпуск воздуха.
6. Показания газового счетчика внесем в третий столбец, как объем камеры при этом давлении, за вычетом предыдущего показания.
7. И так повторяем до тех пор, пока давление во впускном коллекторе не достигнет $0,20$ МПа.

Таблица - Зависимость расхода сжатого воздуха при выхлопе от давления в пневмосистеме

№	Давление воздуха в пневмосистеме $p_{вс}$, МПа	Объем выхлопа $V_{выхл.}$, л
1	0,01	42
2	0,02	78
3	0,03	110
4	0,04	150
5	0,05	192
6	0,06	Динамометр был рассчитан на 50 кН и дальнейшие испытания пришлось остановить
7	0,07	
8	0,08	
9	0,09	
10	0,1	

С учетом данным экспериментов, при $p=0,01...0,05$ МПа, объем выхлопа 1-й камеры составил $\approx 42...192$ дм³(л.).

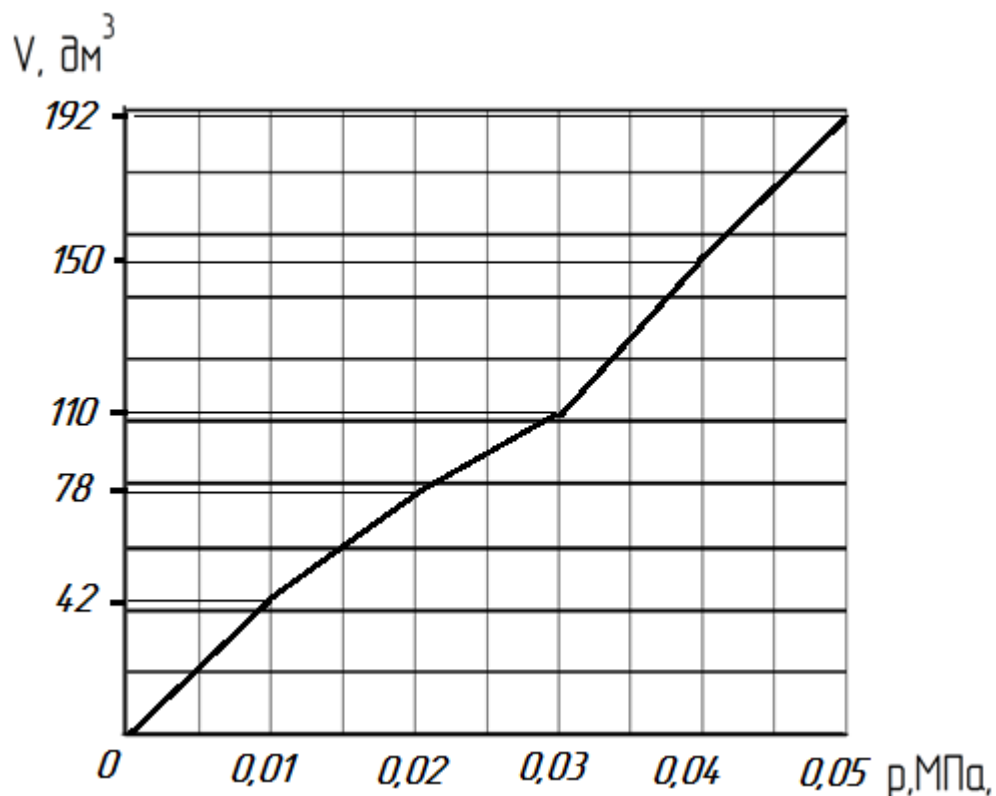


Рисунок 4.8 - График $V_{\text{вых}}=f(p)$

С учетом данным экспериментов, при $p=0,01\dots0,05$ МПа, объем выхлопа 1-й камеры составил $\approx 42\dots192$ дм³(л.).

