

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРНЫХ КАТКОВ ЛЕСОПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

Гнидец А.В. - студент, Залюбовский Н.М. – студент, Коростелев С.А. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Опыт эксплуатации существующих гусеничных движителей, а также экспериментальные исследования и эксплуатационные испытания опытных конструкций убедительно показывают на необходимость конструктивного совершенствования гусеничного движителя. Одним из элементов, значительно снижающих надежность гусеничного движителя трелевочного трактора, является опорных каток.

В реальных условиях эксплуатации (горная местность, неровность дорожного покрытия, переезд через пни, поваленные деревья и т. д.) опорный каток испытывает сложные динамические нагрузки. От конструктивного исполнения опорного катка гусеничного движителя трелевочного трактора во многом зависит надёжность гусеничной машины. Необходимо отметить, что гусеничный движитель трелевочной машины работает в гораздо худших условиях, чем гусеничный движитель сельскохозяйственных тракторов.

В настоящее время предложены различные варианты конструктивного исполнения опорного катка гусеничного движителя для данного типа машин. Традиционная конструкция, применяемая до настоящего времени представляет собой многоспицевый опорный каток. Независимо от количества спиц и их конфигурации, конструкция опорного катка предусматривает плавное сочленение спиц с бандажом и ступицей опорного катка. Ширина бандажа определяется размером беговой дорожки, а толщина спиц назначается из условия прочности всей конструкции с учетом выполнения требований по ограничению материалоемкости. Места сопряжения спиц со ступицей и бандажом, как показывают испытания и расчеты, являются концентраторами наибольших напряжений.

Именно от уровня напряжений в области концентрации в первую очередь зависит прочность опорных катков изготавливаемых литьевым способом. Известно, что литьевая конструкция содержит массу внутренних дефектов. Это связано с усадочным эффектом, возникающим при охлаждении отливки. При охлаждении отливки возникают раковины, микротрещины и другие литьевые дефекты. Указанные дефекты являются местами зарождения микро- и макротрещин, приводящих в процессе эксплуатации к полному разрушению опорного катка.

Особенностью работы лесопромышленных тракторов является наличие ударных нагрузок и многоцикловых силовых воздействий на опорные катки. На рисунке 1 показаны характерные виды разрушения опорных катков [1,2]. Типичными разрушениями является распространение магистральных трещин в местах перехода спиц к бандажу и ступице опорного катка. Естественно динамический характер нагружения опорных катков при эксплуатации значительно снижает моторесурс. Оценка динамических напряжений требует в первую очередь проведения анализа напряженно-деформированного состояния при статическом нагружении. Именно этой задаче посвящена данная работа.

Для оценки напряженно-деформированного состояния использован аппарат линейной теории упругости. Сложная геометрическая конфигурация вызывает необходимость для адекватного описания напряженно-деформированного состояния только численными методами. В настоящей работе за основу был взят метод конечных элементов. В качестве конечного элемента использован пространственный конечный элемент, испытывающий деформации сжатия, растяжения, и деформации изгиба, в зависимости от геометрии опорного катка.



Рисунок 1 - Характерные разрушения опорных катков.

Исследуемая конструкция, в зависимости от конфигурации и количества спиц, разбивалась на 800-850 элементов и 700-900 узловых точек. Для расчета использовался программный комплекс [3], позволяющий дать оценку напряженно-деформированного состояния любых пространственных металлических конструкций. Указанный программный комплекс, включает в себя сервисные программы, позволяющие дать удобное для

конструктора описание геометрии и вывода результатов расчета в графическом изображении, которые позволяют оценить зоны концентраторов напряжения, реальность проведенных расчетов и информацию обо всех параметрах напряженно-деформированного состояния исследуемой конструкции.

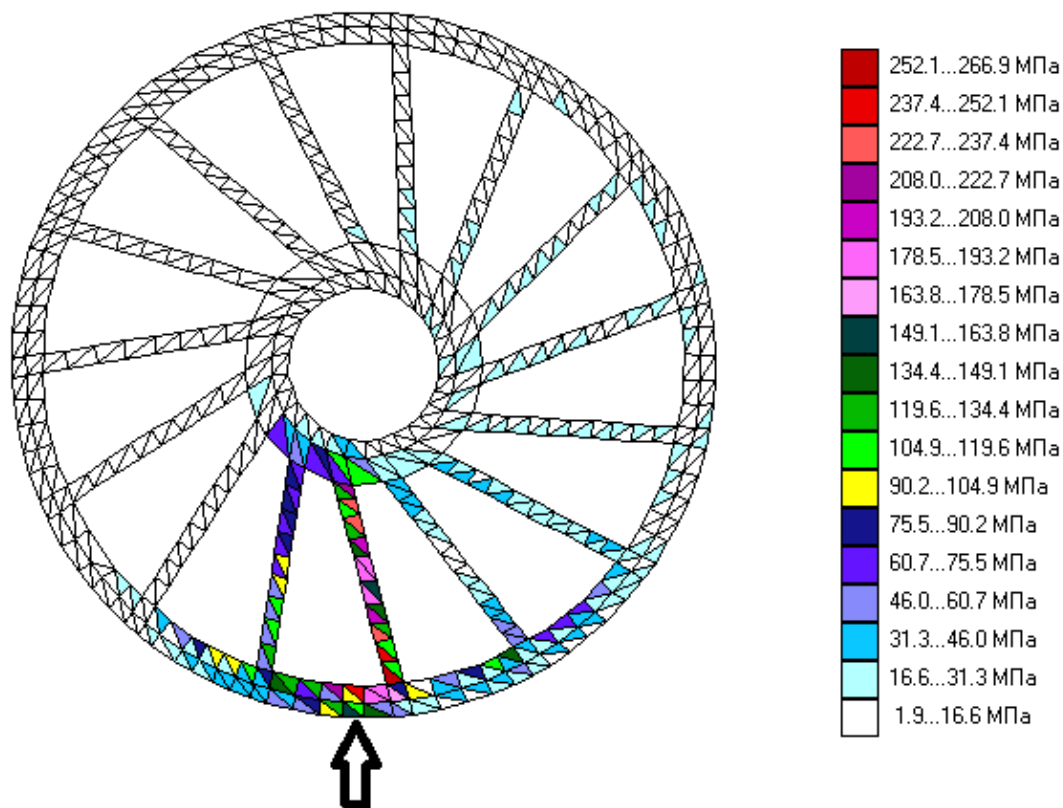


Рисунок 2 – Распределение эквивалентных напряжений в конструкции опорных катков.

В настоящей работе были исследован вариант опорных катков с тангенциальными спицами. Как видно из полученных результатов расчета (рисунок 2), области разрушения конструкции опорного катка совпадают с областями концентрации наибольших значений эквивалентных напряжений.

Приведенные результаты расчетов показывают о необходимости оценки наиболее нагруженных областей конструкции при статическом нагружении. Данные результаты могут быть использованы для определения рациональной конструкции опорного катка при его начальном проектировании.

Список литературы:

1. Арх.207 $\frac{ОТТ-4М}{90}$ Отчет о проведении ресурсных полигонных испытаний одного трактора ТТ-4М. АТЗ Рубцовск 1985г.
2. Арх.155 $\frac{ОТТ-4М}{67}$ Проведение ускоренных полигонных испытаний несущей и ходовой системы. АТЗ Рубцовск 1984г.
3. Коростелев С.А. Расчет напряженно-деформированного состояния плоских конструкций / С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский//Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2004610065 от 05.01.04

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ПАРЕ «ОГРАНИЧИТЕЛЬ-ПРОУШИНА» НА НДС АРМАТУРЫ РМШ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Горяев А.В. - студент, Хлопцев В.В.- студент, Коростелев С.А. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В конструкциях гусеничных машин нашли широкое применение гусеницы с резинометаллическими шарнирными соединениями (РМШ) звеньев. Как показывают полевые испытания сельскохозяйственных тракторов долговечность резинометаллического шарнирного соединения, по сравнению с металлическим шарниром открытого типа, возрастает в 2...2,7 раза. Помимо повышения долговечности самого соединения, значительно снижаются динамические нагрузки не только на элементы ходовой части трактора, но и на элементы трансмиссии [1].

Долговечность резинометаллического шарнирного соединения лимитируется долговечностью резиновых элементов, износом в контакте ограничитель-проушина и долговечностью металлической арматуры. Определяющее влияние на срок службы металлической арматуры оказывает ее напряженно-деформированное состояние (НДС), являющееся некоторой функцией конструктивных параметров РМШ, таких как:

- угловая и радиальная жесткость резиновых элементов;
- длина, диаметр и жесткость ограничителей;
- положение резиновых элементов и ограничителей;
- точность изготовления проушин звена;
- величины радиального зазора ограничитель-проушина.

Для определения НДС арматуры создана программа для IBMPC, в основу которой положен алгоритм, представленный в работе [2]. В данном алгоритме металлическая арматура рассматривается как неразрезная балка постоянного сечения, лежащая на упругом основании переменной жесткости (рисунок 1). В качестве упругого основания для одних участков принимаем резиновые элементы, для других – поверхностные слои пальца и ограничителя. Ввиду геометрической и силовой симметрии пальца ограничиваемся рассмотрением только правой его части, поместив начало координат в центре тяжести среднего сечения. При составлении расчетной схемы не учитываются упругие деформации звеньев, неточность их изготовления, а также пренебрегаем величиной торцевых зазоров между проушинами траков, между резиновыми элементами и ограничителями. Величина указанных зазоров в данной конструкции около 1 мм.

В настоящей работе приведены результаты расчета НДС арматуры РМШ для пятипроушинного варианта при различных радиальных зазорах между ограничителем и проушиной. На рисунке 2 представлены эпюры изгибающих моментов, перерезывающих сил, графики прогиба и поворота сечения пальца при действии растягивающей нагрузки в гусеничной цепи равной 30 кН при величине радиального зазора 0.3, 0.4, 0.5 мм.

В таблице 1 представлены исходные данные для расчета при радиальном зазоре 0.4 мм.

Таблица 1 - Исходные данные

№ участка	1	2	3	4	5	6	7	8
Диаметр участка, мм	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
Длина участка, мм	12,5	42,0	39,0	15,0	39,0	23,0	11,0	23,0
Радиальный зазор, мм	0	-0,4	0,4	0	0,4	-0,4	0	-0,4
Коэффициент постели, кг/см ²	8,16× ×10 ⁵	1300	1300	8,16× ×10 ⁵	1300	1000	8,16× ×10 ⁵	1300
Коэффициент нагрузки	0	0	1	1	1	0	0	0

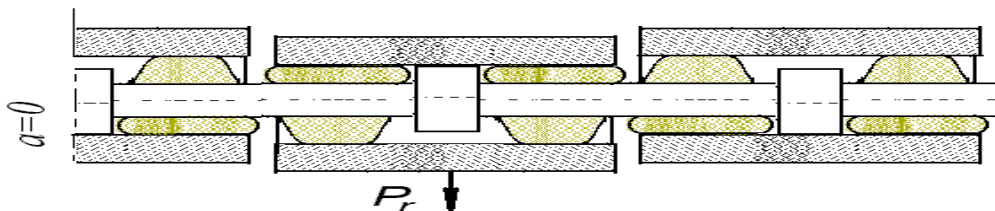
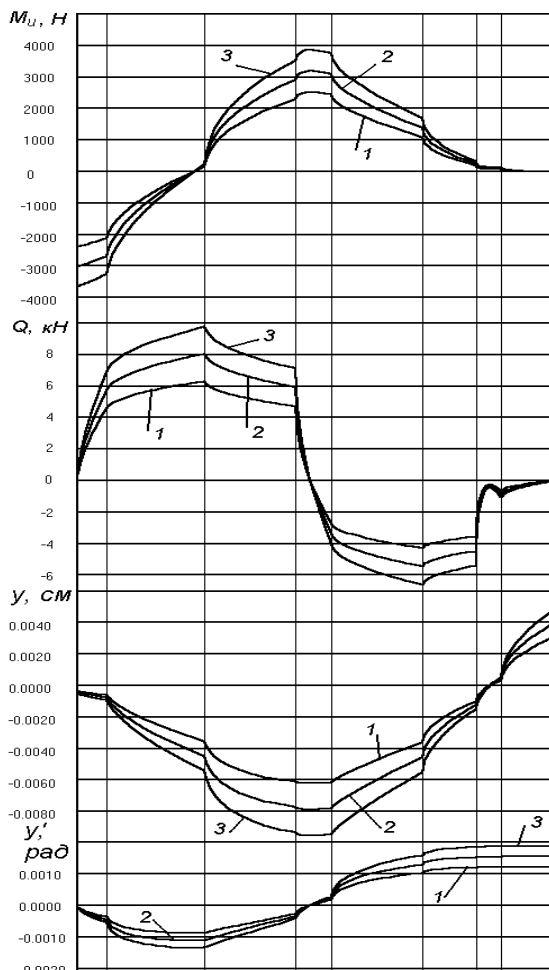


Рисунок 1 – Металлическая арматура, рассматриваемая, как неразрезная балка постоянного сечения, лежащая на упругом основании переменной жесткости



1 – радиальный зазор 0,3 мм; 2 – радиальный зазор 0,4 мм; 3 – радиальный зазор 0,5 мм.
Рисунок 2 - Эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил

По результатам расчета можно сделать вывод: при увеличении радиального зазора возрастают изгибающие моменты, перерезывающие силы, действующие в сечениях арматуры РМШ, возрастают прогибы и углы поворота сечений пальца и следовательно - возрастают величины напряжений.

Список литературы:

1. Барсуков Ю.Н., Беседин Л.Н., Болгов А.Т., Толчинский Н.А. Влияние резинометаллической гусеницы на динамические нагрузки в силовой передаче и гусеничном обводе трактора класса 3т : Сб. науч. тр. /АПИ. – Барнаул, 1973. – Вып. 23. – С. 56 – 65.
2. Дружинин В.А., Гулак А.И. Исследование напряженно – деформированного состояния резиновых элементов резинометаллических шарниров гусеничных цепей тракторов.//Повышение надежности работы тракторов: Межвуз. сб. научн. тр../МАМИ.- Москва, 1987. – С. 58-67.

АНАЛИЗ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РМШ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Шестаков В.Ю. - студент, Горяев А.В. - студент, Коростелев С.А. – к.т.н., доцент,
Нечаев К.С. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Долговечность резинометаллического шарнирного соединения (РМШ) звеньев гусеничного движителя лимитируется долговечностью резиновых элементов. Определяющее влияние на срок службы резиновых элементов оказывает их напряженно-деформированное состояние, являющееся некоторой функцией конструктивных параметров РМШ, геометрии гусеничного обвода и режимов движения гусеничной машины [1,2,3].

Для выявления причин разрушения и оценки влияния напряженно-деформированного состояния резиновых элементов РМШ гусеничного движителя на их долговечность были проведены испытания на специальном стенде, позволяющем задавать необходимый режим нагружения, сопоставимый с условиями эксплуатации сельскохозяйственного трактора, натуральных образцов резиновых элементов разной конструкции, формы и размера.

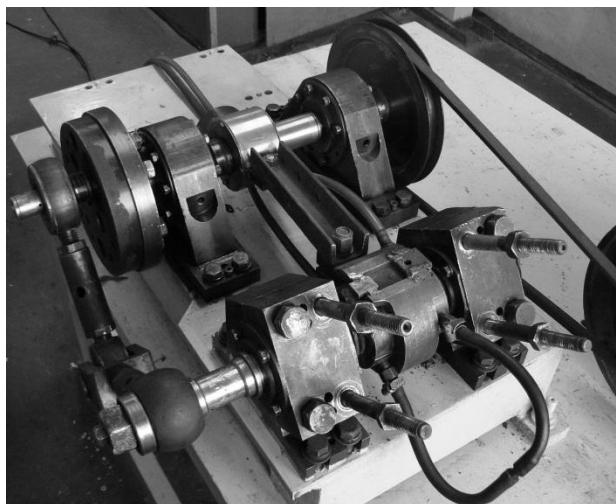


Рисунок 1 – Стенд для испытания резиновых элементов РМШ на долговечность

Для исследования долговечности и характера разрушения резиновых элементов были изготовлены лабораторные образцы, состоящие из металлического пальца с привулканизированными к ним резиновыми элементами с различной формой сечения, а также охватывающей втулки, в которую они были запрессованы. Резиновые элементы лабораторных образцов изготавливались из смеси ИРП-1315.

При определении долговечности, характера и области разрушения резиновых элементов РМШ гусеничного движителя был подобран режим нагружения обеспечивающий усталостное разрушение резиновых элементов. В соответствии с заданным режимом палец лабораторного образца циклически закручивался относительно охватывающей втулки (проушины) на угол $\pm 7,5^\circ$ с частотой 8,1 Гц, а охватывающая втулка смещалась относительно пальца в радиальном направлении на величину 0,5 мм с той же частотой. Выбранный режим соответствует нагружению резиновых элементов на ведущем участке гусеничного сельскохозяйственного трактора класса 3. Охлаждение образцов позволило минимизировать влияние температуры на характер разрушения резиновых элементов.

Испытанию подвергались резиновые элементы РМШ гусеничного движителя различной геометрической формы. Резиновые элементы запрессовывались в разборные втулки, что позволило после окончания испытаний извлекать образцы без дополнительных повреждений, вызванных выпрессовкой.

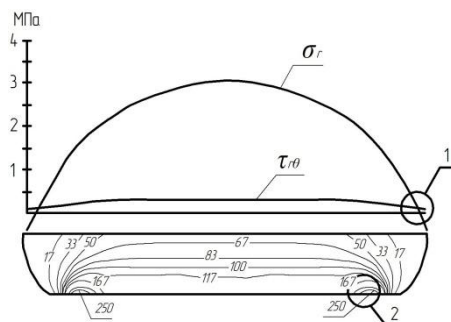
Стендовые испытания показали, что резиновые элементы, имеющие прямоугольную форму сечения (рисунок 2), начинают разрушаться в области контакта поверхности

резинового элемента с поверхностью проушины в той области, где касательные напряжения $\tau_{r\theta}$ вызванные закручиванием шарнира превышают контактное давление, что приводит к проскальзыванию резины относительно проушины (рисунок 2 б, область 1). В этой области наблюдается разрушение в результате усталостного износа, который имеет кольцевой характер с шириной кольца 8-12 мм и глубиной до 3 мм.

Резиновые элементы этого типа также имеют незначительное усталостное разрушение в крайних точках сечения в области приклея резинового элемента к поверхности пальца (рисунок 2 б, область 2), что объясняется концентрацией удельной энергии деформации вызванной закручиванием резинового элемента.



а)



б)

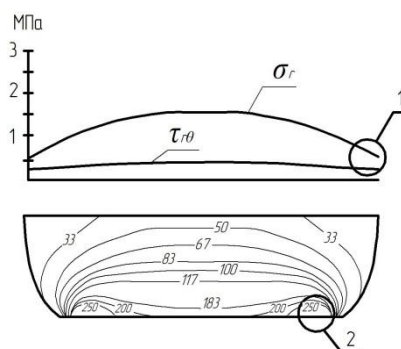
а – характер разрушения; б – распределение потенциальной удельной энергии деформации W при кручении по сечению, КДж/м^3 .

Рисунок 2 – «Широкие» резиновые элементы прямоугольной формы

Резиновые элементы (рисунок 3) с прямоугольной формой сечения разрушаются в крайних точках сечения в области приклея резины к поверхности металла. В этой области наблюдается концентрация удельной энергии деформации (рисунок 3 б, область 2), которая вызвана закручиванием резинового элемента [2]. Первая видимая усталостная трещина появлялась на стыке резины и металла через 1-2 млн. циклов нагружения. Продолжение испытаний приводило к распространению трещины в осевом направлении до полного отслоения резины от металла. Кроме того, разрушение в крайних точках сечения области приклея приводит к снижению контактного давления резинового элемента и поверхности проушины, что приводит к усталостному износу на наружной поверхности элемента.



а)



б)

а – характер разрушения; б – распределение потенциальной удельной энергии деформации W при кручении по сечению, КДж/м^3 .

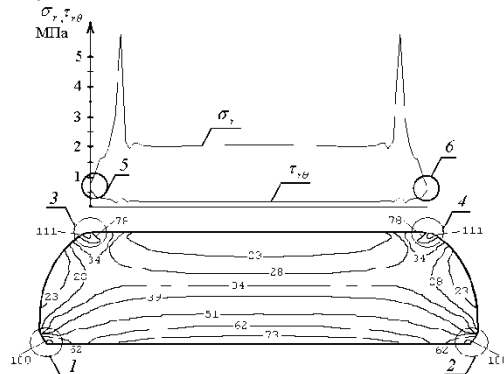
Рисунок 3 - «Узкие» резиновые элементов прямоугольной формы

Разрушение резиновых элементов с трапециевидной формой сечения, получивших применение в конструкциях РМШ гусеничного движителя тракторов ДТ-75, ВТ-100, ВТ-150, Т-150, Т-250, начинается с появления незначительного кольцевого усталостного износа в крайних точках поверхности контакта резинового элемента с поверхностью

проушины [2,3]. После 3 млн. циклов в этой области появляется видимая усталостная трещина (рисунок 4 а). Причиной усталостного износа является проскальзывание поверхности резинового элемента относительно поверхности проушины, которое вызвано превышением касательных напряжений $\tau_{r\theta}$ контактного давления (рисунок 4 б, области 5 и 6), последующее усталостное разрушение в этих зонах вызвано концентрацией удельной энергии деформации (рисунок 4 б, области 3 и 4).



а)



б)

а – характер разрушения; б – распределение потенциальной удельной энергии деформации W при кручении по сечению, КДж/м³.

Рисунок 4 – Резиновые элементы трапецидальной формы без скруглений

Введение радиусов сопряжения ($R=2\dots4$ мм) в местах перехода боковой поверхности в наружную цилиндрическую трапециевидного резинового элемента позволяет несколько повысить общую долговечность резиновых элементов РМШ, однако разрушение наблюдается в тех же областях.

Таким образом, сопоставление областей и характера разрушения резиновых элементов РМШ гусеничного движителя с различной формой сечения и результатов напряженно-деформированного состояния, позволяет сделать вывод о том, что основными факторами, оказывающими влияние на разрушение резинового элемента, являются усталостный износ [1], вызванный проскальзыванием поверхности резинового элемента относительно поверхности проушины и концентрация удельной энергии деформации при кручении.