Для совершения полного оборота приводного вала при максимальном крутящем моменте $47,9$ кН·м. ($p=0,35$ МПа) необходимо 18 парных циклов наддува камер, т.о объем выхлопа составит $2,94 \text{ м}^3 \times 18 = 5,92 \text{ м}^3$, а производительность компрессорной установки при $n = 0,5 \text{ мин}^{-1}$ по сжатому воздуху ($p=0,35$ МПа) должна составить $\approx 3 \text{ м}^3/\text{мин.} = 180 \text{ м}^3/\text{ч.}$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Полупромышленные испытания УПМ в качестве привода весодозатора для непрерывного автоматического весового дозирования тонко измельченного известняка и бентонита в шихту на окомковательной фабрике АО ССГПО показали, что ранее предложенный пневмобаллонный привод конструкции КазНИТУ на базе тороидальных подушек не может полностью исключить элементы существующего, ввиду недостаточности давления в пневмомагистрали.

2. Показано, что предложенный пневматический привод с использованием угловых камерных систем вполне может обеспечить работоспособность весодозатора даже при давлении в пневмосистеме 0,35 МПа.

3. Стендовые испытания на работоспособность подтвердили работоспособность УПМ на базе угловых камерных систем.

4. Были установлены основные технические параметры УПМ на базе камерных систем.

Оценка полноты решения поставленных задач. Все поставленные в данной работе задачи выполнены в полном объеме.

Разработка рекомендаций и исходных данных по конкретному использованию полученных результатов. Результаты данной магистерской работы были использованы для разработки ТЗ (технического задания) на разработку и модернизацию весодозатора для непрерывного автоматического весового дозирования тонко измельченного известняка и бентонита в шихту на окомковательной фабрике АО ССГПО.

Оценка технико-экономической эффективности внедрения. Предварительная оценка себестоимости модернизации существующих приводов показала, что она не будет незначительной. На базе представленного пневматического камерного привода можно будет модернизировать существующие привода и проектировать новые, а также наладить контрактное производство на машиностроительных предприятиях РК и малым бизнесом. Решение проблемы не будет дорогим и трудозатратным. В среднем стандартный привод состоящий из электродвигателя и редуктора обходится в 500...600 тыс.тенге. Наш привод будет стоит не более 350 тыс.тенге..

Оценка научно-технического уровня выполненной работы. Научно-технический уровень выполненной научно-исследовательской работы соответствует требованиям ранее согласованной ТЗ на УПМ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

[1] Степанович Г.Я. Шахтные пневматические крепи. - Киев.: Техника, 1981. - 158 с

[2] Разработка и внедрение механизированного комплекса на базе безразгрузочной крепи из мягких оболочек со струговой установкой для выемки угля из пластов мощностью 0,4 ÷ 0,75 м без постоянного присутствия людей в забое: Отчет о НИР/ ИГД им. А.А.Скочинского: Науч.рук. Ш.Г.Гамсахурдия. - 0113701104; -Инв.№02840080818. - Люберцы, 1984. - 88 с.

[3] Исследовать возможность применения длинномерных оболочек в качестве несущих элементов механизированных пневматических крепей: Отчет о НИР/ДонУГИ; Науч.рук. Н.А.Николенц. -2212007000; - Инв.№ 01820073148. - Донецк, 1982. - 80 с.

[4] Опыт применения технологии управления кровлей пневматическими крепями: Обзор информ./Н.А.Николенко, М.Б.Розенталь, П.Я.Гродзивский. - М., 1989. - 37 с: ил. - (Добыча угля подземным способом:Обзоры по основным направлениям развития отрасли/ЦНИЭИуголь; Вып.II). - Библиогр.: 12 назв.

[5] Либерман Б.Д. Расчет параметров беспоршневых объемных пневмодвигателей на стадии проектирования //Надежность и оптимизация параметров горных машин. Сб. научн.тр./ ИГД им.А.А. Скочинского. М.: 1987. - с. 83-92,

[6] Исследование режимов работы пневмомеханических силовых модулей/ Ю.Д.Красников, А.В.Чижиков, Б.А.Анферов, В.Г.Шафаренко //Комплексная механизация производственных процессов при подземной добыче угля. Сб. научн.стр. ИГД им.А.А.Скочинского. - М., 1987. - с. II-III.

[7] Красников Ю.Д., Чижиков А.В., Шафаренко В.Г. Экспериментальные исследования пневмомеханического силового модуля//Теория и технология подъемно-транспортных машин: Сб.научн.тр./ КазПТИ им. В.И.Денина, - Алма-Ата, 1987. - с. 106-112.

[8] Красников Ю.Д., Чижиков А.В., Шафаренко В.Г. Методика выбора параметров функционирования пневмомеханического силового модуля// Горная механика, рудничный транспорт, техническое обслуживание и ремонт. Сб. научн.тр./ИГД им.А.А. Скочинского. - М.: 1988. - с. 75-83.

[8] Иманкулов А.А., Бейсенов Б.С., Елемесов К.К. Некоторые аспекты применения силовых гибких оболочек с возвратно-поступательным движением в приводах металлургических машин /Материалы международной научно-практической конференции «Подготовка инженерных кадров в контексте глобальных вызовов XXI века», II том, С 354-358/ .2013.

[10] Иманкулов А.А., Бейсенов Б.С., Сарыбаев Е.Е. «Исследования возможностей силовых гибких оболочек с возвратно-поступательным

движением в приводах с вращательным движением рабочего органа металлургических машин» Алматы, КазНТУ им. К.И.Сатпаева «Сатпаевские чтения».2014.

[11] Иманкулов А.А., Бейсенов Б.С., Елемесов К.К., Курманалиев М.Б. «Некоторые аспекты применения силовых гибких оболочек с возвратно-поступательным движением в приводах металлургических машин» Алматы, КазНТУ им. К.И.Сатпаева «Сатпаевские чтения».2013 г.

[12] Ярмоленко Г.З. Пневматический привод горных машин. Изд-во «Недра»,1967. 162с.

[13] Курсовое проектирование Деталей машин. С.А. Чернавский, К.Н. Боков, М.:Машиностроение, 1987.416с.

[14] Курсовое проектирование Деталей машин. Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей (Чернавский С.А., Боков К.Н., Черпин И.М., Козинцов В.А.) – М.: Металлургия, 1987. – 414 с.

[15] Бейсенов Б.С., Сарыбаев Е.Е., Курманалиев М.Б., Иманкулов А.А. Реверсивный храповой привод. Патент № 86618 Оpubл.21.02.14.

[16] Бейсенов Б.С.,Сарыбаев Е.Е. Пневматический привод возвратно-поступательного действия. Патент № 99205. Оpubл.31.08.17 Бюл.№16.

[17] Бейсенов Б.С., Сейіт С.Ж., Сарыбаев Е.Е. Тихоходный пневмокамерный привод технологических машин. –Алматы Вестник КазНТУ им.К.И.Сатпаева №2 2018 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

УДК 378.147:5

Р.М. Желоманов, Б.С. Бейсенов, Е.Е. Сарыбаев
(Sarbayev University, г. Алматы, Казахстан)

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ КАМЕРНЫХ ПОДУШЕК ДЛЯ ТИХОХОДНЫХ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.

Статья посвящена обсуждению особенностей конструктивного исполнения и методики расчета силовых гибких оболочек поворотного действия в составе тихоходного пневматического привода технологических машин.

The article is devoted to the discussion of the features of the design and methods for calculating the power flexible shells of a rotary action as part of a low-speed pneumatic drive of technological machines.

Ключевые слова: силовая, гибкая, оболочка, поворотного, действия, транспортерная лента.

Keywords: power, flexible, shell, rotary, action, conveyor belt.