Список литературы:

1. Коростелев С.А., Винников Р.В. Износ – одна из причин начала разрушения резиновых элементов резино-металлических шарниров/ С.А. Коростелев, Р.В. Винников// Ресурсосберегающие технологии в машиностроении. Материалы 2-й межрегиональной научно-практической конференции с международным участием 26–27 сентября 2002 г. АлтГТУ, БТИ. – Бийск: Изд-во АлтГТУ, 2002. – с. 179–182.
2. Коростелев С.А., Нечаев К.С. Определение области начала разрушения резинового элемента резинометаллического шарнира гусеничного движителя/С.А. Коростелев, К.С. Нечаев// Прогресс транспортных средств и систем-2009: Сборник материалов международной научно-практической конференции. – Волгоград, 2009. –Ч1.-С. 208–209.
3. Коростелев С.А., Нечаев К.С. Причины начала разрушения резиновых элементов РМШ гусеничного движителя/ С.А. Коростелев, К.С. Нечаев// Модернизация сельскохозяйственного машиностроения: проблемы, задачи и пути их решения: Сб. науч. тр./ Под общ. Ред. К.т.н. С.В. Белоусова, к.т.н. С.Ф. Сороченко, д.т.н. В.И. Беляева – Вып. 1. – Барнаул: Изд-во ОАО «Алтайский полиграфический комбинат», 2010. – С.92-98.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОДНОРОДНОСТИ КОРМОВОЙ СМЕСИ, ПОЛУЧЕННОЙ С ПОМОЩЬЮ ДИСМЕМБРАТОРА ЦЕНТРОБЕЖНО - РОТОРНОГО ТИПА

Макарова Н.А. – магистрант, Ведяшкин В.И. – студент, Камышов Ю.Н. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Актуальность темы. В России свиноводство – одна из отраслей сельского хозяйства, имеющая большое народно-хозяйственное значение.

В достижении наиболее выгодных экономических показателей в свиноводческой отрасли важную роль играет правильное приготовление кормовой смеси. Кормовой рацион должен содержать определенный набор питательных веществ, полностью удовлетворяющий потребность организма свиней. Свиньи относятся к всеядным животным, и поэтому для их кормления используют корма как растительного, так и животного происхождения. Ассортимент различных кормов благоприятно влияет на их выращивание и откорм. Для выращивания и откорма свиней используют следующие корма: концентрированные (зерно ячменя, овса, кукурузы, зерновой комбикорм, отруби), сочные (картофель, морковь, свекла), зеленые (масса клевера, люцерны, гороха, ботва огородных культур, крапива). Также в условиях индивидуального хозяйства для выращивания и откорма свиней широко применяют отходы и корма животного происхождения. [1]

Получить хороший результат в выращивании сельскохозяйственных животных, а значит и в производстве продукции животноводства возможно лишь при правильной и эффективной организации их кормления кормами высокого качества. При этом большое значение имеет не только сам процесс кормления, но и процесс подготовки кормов к скармливанию, так как он требует сравнительно больших затрат, средств, времени и сил.

Цель работы – исследовать кормовую смесь, полученную с помощью дисмембратора центробежно-роторного типа.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

1. Получить кормовую смесь на центробежно–роторном дисмембраторе;
2. Провести исследования кормовой смеси по определению ее однородности;

Получение кормовой смеси проводилось на дисмембраторе центробежно-роторного типа [2], состоящего из рамы, установленного на ней электродвигателя, соединенного с помощью шпоночного соединения с приводным валом, измельчающего органа, бака для приготовления корма и пульта управления, позволяющего осуществлять контроль температуры во время цикла приготовления рисунок 1:



Рисунок 1 – Дисмембратор для получения кормовой смеси

Принцип работы дисмембратора заключается в следующем: измельчающий орган находится непосредственно в баке со смесью компонентов корма. При запуске двигателя ротор, находящийся в дисмембраторе, всасывает исходные компоненты через впускные окна. Под действием центробежной силы, возникающей вследствие вращения ротора, перемешиваемая масса устремляется к его периферии через сквозные отверстия между зубчатыми элементами, расположенными по concentрическим окружностям ротора и статоров. При этом зубчатые элементы перемешивают и измельчают смесь. Достигнув периферии дисмембратора, смесь компонентов удаляется через расположенные на ней выпускные окна обратно в бак [2].

На основании анализа существующих составов кормовых смесей, для проведения исследований принят следующий состав корма, процентное соотношение ингредиентов которого приведено на рисунке 2.

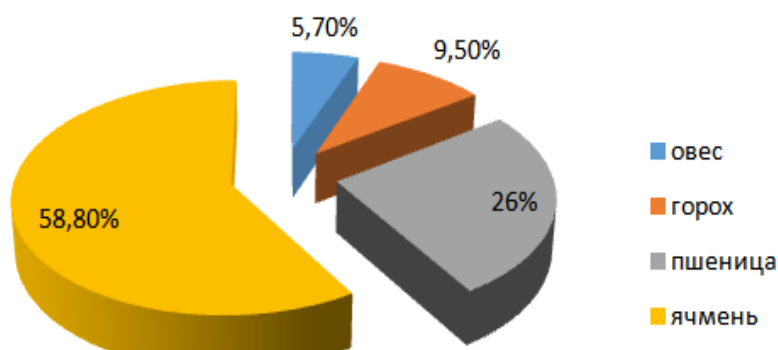


Рисунок 2 – Процентное соотношение корма

Условия проведения исследований:

- начальная температура смеси $t=20^{\circ}\text{C}$;
- нагрев производить до $t=50^{\circ}\text{C}$;
- зазор между режущими элементами статора и ротора $\delta=0,2$ мм.

В ходе проведения исследований были взяты образцы полученной смеси с целью определения однородности получаемой смеси, рисунок 3:

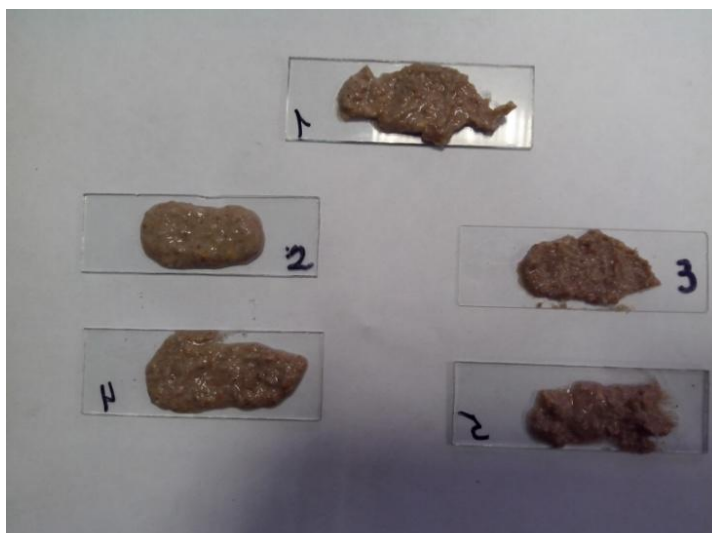


Рисунок 3 – Образцы получаемой смеси

Анализ производился на лабораторной установке (рисунок 4), которая состоит из микроскопа «ЛОМО 54», цифровой фотокамеры, компьютера с необходимым интерфейсом для обработки поступающей информации [3].



Рисунок 4 – Лабораторная установка

Исследования проводились в следующей последовательности: проба устанавливалась на стол микроскопа, после чего происходила фиксация изображения. Далее полученная информация обрабатывалась с помощью программы «ВидеоТЕСТ». По результатам обработки строилась гистограмма распределения частиц в пробе с определением их размеров.

В ходе обработки полученных изображений построена гистограмма распределения количества частиц в пробах в зависимости от класса рисунок 5:

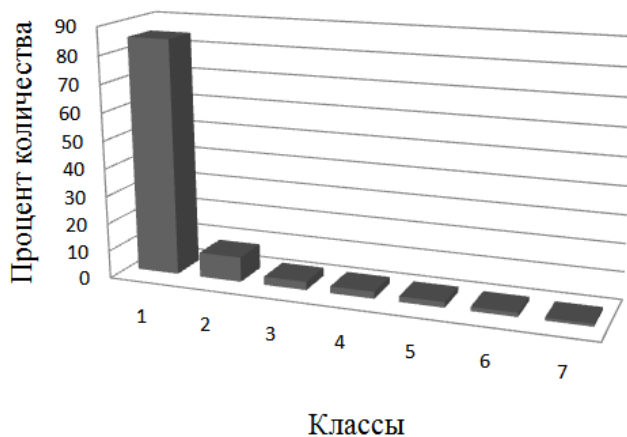


Рисунок 5 – Обработка фиксации образцов

В ходе построения гистограммы определено 7 классов по процентному содержанию частиц в пробе, из которых 86 % принадлежат 1 классу и имеют размер 600 мкм, что является оптимальным для усвоения организмом животного.

Анализ проведенных исследований позволил сделать следующие выводы:

1. Средний размер частиц составил 600 мкм.
2. Состав смеси однороден, так как 86% частиц в пробах принадлежат 1 классу.

Список литературы:

1. Состояние перспективы производства зерна и его использование в животноводстве Российской Федерации: краткая аналитическая справка / ВНИИК. – М.; Луговая, 2005. – 62 с.
2. Механоактиватор органического сырья: пат.на промышленный образец 8765. Рос. Федерация, МКПО 15-03 / А.А. Ситников, Е.Н. Нефедов, Камышов Ю.Н., Н.А. Макарова, С.В. Почтер;; заявитель и патентообладатель Алт.гос.техн. ун-т им. И.И.Ползунова.- Заявка 2012502585/12; заявл. Заяв.30.07.2012; опубл. 16.01.2014.
3. Камышов Ю.Н. Обоснование конструктивных параметров рабочих органов дисмембратора для получения жидких кормовых смесей :Дис. ... канд. тех. наук / Ю.Н.Камышов – Барнаул, 2012. – 243 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПОТРЕБНОЙ НА ПРЕОДОЛЕНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ-СКОЛЬЖЕНИЯ ЛОПАСТЕЙ О КОРПУС НАСОСА-ДОЗАТОРА ЗЕРНОВОЙ СЕЯЛКИ С ВНЕСЕНИЕМ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВЛАГОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ КОМПОЗИЦИИ

Зыбайло Р.А. – студент, Макарова Н.А. – магистрант, Суворов С.А. – аспирант,
Дрюк В.А. – к.т.н., доцент, Сороченко С.Ф. – к.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В настоящее время существует проблема выращивания зерновых культур в горных районах на обеднённых, песчаных, с каменистыми включениями почвах. В связи с этим ранее была предложена технология приготовления и внесения в почву питательной влагоаккумулирующей композиции в районах, подверженных опустыниванию, для улучшения питания растений и стимуляции их к росту [1]. В результате принято решение о разработке насоса-дозатора импеллерного типа для перекачивания и дозирования питательной влагоаккумулирующей композиции при внесении ее в почву. В связи с наличием 9 сошников, к которым необходимо обеспечить подачу питательной влагоаккумулирующей композиции, насос-дозатор предлагается выполнить в виде блока из 9 импеллерных насосов, установленных на одном валу [2, 3, 4, 5].

Импеллерным называется насос, в котором рабочим органом является ротор с эластичными лопастями, перекачивающий жидкие субстанции или вещества, с мягкими или твердыми частицами. Импеллерные насосы с гибким импеллером представляют собой насосы объемного действия. Корпус насоса, в котором установлен импеллер с эластичными лопастями, выполнен в виде круга, с переменным радиусом [6]. При вращении импеллера происходит выпрямление лопасти, объем между лопастей увеличивается и создается разрежение на стороне всасывания и жидкость увлекается в рабочую камеру насоса-дозатора. При фазе нагнетания вращающийся импеллер выдавливает жидкость из рабочей камеры за счет уменьшения ее объема заключенного между соседними лопастями, согнутыми стенкой корпуса (Рисунок 1).

Импеллер с эластичными лопастями может быть изготовлен из различных материалов, например: бутадиенакрилонитрильный каучук (Perbunan®, Buna-N®); этиленпропилендиеновый каучук; хлоропреновая резина (неопрен®, байпрен®); фтористая резина (Viton®, Fluorel®); пластмасса. Каждый из материалов используется в соответствии с назначением и условиями работы насоса [7].