Комплексное решение вопросов совершенствования современных приводов требует особого внимания к проектированию и реализации механических преобразователей движения. В настоящее время усиливается тенденция к упрощению механических устройств технологического оборудования и к использованию иных источников энергии, кроме электрической.

Новые средства механизации с пневмобаллонным приводом обладают целым рядом технических преимуществ по сравнению с традиционными электромеханическими, а в сочетании с храповыми механизмами свободного хода они могут существенно улучшить конструктивное исполнение транспортирующих машин с непрерывным тяговым органом, к которым относятся дозаторы непрерывного действия для транспортировки мокрых окатышей в условиях ССППО.

В ноябре 2017 года сотрудниками кафедры ТМиО была предпринята попытка по исключению из кинематической цепи привода дозатора непрерывного действия в условиях фабрики по производству окатышей ССППО электродвигателя мощностью 5,5 кВт, редукторов Ц2У-100 и Ц2У-160, цепной передачи установкой пневмобаллонного привода (пневматического модуля) конструкции КазНТУ (рисунок 1) на базе торсионных подушек /2-4/. Предполагалось, что храповое колесо предлагаемого двигателя будет передавать крутящий момент напрямую приводному барабану через эластичную муфту.



Рисунок 1 – Установка пневматического модуля в качестве привода дозатора.

Но ряд технических и технологических причин не позволили получить достаточный крутящий момент, развиваемый пневмобаллонным приводом, в основном из-за того, что в пневмомагистрали давление не превышало 0,35 МПа.

Дополнительная патентно-литературная проработка позволила выйти на концепцию пневмокамерного привода существенно повышающую возможности последнего, габаритные размеры которого будут несколько увеличены.



1 - рама из швеллера №12; 2 - пневматический баллон фирмы «FABIO» 2DC-225-3С; 3 - краповое колесо; 4 - собачка; 5 - пружина; 6 - водило; 7 - поворотный клапан; 8 - пневматический золотник (пневмораспределитель); 9 - кронштейн толкателей; 10 - постоянные магниты; 11 - регулируемые упоры.

Рисунок 2 - Схема пневматического модуля

Компоновка привода с использованием пневматических клапанных подушек представлена на рис.3.

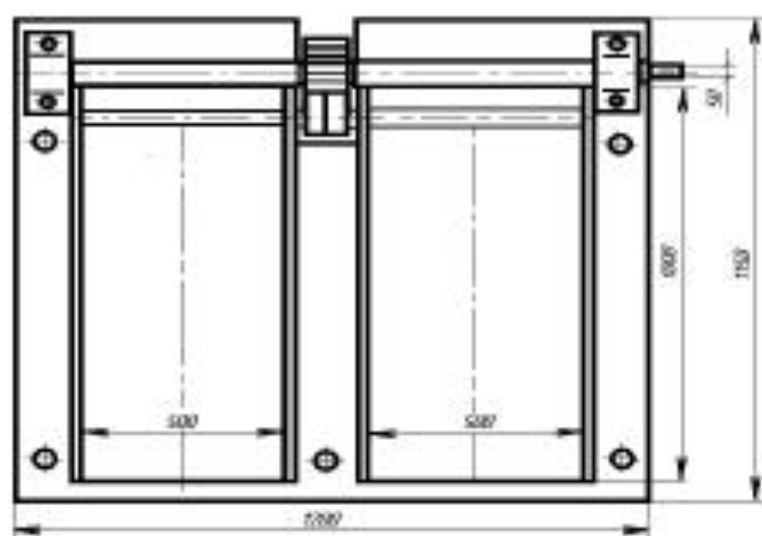


Рисунок 3 - Вид сверху на компоновку УПМ клапанного типа

Для приведения в движение будут использоваться пневматические подушки на поступательного, а поворотного действия (рис.4).