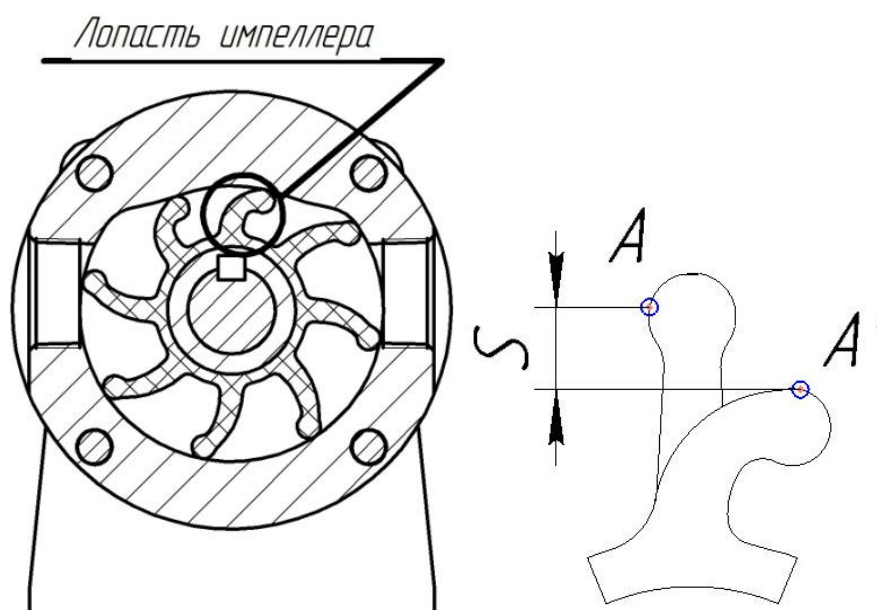


Рисунок 1 - Схема насоса и перемещение точки контакта лопасти импеллера и корпуса при ее выпрямлении из рабочего положения

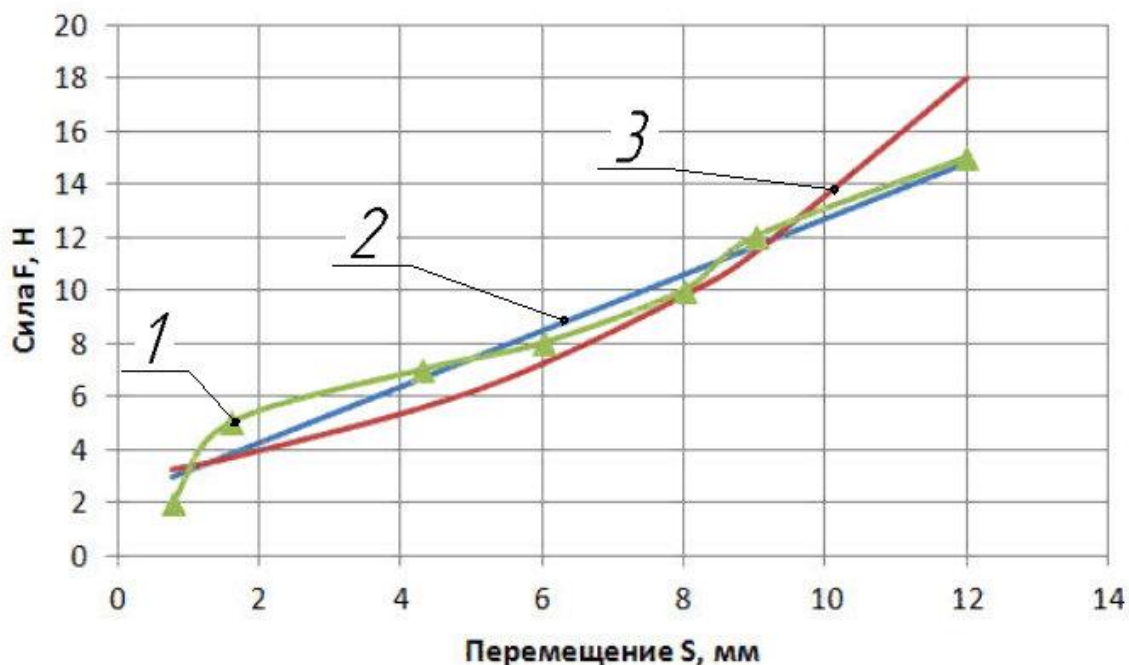
Объектом исследования является лопасть импеллера насоса-дозатора. Результатом исследования является определение мощности потребной на преодоление сил трения скольжения лопастей о корпус насоса-дозатора.

При проведении исследований необходимо численными методами определить усилие прижима лопасти к корпусу в точке их контакта в зонах с максимальным и минимальным изгибом лопасти.

В качестве материала импеллера насоса-дозатора выбрана резиновая смесь ИРП-1346, твердостью 40-50 единиц по Шору, плотностью $\rho=1,25 \text{ г/см}^3$, модуль упругости $E=5 \text{ МПа}$.

Усилие, с которым лопасть действует на корпус насоса, определяется при обеспечении определенного перемещения точки контакта лопасти и корпуса. Схема перемещения точки контакта А показана на рисунке 1.

Исходя из этого условия при известном максимальном перемещении точки $S_{\text{max}}=12 \text{ мм}$ и минимальном перемещении $S_{\text{min}}=4 \text{ мм}$, с помощью программного обеспечения AnsysWorkbench задали нагрузку на лопасть, увеличивая её, тем самым получили функцию зависимости силы от перемещения (1) (рисунок 2).



1-зависимость полученная расчетным путем; 2-график линейной функции; 3- график показательной функции.

Рисунок 2- График зависимости перемещения от силы

$$F(s) = 1.059s + 2.12, \quad (1)$$

где F – усилие прижима лопасти, Н; s – перемещение точки контакта лопасти и корпуса, мм.

Реакция действия лопасти на корпус в максимально нагруженном состоянии $N_{\text{оп}}=14,8 \text{ Н}$, в минимально нагруженном состоянии $N_{\text{оп}}=6,36 \text{ Н}$, коэффициент трения между корпусом и лопастью $f=0,2$, количество оборотов ротора $n=600 \text{ мин}^{-1}$, плечо действия сил $h=37 \text{ мм}$.

В каждый момент времени при работе насоса в зоне максимальной нагрузки может находиться две лопасти импеллера, а в зоне минимальной нагрузки шесть лопастей одновременно и при расчёте мощности учитывается девять секций. В результате суммарная мощность потребная на преодоление сил трения девяти секций насоса-дозатора составила $N=283 \text{ Вт}$.

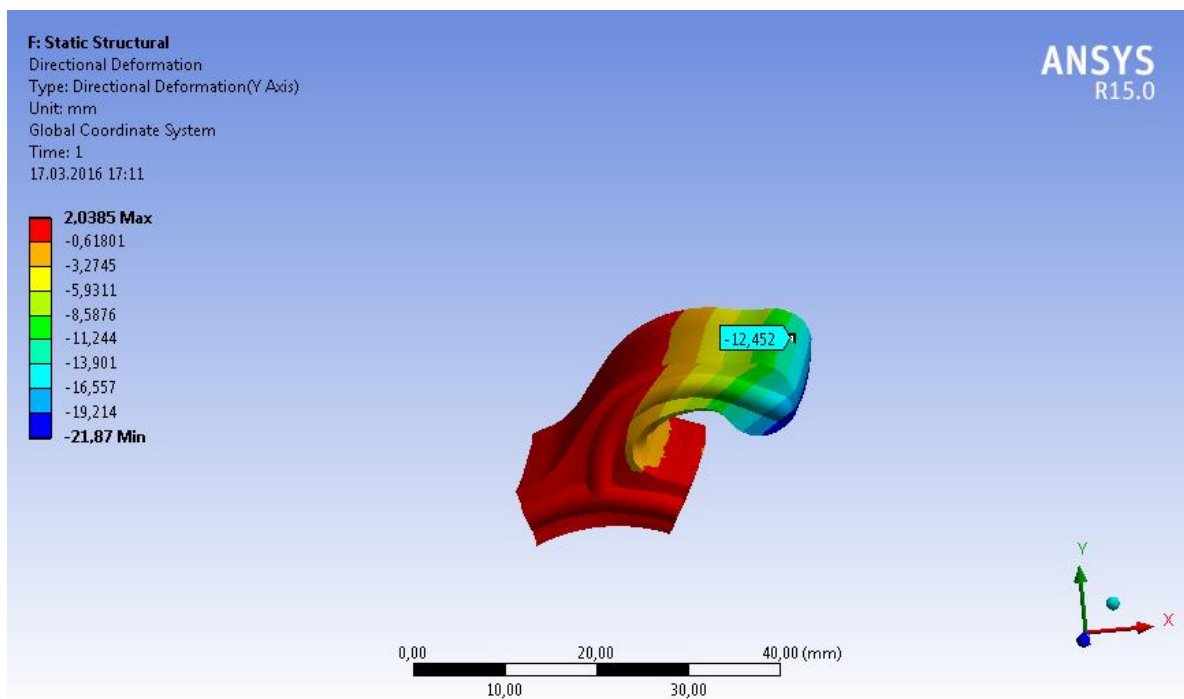


Рисунок 2 – Деформация лопасти импеллера по результатам анализа в среде AnsysWorkbench

Список литературы:

1. Дрюк В.А., Сороченко С.Ф., Суворов С.А. ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ОБЕДНЕННЫХ ПОЧВ И АГРЕГАТ ДЛЯ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ [Текст]. Переход к зеленой экономике и устойчивому развитию в Алтайском крае: перспективы, механизмы, ключевые направления. Материалы межрегиональной конференции с международным участием. ФГБОУ ВПО "Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова", Международная кафедра ЮНЕСКО, Институт развития Большого Алтая. 2015. С. 145-151.
2. Дрюк В.А., Суворов С.А., Сороченко С.Ф., Ситников А.А., Шишин М.Ю., Куцкий В.А., Совриков А.Б. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВЛАГОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ КОМПОЗИЦИИ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПЛОДОРОДИЯ ОБЕДНЕННЫХ ПОЧВ [Текст]. Алтай-Гималаи: традиционные знания и инновации в развитии горных и предгорных регионов Евразии: материалы 1-го российско-индийско-монгольского семинара, 19-20 июня 2015г. (Под ред. Н.А. Колпакова, И.В. Фотиевой). –Барнаул: Изд-во Фонда «Алтай-21 век», 2015.-232с.
3. Сороченко С.Ф., Дрюк В.А., Ситников А.А., Нефёдов Е.Н., Шишин М.Ю., Куцкий В.А., Томаровский А.А., Суворов С.А. ПОЛЕВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ РЕКУЛЬТИВАЦИИ ПЕСЧАНЫХ ПОЧВ [Текст]. Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2014. № 2 (112). С. 046-052.
4. Сороченко С.Ф., Дрюк В.А., Ситников А.А., Нефедов Е.Н., Шишин М.Ю., Куцкий В.А., Суворов С.А., Камышов Ю.Н. ТЕХНОЛОГИЯ РЕКУЛЬТИВАЦИИ ПЕСЧАНЫХ ПОЧВ [Текст]. Ползуновский вестник. 2014. Т. 4. С. 40.
5. Уфимцев Е.В., Суворов С.А., Дрюк В.А., Сороченко С.Ф. Сеялка с системой внесения питательной влагоаккумуляционной композиции / Горизонты образования. Научно-образовательный журнал АлтГТУ.- 2015.- Вып. 17. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://edu.secna.ru/media/f/transport_sistem_tez_2015.pdf.
6. Устройство импеллерного насоса.- [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://oskada.ru/dobycha-i-transportirovka-vody/ustrojstvo-impellernogo-nasosa.html>, свободный. (Дата обращения: 15.03.2106).
7. Импеллерный насос.- [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki>, свободный. (Дата обращения: 15.03.2106).