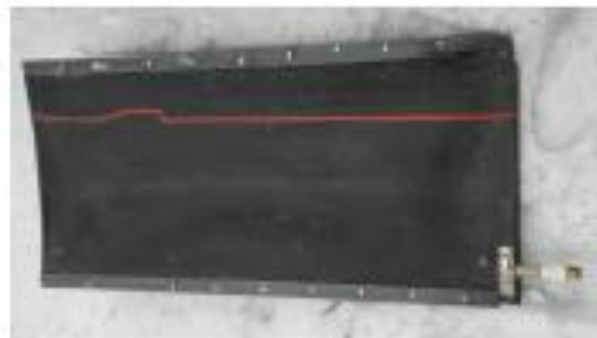


Рисунок 4 - Оболочка поворотного действия

Для изготовления подушек были использована транспортерная лента толщиной 3мм, склеенная по краям внахлест с использованием клея «ТИП-ТОП» с фиксирующей стыка стальными накладками из уголка №4 стянутые болтами М6 с шагом 100 мм. Испытания наддувом до 1,0 МПа, подушки выдержали.

Для расчета параметров наддува использовали методику, предложенную в ИГД им.А.А.Скочинского для гидродесных комбайнов для выемки узких пластов угла β .

Уравнение движения исполнительного органа поворотного действия имеет вид

$$I_{н.д.} \ddot{\varphi} = p_{акт} S_{акт} r_{акт} - p_{сст} S_{оп} r_{оп} - n F_{1c} L_{оп} - M g r_{ц.т.} \cos \delta.$$

Решение поставленной задачи начнем с определения усилия, развиваемого силовой гибкой оболочкой при подаче в нее сжатого воздуха. В общем виде это усилие определяется следующим образом:

$$F = p S, \text{ Н.}$$

Анализ работы силовых гибких оболочек поворотного действия аналогичен анализу работы оболочек возвратно поступательного движения. Расчетная схема силовой гибкой оболочки поворотного действия показана на рис.4.

Давление сжатого воздуха, необходимое для перемещения исполнительного органа определяется из уравнения:

$$p_3 = \frac{F_3}{S_{312} \cdot K_{r3}}, \text{ Па,}$$

где K_{r3} - коэффициент приложения равнодействующей силы, создаваемой гибкой оболочкой.

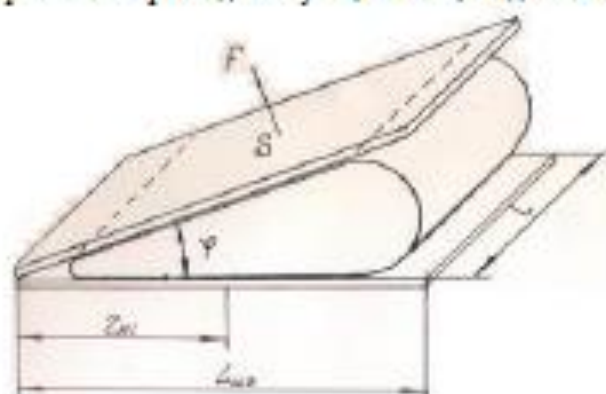


Рисунок 5 - Расчетная схема оболочки поворотного действия

Введение коэффициента приложения равнодействующей силы обусловлено разностью моментов, создаваемых силами сопротивления при преодолении сил сопротивления вращению и усилием оболочки относительно оси поворота исполнительного органа:

$$K_{r3} = \frac{r_{н1}}{l_{ц.т.}}$$

где $r_{н1}$ - расстояние от точки приложения равнодействующей силы наполняемой оболочки до оси вращения исполнительного органа, м;

$l_{ц.т.}$ - длина подушки, м.

Усилие развиваемое оболочкой поворотного действия

$$F_3 = p_3 S_{312} \cdot K_{r3}$$

$$K_{r3} = r_{н1} / l_{ц.т.}$$

где z_{H1} - расстояние от точки приложения действующей силы наполняемой оболочки до оси вращения исполнительного механизма;

$L_{об}$ - длина исполнительного механизма.