ИССЛЕДОВАНИЕ КОМПОНЕНТОВ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВЛАГОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ КОМПОЗИЦИИ

Капатурин А.А. – студент, Дрюк В.А. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Ранее на кафедре НТТС АлтГТУ была предложена технология приготовления и внесения в почву питательной влагоаккумулирующей композиции (ПВК) в районах, подверженных опустыниванию, для улучшения питания растений и стимуляции их к росту [1]. В связи с тем что, на данный момент не обоснован состав и способ приготовления ПВК, необходимо выполнить анализ материалов, из которых возможно ее изготовление в достаточном количестве.

Целью работы является анализ и определение вариантов сырья для подготовки питательной влагоаккумулирующей композиции и его наличие в Алтайском крае.

Объектом исследования является - плодородие почвы, предметом исследования - методы и варианты сырья для повышения плодородия почвы.

Исследованы: характеристика природно-климатических условий; рельеф; климат и растительность Кош-Агачского района республики Алтай. На основании этих исследований сделаны следующие выводы:

1. Охрана почв на пастбищах заключается в соблюдении норм выпаса и предотвращении нарушений почвенного покрова.

2. Устойчивое землепользование возможно только при разработке специального комплекса мероприятий включающего:

- осуществление программы мелиорации земель;
- применение комплексов мероприятий по борьбе с водной и ветровой эрозией;
- создание сети культурных пастбищ с применением их орошения, обводнения и внесения удобрений;
- проведение широкого комплекса мероприятий по окультуриванию освоенных почв с созданием глубокого структурного горизонта.

Существует несколько способов повышения плодородия почв:

1. Организация севооборота.
2. Посев лечебных растений.
3. Использование калифорнийских червей.
4. Проведение термической обработки почвы.
5. Внесение органических удобрений.
6. Смешанная посадка растений.
7. Отдых для почвы.

Одним из перспективных методов борьбы с опустыниванием является повышение плодородия почвы с помощью технологии восстановления обеднённых почв, которая включает приготовление питательной влагоаккумулирующей композиции (ПВК) и внесение её в почву при посеве семян засухоустойчивых растений [3].

Технология включает приготовление питательной влагоаккумулирующей композиции (ПВК) и внесение её в почву при посеве семян засухоустойчивых растений. ПВК – это модифицирующая добавка, в виде влагоаккумулирующего сорбента (5-30%), органо-минерального питательного наполнителя (10-40%) и воды. Назначение ПВК – предоставить растению необходимый запас воды и питательных элементов на начальных фазах развития; образовать в почве вместе с корнями растений связанный слой, обладающий влагоаккумулирующими свойствами.

Внесение ПВК непосредственно при посеве в рядок на глубину посевного слоя с последующей заделкой позволяет длительное время сохранять в зоне высева семян повышенную влажность, обеспечивающую их набухание и прорастание, а также обеспечивает проростки питанием и влагой. При этом локальное внесение ПВК в рядок

непосредственно в посевной слой позволяет сохранить в междурядье структуру почвы ненарушенной, что снижает ее ветровую и водную эрозию.

Авторами проведен анализ видов сырья, из которого можно производить ПВК. Например - навоз и птичий помет. В садоводстве и овощеводстве используют навоз коров, овец, свиней и лошадей, а также помет кроликов и птиц. Существует 3 основных вида навоза: подстилочный, бесподстилочный и навозная жижа.

Компост довольно часто используют в качестве органического удобрения. Действительно, его эффективность весьма высока вследствие содержания большого количества полезных для растений веществ. По составу и структуре он сходен с наиболее плодородными почвенными горизонтами. При условии правильного приготовления данное удобрение позволит значительно повысить физико-химические показатели почвы.

Биогумус так же можно включать в состав ПВК. Биогумусом называется продукт переработки компонентов компоста, получаемый вследствие жизнедеятельности дождевых червей. Главным преимуществом биогумуса является высокое содержание гумусовых веществ, количество которых в нем в 6–8 раз больше, чем в компосте и навозе. Помимо опавших дождевых червей перерабатывают навоз. Исследования подтверждают, что с их помощью 1 т навоза можно превратить в 600 кг гумуса, необходимого для сохранения плодородия почвы и нормального развития растений. Еще одним их достоинством является способность оказывать благотворное влияние на влажностный режим грунта и его структуру. В состав свежего биогумуса с уровнем влажности до 50% входит до 15% гумусового вещества, а высушенного – до 35%. Кроме того, в нем содержится пятиокись фосфора (0,8–2%), азот (0,8–2%), окись магния (0,3–0,5%), окись калия (0,7–1,2%) и другие компоненты (таблица 7). Помимо этого, к достоинствам следует отнести высокую влагоемкость и гидрофильность, прочность составляющих его частиц, отсутствие семян сорных трав, наличие значительного количества полезных микроорганизмов, ферментов, витаминов и гормонов роста. Биогумус относится к группе органических удобрений, применение которых абсолютно безвредно. Кроме того, его можно использовать в сочетании с любыми другими видами удобряющих комплексов (минеральные удобрения, компост, навоз и пр.). Даже при длительном хранении свойства биогумуса не разрушаются.

При использовании он обуславливает накопление гумусовых веществ в почве, улучшает ее структуру и делает более стойкой к воздействию как водной, так и ветровой эрозии. Применение червекомпоста считается одним из наиболее экологических методов эффективного повышения плодородия и оздоровления грунта.

Для повышения питательных свойств ПВК в ее состав следует включать: азотные, фосфорные, калийные, сложные и бактериальные удобрения.

Отдельную группу в комплексе удобрений занимают приобретающие в последнее время все большую популярность бактериальные вещества. Для повышения эффективности их рекомендуется вносить в сочетании с минеральными и органическими составами при подкормке.

Солома так же рассматривается как компонент ПВК. Солома - источник питательных элементов. Химический состав спелой соломы характеризуется высоким содержанием безазотистых веществ: целлюлозы, гемицеллюлозы и лигнина. Кроме этого, в соломе содержится небольшое количество белка и зольных элементов.

С 4т/га соломы зерновых культур в почву поступает (кг/га): органического вещества 3200, азота 14-22, фосфора 3-7, калия 22-55, кальция 9-37, магния 2-7; и микроэлементы (г/га): сера 5-8, бор 20-24, медь 10-12, марганец 116-120, молибден 1,0-2,0, цинк 150-200, кобальта 0,3-0,6.

Солома – активный энергетический материал для образования гумуса почвы и повышения микробиологической активности почвы. При внесении соломы усиливается общая биологическая и ферментативная активность почв: почва обогащается аминокислотами, витаминами и другими биологически активными веществами, усиливается интенсивность ее дыхания, аэрация.

Во время работы рассмотрены варианты сырья для подготовки питательной влагоаккумулирующей композиции. Были составлены списки фирм и организации с наличием этого сырья в Алтайском крае. Установлено что наилучшими материалами для производства ПВК могут быть переработанные по различным технологиям солома, навоз или птичий помет в виде компоста перегноя или биогумуса т.к. они являются наиболее доступными материалами в Алтайском крае. Для достижения наибольшей эффективности и сбалансированности ПВК следует разрабатывать ее состав из комплекса различных компонентов – органических, минеральных и микробиологических.

Список литературы:

1. Дрюк В.А., Сороченко С.Ф., Суворов С.А. ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ОБЕДНЕННЫХ ПОЧВ И АГРЕГАТ ДЛЯ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ [Текст]. Переход к зеленой экономике и устойчивому развитию в Алтайском крае: перспективы, механизмы, ключевые направления Материалы межрегиональной конференции с международным участием. ФГБОУ ВПО "Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова", Международная кафедра ЮНЕСКО, Институт развития Большого Алтая. 2015. С. 145-151.
2. Дрюк В.А., Суворов С.А., Сороченко С.Ф., Ситников А.А., Шишин М.Ю., Куцкий В.А., Совриков А.Б. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВЛАГОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ КОМПОЗИЦИИ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПЛОДОРОДИЯ ОБЕДНЕННЫХ ПОЧВ [Текст]. Алтай-Гималаи: традиционные знания и инновации в развитии горных и предгорных регионов Евразии: материалы 1-го российско-индийско-монгольского семинара, 19-20 июня 2015г. (Под ред. Н.А. Колпакова, И.В. Фотиевой). –Барнаул: Изд-во Фонда «Алтай-21 век», 2015.-232с.
3. Сороченко С.Ф., Дрюк В.А., Ситников А.А., Нефедов Е.Н., Шишин М.Ю., Куцкий В.А., Суворов С.А., Камышов Ю.Н. ТЕХНОЛОГИЯ РЕКУЛЬТИВАЦИИ ПЕСЧАНЫХ ПОЧВ [Текст]. Ползуновский вестник. 2014. Т. 4. С. 40.
4. Уфимцев Е.В., Суворов С.А., Дрюк В.А., Сороченко С.Ф. Сеялка с системой внесения питательной влагоаккумулирующей композиции / Горизонты образования. Научно-образовательный журнал АлтГТУ.- 2015.- Вып. 17. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://edu.secna.ru/media/f/transport_sistem_tez_2015.pdf.
5. Почва. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.f-mx.ru/biologiya/pochva.html>. – Загл. с экрана
6. Модина, Т.Д. Климат и агроклиматические ресурсы Алтая [Текст]. / Т.Д. Модина, М.Г. / Новосибирск. Университетское книжное издательство, 2007. – 177 с.
7. Яськов М.И. Опустынивание Чуйской котловины (Горный Алтай). – Бийск: НИЦ БиГПИ, 1999. – 270 с.
8. 8 способов повысить плодородие почвы. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ampravda.ru/2013/03/16/037955.html>. – Загл. с экрана
9. Использование соломы в качестве удобрения. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.donplodorodie.ru/metod_po_solome_2.pdf– Загл. с экрана

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАМЫ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Нейфельд Д.В.– студент, Дрюк В.А. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В настоящее время на рынке сельскохозяйственной техники отсутствуют предложения по современным картофелеуборочным комбайнам отечественного производства, а импортные машины резко увеличились в стоимости из-за снижения курса рубля. Для устранения этого недостатка необходимо заниматься исследованиями в области проектирования картофелеуборочных машин. Основным элементом картофелеуборочного комбайна является его рама. Расчету рамы на прочность посвящена данная работа.

Цель работы заключалась в том, чтобы произвести проверочный расчет рамы на прочность. Увидеть полную картину эквивалентного распределения напряжений, суммарного линейного перемещения, коэффициент запаса прочности и текучести, а также точно оценить концентраторы напряжений в раме.

Рама картофелеуборочного комбайна представляет собой сварную конструкцию из продольных и поперечных брусьев из труб прямоугольного сечения (рисунок 1).

Брусья выполнены из прямоугольной трубы 150x100 мм и толщиной стенки 7мм. Полная длина рамы 7200 мм, а её ширина 1500мм. Трубы произведены из стали 20.

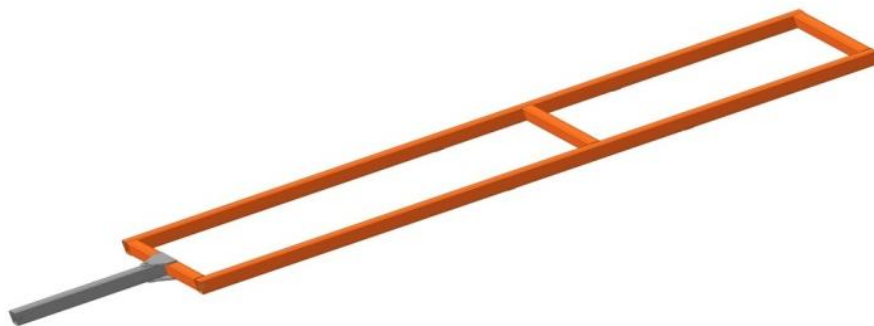


Рисунок 1-Рама картофелеуборочного комбайна

Статический расчет рамы выполнен с помощью системы прочностного анализа АРМ FEM для КОМПАС-3D.

Работа в программе «АРМ FEM для КОМПАС-3D» начиналась с жесткого закрепления рамы в месте установки колёс и месте присоединения к энергетическому средству.

Вторым этапом мы приложили две нагрузки (силы) действующие на раму. Одна будет действовать по всей плоскости рамы и равна $F_1=3000$ кг (29430Н), вторая действует на месте расположения бункера и равна $F_2=1000$ кг (9810Н) (рисунок 2).

Далее разбиваем раму на КЭ сетку, производим расчет.

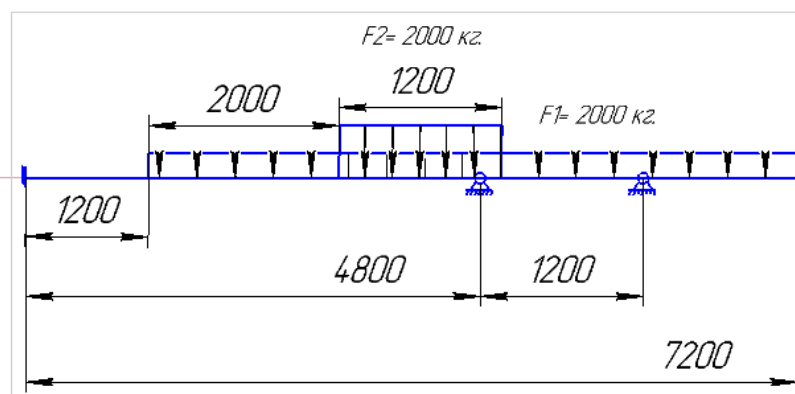
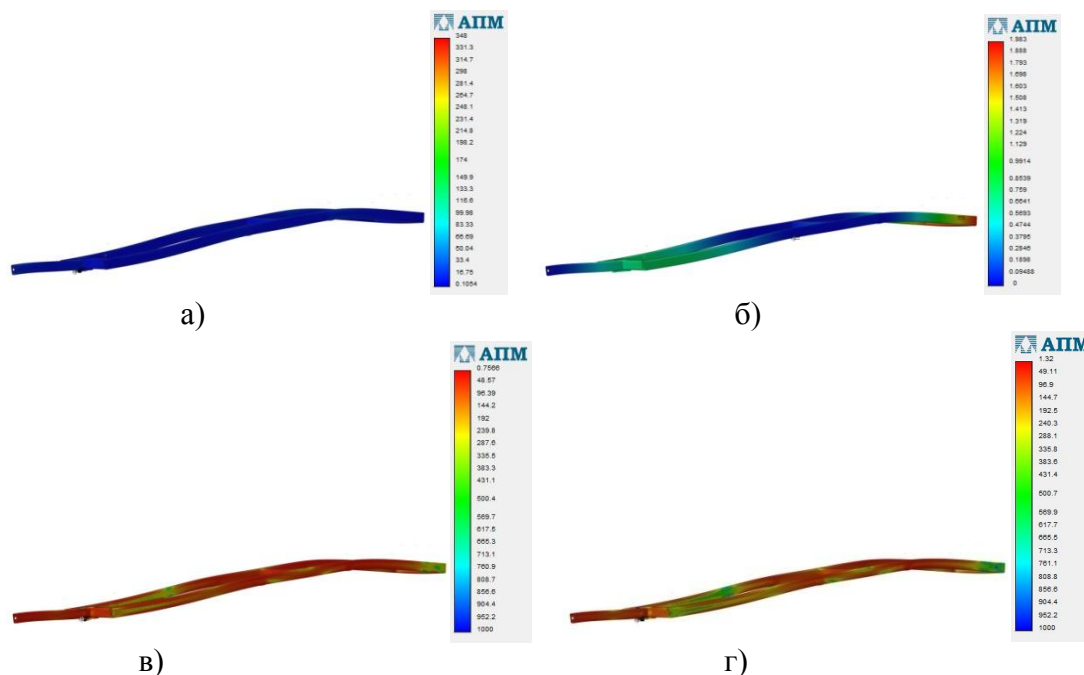


Рисунок 2-Схема действующих сил.



а- эквивалентное напряжение; б- суммарное линейное перемещение; в- коэффициент запаса по текучести; г- коэффициент запаса по прочности.

Рисунок 3-Результаты расчета

Таблица 1- Результаты расчета

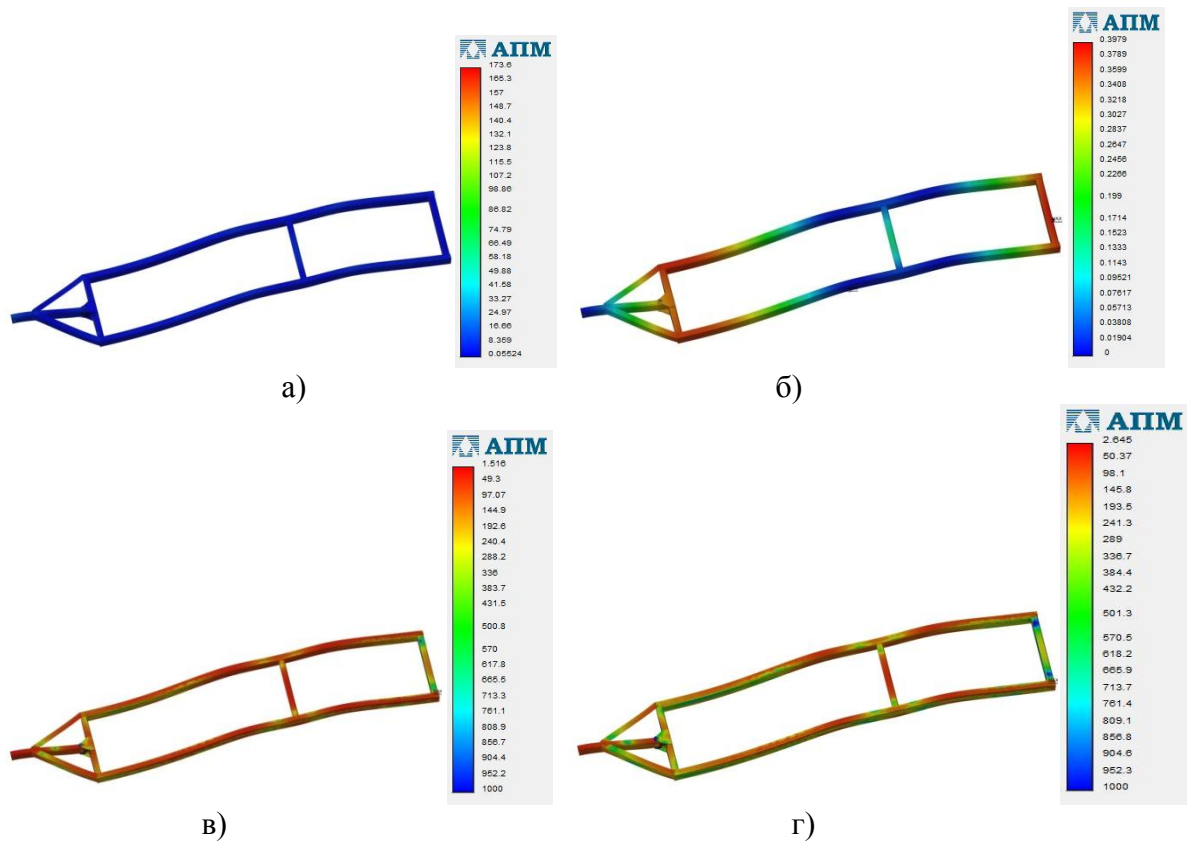
Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Эквивалентное напряжение по Мизесу	SVM [МПа]	0.105429	347.963426
Суммарное линейное перемещение	USU М [мм]	0	1.982766
Коэффициент запаса по текучести	-	0.756606	1000
Коэффициент запаса по прочности	-	1.320036	1000

Расчет показал что, суммарное линейное перемещение $\Delta = 1.98\text{мм}$, коэффициент запаса по текучести $n_m = 0.75$ и коэффициент запаса по прочности $n=1.32$ не достаточны. Данная рама не выдержит нагрузки.

Чтобы рама выдержала данные нагрузки, усилим раму. Усиление рамы произведем уголками №10, толщиной стенки 7 мм, а также за счет увеличения стенки балок с 7 мм до 8 мм (рисунок 4). После усиления произведем повторный расчет (нагрузки и крепления остаются первоначальными).



Рисунок 4-Усиленная рама картофелеуборочного комбайна



а- эквивалентного напряжения; б- суммарное линейное перемещение; в- коэффициент запаса по текучести; г- коэффициент запаса по прочности.

Рисунок 5-Результаты расчета

Таблица 2- Результаты расчета

Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Эквивалентное напряжение по Мизесу	SVM [МПа]	0.055244	173.593781
Суммарное линейное перемещение	USUM [мм]	0	0.397948
Коэффициент запаса по текучести	-	1.516062	1000
Коэффициент запаса по прочности	-	2.645044	1000

Дополнительный расчет показал что, суммарное линейное перемещение $\Delta = 0.4$ мм, коэффициент запаса по текучести $n_m = 1.52$ и коэффициент запаса по прочности $n = 2.65$ достаточны для надёжной работы рамы. При эксплуатации доработанная рама выдержит нагрузки.

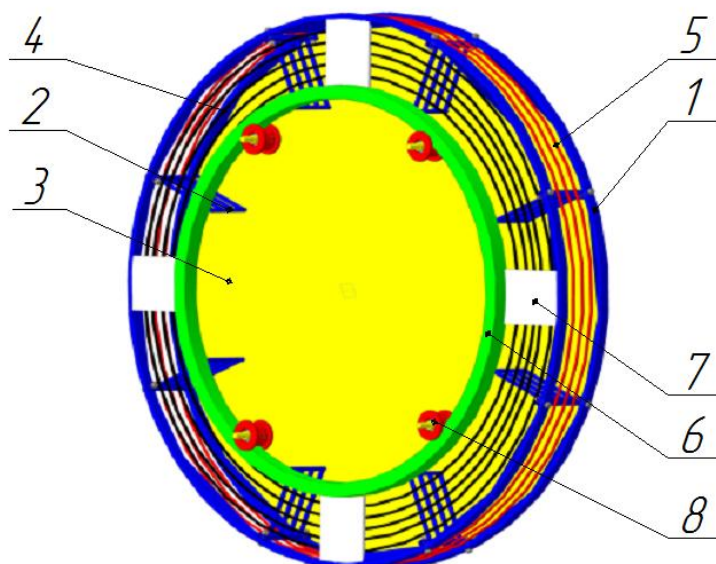
ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТОИМОСТНОЙ АНАЛИЗ БАРАБАННОГО СЕПАРАТОРА КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Немчинов Ю.С.– студент, Дрюк В.А. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В настоящее время на рынке сельскохозяйственной техники отсутствуют предложения по современным картофелеуборочным комбайнам отечественного производства, а импортные машины резко увеличились в стоимости из-за снижения курса рубля. Существующие конструкции комбайнов имеют высокую материалоемкость и низкую надежность. Для повышения качественных показателей картофелеуборочных комбайнов необходимо анализировать их существующие конструкции и находить варианты их модернизации. Работа посвящена методу функционально-стоимостного анализа, который позволяет сформулировать предложения для модернизации исследуемых устройств.