Площадь контакта силовой оболочки с рабочей поверхностью лопасти

$$S_{H1} = 0,5\pi L \frac{D_2 \cdot n_2}{1 + \frac{\pi + \varphi_{max}}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi_{max}}{2}}, \text{ м}^2$$

где φ_{max} - максимальный угол поворота исполнительного органа (лопасти).

Площадь контакта силовых оболочек с рабочей поверхностью при угловом перемещении определяется из уравнения

$$S_{H2} = 0,5\pi L \frac{D_2 \cdot n_2}{1 + \frac{\pi + \varphi_{max}}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi_{max}}{2}}, \text{ м}^2.$$

где φ_{max} - максимальный угол поворота исполнительного органа, рад.

Время наполнения силовых гибких оболочек до рабочего давления рассчитывается по формуле

$$t_M = \frac{3,62(\mu_1 + \mu_2)(S1 + V1) \left(\frac{P_M}{P_{атм}} \right)^{1/\mu_2}}{\mu_1 \mu_2 S \sqrt{\frac{2(P_M - P_0)}{\rho_0}}}, \text{ с.}$$

где μ_1, μ_2 - коэффициенты расхода при наполнении оболочки;

S - площадь поперечного сечения подводящего рукава, м²;

l - длина подводящего рукава, м;

V_i - объем силовой оболочки i -ой операции, м³;

P_M - абсолютное давление сжатого воздуха в пневмомагистрали, Па;

$P_{атм}$ - атмосферное давление, Па;

ρ_0 - удельный вес воздуха, кг/м³.

Объем оболочки поворотного действия определяется из выражения

$$V_i = 0,25 \cdot \pi \cdot L \cdot (2D \cdot X - X^2), \text{ м}^3.$$

Площадь контакта опораживаемой оболочки постоянно увеличивается, так как при опораживании оболочки стремится принять плоскую форму, поэтому в расчете необходимо учитывать крайние условия функционирования оболочки

$$V_i = 0,5 \cdot \pi \cdot L \cdot D \cdot n, \text{ м}^3.$$

Время опораживания оболочки определяется из уравнения

$$t_{опi} = \frac{1}{291} \cdot \frac{V_i}{\mu \cdot S} \ln \left(2 \sqrt{\sigma_{оп}^2 - \sigma_{оп}} + 2\sigma_{оп} - 1 \right), \text{ с.}$$

где $\sigma_{оп}$ - введенная безразмерная величина, равная $t_{оп}$.

Предварительные расчеты показали, что при параметрах камер $a \times b = 50 \times 100 = 5000 \text{ см}^2$ и давлении в пневмомагистрали 0,35 МПа, последние могут обеспечить подъемную силу в 175 кН и крутящий момент с учетом компонента УПМ представленной на рис.1 - 87,5 кН·м. Для сравнения крутящий момент необходимый для приведения в движение весодозатора при $n = 0,5 \text{ мин}^{-1}$ - 63 кН·м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Крескинов Ю.Д., Чижиков А.В., Либерецкий Б.Д., Шафаренко В.Г. Методика расчета параметров горных машин с пневмобаллонным приводом. - М: ИГД им. А.А.Скочинского, 1989.
- 2 Исламкулов А.А., Байсейтов Б.С., Сарыбаев Е.Е., Ермекты Ж. Исследование возможностей силовых гибких оболочек с возвратно-поступательным движением в приводах с вращательным движением рабочего органа металлургических машин. Вестник КазНТУ, 2014. - № 5. - С. 103-109
- 3 Байсейтов Б.С., Курмангалеев М. Б., Сарыбаев Е. Е., Исламкулов А.А. Реверсивный пневматический привод. Авторское свидетельство № 86618, Бюллетень изобретений №2 от 16.02.2013.
- 4 Абдукаримов Т.Х., Байсейтов Б.С., Сарыбаев Е.Е. Пневмопривод как решение актуальных проблем технологического оборудования. Вестник КазНТУ, 2018. - № 2.