В ходе работы над темой исследований разработана конструкция барабанного сепаратора картофелеуборочного комбайна. Предлагаемая конструкция сепаратора представлена на рисунке 1. Барабан состоит из двух ободов 1, на которых с помощью болтового соединения закреплена лопасть 2. С задней стороны барабан закрыт глухой стенкой 3. Вертикальное ограждение 4 и горизонтальное 5. Барабан закреплен на ведомый обод 6 с помощью спиц 7. Ролики 8 предназначены для установки сепаратора на раму.



1 – обод; 2 – лопасть; 3 – стенка задняя; 4 – вертикальное ограждение; 5 – горизонтальное ограждение; 6 – ведомый обод; 7 – спицы; 8 – ролик.

Рисунок 1 – Барабанный сепаратор

Был проведен анализ функций элементов конструкции. На основании результатов анализа функций элементов технической системы «барабанный сепаратор картофелеуборочного комбайна» построена диаграмма FAST, которая представлена на рисунке 2.

Для выявления наиболее затратной функции проведем расчет стоимости носителей функции и выявим таковую. Стоимости каждого носителя функции и его параметры взяты из каталога стоимости материалов компании ТД Арсенал.

Для построения диаграммы Лоренца-Парето проведем ранжирование функций по величине затрат. Результаты ранжирования представлены в таблице 1.

Как видно из диаграммы Лоренца-Парето (рисунок 3) в зону первоочередного анализа попадают функции F11, F12, F41, F42, F61. Следовательно, для снижения суммарных затрат

на реализацию главной функции рассматриваемой системы необходимо изменить стоимость на реализацию этих функций.

Построим функционально-стоимостную диаграмму с целью выявления функций с наибольшим рассогласованием между затратами на функции и значимостью этих функций. В дальнейшем это позволит произвести эффективное совершенствование рассматриваемой системы «Барабанный сепаратор картофелеуборочного комбайна»

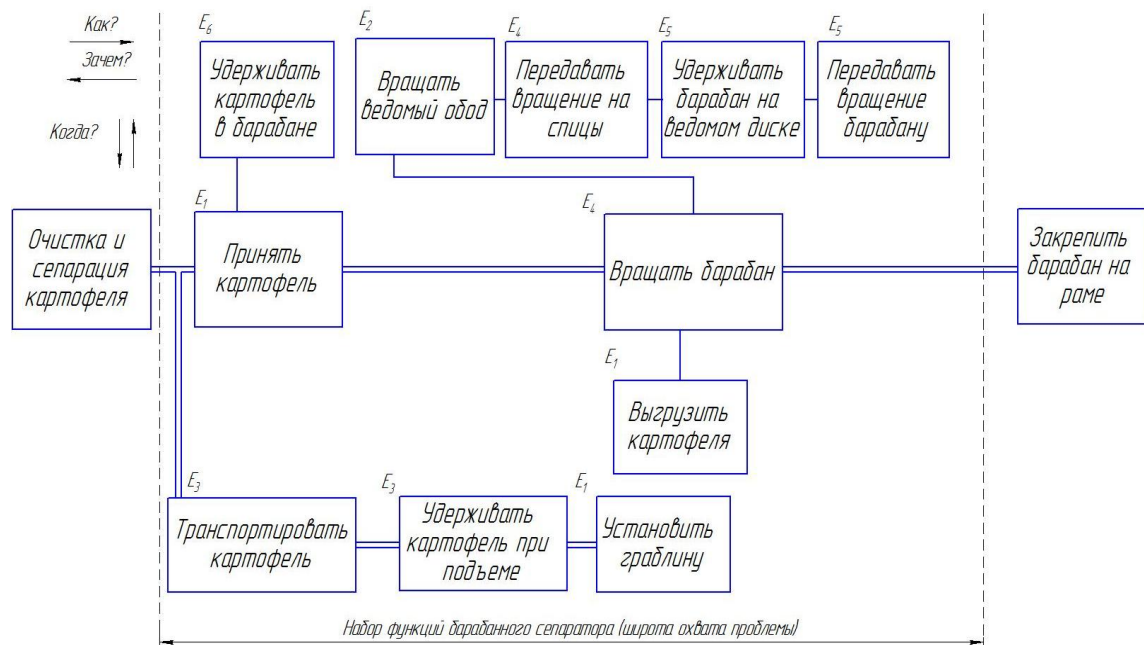
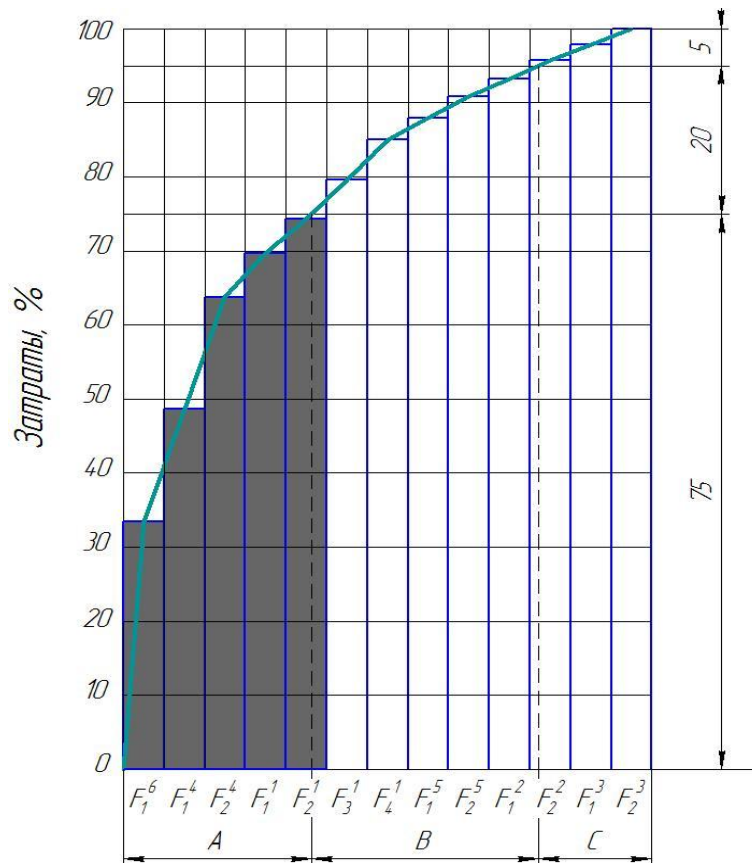


Рисунок 2 - Диаграмма FAST

Таблица 1 – Результаты ранжирования функций системы «Барабанный сепаратор картофелеуборочного комбайна»

Обозначение функции	Затраты на функцию элемента, %	Ранг функции
F11	5.31	4
F21	5.31	5
F31	5.31	6
F41	5.31	7
F12	2.44	10
F22	2.44	11
F13	2.16	12
F23	2.16	13
F14	15.13	2
F24	15.13	3
F15	2.92	8
F25	2.92	9
F16	33.47	1

Проведем анализ функционально – стоимостной диаграммы. В рассматриваемом примере зонами дисбаланса являются следующие функции[5]: F11 ($z = 1,28$); F22 ($z = 1,36$); F41 ($z = 1,7$); F42 ($z = 1,5$); F61 ($z = 3,31$). Наиболее дорогостоящими блоками в анализируемой системе являются носители, реализующие функции F61 ,F41. Если учесть значимость функций, то наибольшее рассогласование между затратами и значимостью у носителя функции F61. Из Функционально – стоимостного анализа видно, что в конструкции барабана необходимы некоторые изменения для уменьшения его стоимости и веса.



А- зона дорогостоящих функций – 75%; В – зона средней стоимости – 20%; С – зона низкой стоимости – 5%.

Рисунок 6 – Диаграмма Лоренца-Парето

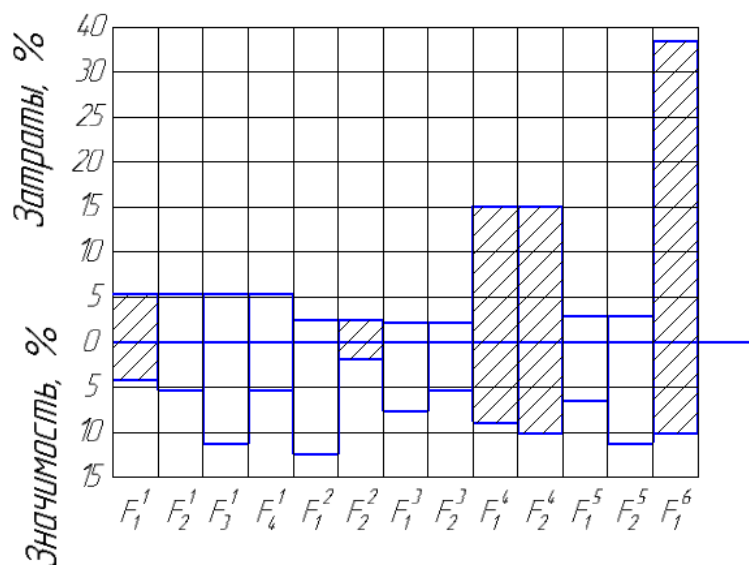


Рисунок 7 – Функционально – стоимостная диаграмма системы «Барабанный сепаратор картофелеуборочного комбайна»

Предлагается сплошную заднюю стенку заменить на решетку. Так же предлагается сделать ведомый обод не литым, а выполненным из трубы, что позволит снизить массу барабана.

В результате проведенного анализа удалось снизить массу проектируемого барабана на 28 % со 180 до 130 кг.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ В ЛЕНТОЧНО-ВИНТОВОМ СМЕСИТЕЛЕ

Суворов С.А. – аспирант, Сороченко С.Ф. – к.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Актуальность. Деградация почвы, опустынивание земель является глобальной проблемой, касающейся России и соседних государств. Сотрудниками АлтГТУ совместно с ООО «Теллура-бис» разработан способ рекультивации песчаных почв [1], включающий приготовление и внесение питательной влагоаккумулирующей композиции (ПВК) в почву при посеве семян. ПВК содержит органические и минеральные компоненты, гуминовые удобрения и воду. Проведены предварительные испытания предлагаемой технологии, которые доказали возможность её применения в суровых условиях Кош-Агачского района Республики Алтай и Западной Монголии [2,3].

Сотрудниками кафедры «Наземные транспортно-технологические системы» совместно с заводом ООО «Мехпресса» разрабатывается агрегат для реализации предлагаемой технологии, включающий смеситель для приготовления ПВК. В конструкции смесителя рабочий орган выполнен в виде ленточно-винтовой мешалки. Для обоснования параметров ленточно-винтового смесителя необходимо исследовать движение компонентов ПВК в смесителе.

Цель работы – разработать математическую модель движения твердых компонентов ПВК в ленточно-винтовом смесителе.

Математическое моделирование.

За основу взята модель движения изолированной материальной точки в винтовом конвейере А.М. Григорьева [4]. Так как в рассматриваемом устройстве происходит смешивание органических и минеральных компонентов с раствором гуминовых удобрений, то на частицу, кроме силы тяжести G , нормальных реакций ленты N_1 и корпуса смесителя N_2 , сил трения о спираль $F_1=f_1N_1$ (здесь f_1 – коэффициент трения материала о спираль) и корпус $F_2=f_2N_2$ (здесь f_2 – коэффициент трения материала о корпус), сил Кориолиса и сил инерции также будут действовать сила Архимеда F_A :

$$F_A = \rho \cdot g \cdot V_{\text{ч}}, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $V_{\text{ч}}$ – объем вытесненной частицы, м³
и гидродинамическая сила F_{Γ} [5]:

$$F_{\Gamma} = \xi S_{\text{мд}} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2)$$

где ξ – коэффициент гидродинамического сопротивления;

$S_{\text{мд}} = \pi R_{\text{ч}}^2$ – миделево сечение частицы;

v – относительная скорость движения частицы, м/с.

Для горизонтального расположения оси ленточно-винтового смесителя ($\gamma = 90^\circ$), а также принятых допущений система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} N_1 \cos \alpha - f_1 N_1 \sin \alpha - ma \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) - f_2 N_2 \sin \beta - F_{\Gamma} \sin \beta = 0 \\ G \sin \varepsilon + f_2 N_2 \cos \beta + F_{\Gamma} \cos \beta - f_1 N_1 \cos \alpha - N_1 \sin \alpha - mr \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) - F_A \sin \varepsilon = 0 \\ G \cos \varepsilon + mr \omega_0^2 + mr \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - N_2 - 2mr \omega_0 \frac{d\varphi}{dt} - F_A \cos \varepsilon = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где α – угол подъема винтовой линии, $\alpha = \arctg \frac{S}{2\pi r}$; S – шаг винта; r – наружный радиускорпуса; m – масса частицы; β – угол между векторами переносной \vec{v}_n и абсолютной \vec{v} скоростей; $a = r \cdot \tg \alpha$ – параметр спирали; $\sin \beta = \frac{a \frac{d\varphi}{dt}}{v}$; $\cos \beta = \frac{r(\omega_0 - \frac{d\varphi}{dt})}{v}$ – тригонометрические функции параметра; φ – угол, на который отклоняется частица при вращении ленточно-винтовой мешалки с постоянной угловой скоростью ω_0 ; $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – угловая скорость относительного движения материальной точки; ε – угол, определяющий положение точки относительно вертикальной плоскости:

$$\varepsilon = \psi + (-\varphi), \quad (4)$$

$\psi = \omega_0 t$ – угол поворота ленточно-винтовой мешалки за время t ; $mr \left(\frac{d^2\varphi}{dt^2} \right)$ – касательная сила инерции; $mr\omega_0^2$ – центробежная сила инерции в переносном движении; $mr \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2$ – центробежная сила инерции в относительном движении; $2mr\omega_0 \frac{d\varphi}{dt}$ – сила Кориолиса; $ma \left(\frac{d^2\varphi}{dt^2} \right)$ – аксиальная сила инерции.

Удобно систему уравнений (3) записать в цилиндрической системе координат r, φ, z , которая с декартовой связана соотношением:

$$\begin{cases} x = r \cos \varphi \\ y = r \sin \varphi \\ z = z \end{cases} \quad (5)$$

По рекомендациям А.М. Григорьева [4] вместо центробежных сил переносного, относительного движений и силы Кориолиса вводим центробежную силу $F_{Ц}$ абсолютного движения точки:

$$F_{Ц} = mr\omega_a^2, \quad (6)$$

где ω_a – угловая скорость абсолютного движения частицы;
 r – расстояние от оси ленточно-винтовой мешалки до частицы.

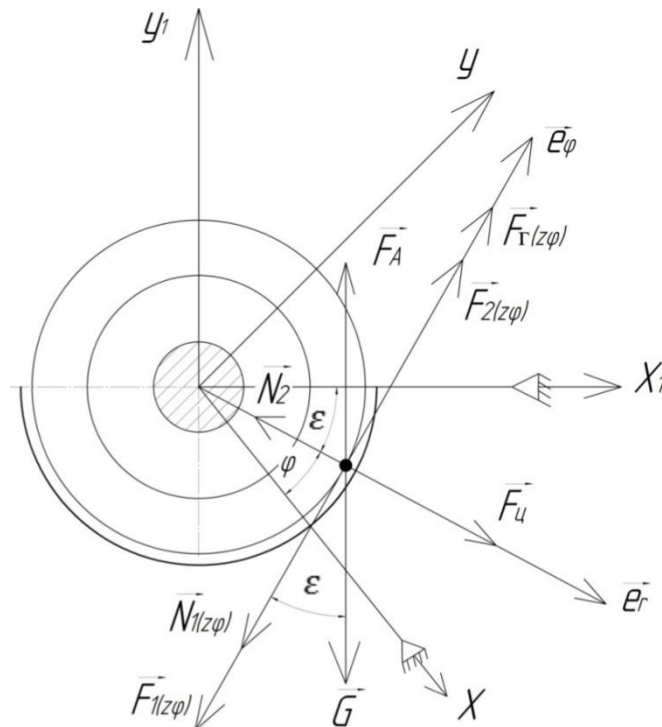


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на частицу в плоскости, перпендикулярной оси ленточно-винтовой мешалки

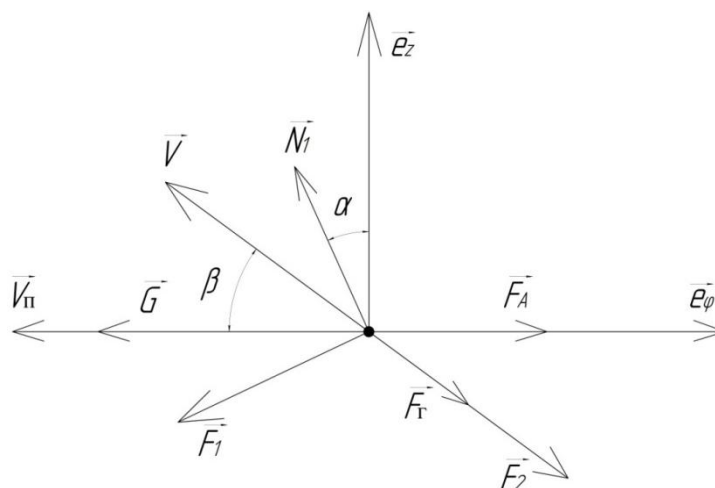


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на частицу в плоскости, касательной к цилиндрической поверхности корпуса смесителя

Система дифференциальных уравнений относительного движения частицы в цилиндрической системе координат примет следующий вид:

$$\begin{cases} m\ddot{r} = G \sin \varepsilon - F_A \sin \varepsilon + F_{\text{ц}} - N_2 \\ mr\ddot{\varphi} = -G \cos \varepsilon + F_2 \cos \beta - F_1 \cos \alpha - N_1 \sin \alpha + F_A \cos \varepsilon + F_r \cos \beta . \\ m\ddot{z} = N_1 \cos \alpha - F_1 \sin \alpha - F_2 \sin \beta - F_r \sin \beta \end{cases} \quad (7)$$

После математических преобразований система уравнений (7) примет вид:

$$\begin{cases} \ddot{r} = g \sin \varepsilon - \frac{\rho g}{\rho_{\text{ч}}} \sin \varepsilon + r \left(\frac{\omega_0 \sin \alpha \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \right)^2 - \frac{3}{4} \frac{N_2}{\pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \\ \ddot{\varphi} = -\frac{g}{r} \cos \varepsilon + \frac{3}{4} \frac{f_2 N_2}{\pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \cos \beta - \frac{3}{4} \frac{f_1 N_1}{\pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \cos \alpha - \frac{3}{4} \frac{N_1}{\pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \sin \alpha + \frac{\rho g}{\rho_{\text{ч}}} \cos \varepsilon + \frac{3}{4} \frac{\xi \pi R_{\text{ч}}^2 \rho v^2}{2 \pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \cos \beta . \\ \ddot{z} = \frac{3}{4} \frac{N_1}{\pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \cos \alpha - \frac{3}{4} \frac{f_1 N_1}{\pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \sin \alpha - \frac{3}{4} \frac{f_2 N_2}{\pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \sin \beta - \frac{3}{4} \frac{\xi \pi R_{\text{ч}}^2 \rho v^2}{2 \pi R_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}} \sin \beta \end{cases} \quad (8)$$

Выражение (8) представляет собой математическую модель движения частицы в ленточно-винтовом смесителе. После интегрирования системы уравнений (8) можно найти уравнения скорости и траекторию движения частицы твердых компонентов ПВК.

Список литературы:

1. Способ рекультивации песчаных почв в зоне полупустынь и питательная влагоаккумулирующая композиция для его осуществления: пат. 2557618 Рос. Федерация: МПК С09К17/00 / Куцкий В.А., Ситников А.А., Нефедов Е.Н., Сороченко С.Ф., Дрюк В.А., Суворов С.А., Шишин М.Ю., Томаровский А.А.; заявитель и патентообладатель ООО «Теллура-Бис», ООО «МИП СХМ АлтГТУ», ФГБОУ ВПО «Алт. гос. тех. ун-т им. И.И. Ползунова».- №2013150453/05; заявл. 12.11.2013; опубл. 27.07.2015.
2. Сороченко, С.Ф. Полевые испытания технологии рекультивации песчаных почв / С.Ф. Сороченко, В.А. Дрюк, А.А. Ситников, Е.Н. Нефедов, М.Ю. Шишин, В.А. Куцкий, А.А. Томаровский, С.А. Суворов / Вестник Алтайского государственного аграрного университета, 2014.-№2 (112). - С. 46-52.
3. Ситников, А.А. Технология рекультивации песчаных почв / А.А. Ситников, В.А. Дрюк, С.Ф. Сороченко, Е.Н. Нефедов, М.Ю. Шишин, В.А. Куцкий, С.А. Суворов, Ю.Н. Камышов / Ползуновский вестник, Алт. гос. техн. ун-ет им. И.И. Ползунова. - Барнаул, Изд-во АлтГТУ, 2014.- ч.4, С.40-44.
4. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры.- М.: Машиностроение, 1972.- 81 с.
5. Симаков Н.Н. Расчет обтекания и сопротивления шара в ламинарном и сильнотурбулентном потоках / Журнал технической физики.- 2013.-Вып.4 (83). - С. 16-20.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ ФИЛЬТРАЦИИ КРЕМНИЯ

Мясников А.Ю. – аспирант, Собачкин А.В. – к.т.н., с.н.с., Яковлев В.И. – к.т.н., доцент,
Ситников А.А. – д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Кремний широко применяют в различных областях техники. Наибольшее применение имеет технический кремний. Его используют в металлургии в качестве легирующего компонента, раскислителя, восстановителя, для изготовления электронагревательных элементов и производства кислотоупорных материалов и др.[1].

От степени очистки кремния зависит место его применения и цена. Для получения кремния высокого качества применяется многостадийная обработка, требующая значительного количества достаточно дорогостоящего оборудования и приспособлений [1]. Известные и используемые до этого времени способы очистки кремния, не в полной мере удовлетворяют современным потребностям по энергозатратности либо по стоимости. Поэтому необходимо проведение анализа справочной и учебной литературе по методам очистки кремния.

Целью работы является, проведение анализа справочной, научной и учебной литературы для нахождения наиболее рационального метода очистки кремния.

В отечественной и зарубежной практике производства кремния, известен ряд способов очистки от примесей, оставшихся после выполнения ряда подготовительных операций:

1) очистка кремния методом окисления (воздухом, хлорирование)[2]; 2) очистка кремния кислотами (серной, соляной или их смесью)[2]; 3) очистка кремния методом отстаивания (футерованные ковши и т.д.)[2]; 4) очистка кремния методом объемной фильтрации[3].

1) Очистка кремния методом окисления воздухом. При окислительном рафинировании жидкий кремний продувают кислородом. При этом примесные элементы окисляются по реакциям типа:



где $M_{\text{еп}}$ – элементы-примеси – Ca, Mg, Al, Fe и др.

В результате окислительного рафинирования, основная часть растворенных примесей с высоким сродством к кислороду химически связывается в нерастворимое соединение и выделяется из расплава в виде неметаллической фазы. Часть их коагулирует и всплывает, но большая часть ввиду малых размеров остается в кремний и присутствует в готовом продукте в виде неметаллических включений, которые очень трудно удалить из расплава и необходимо применение дополнительных операций по его очистке [2].

2) Очистка кремния соляной кислотой. Измельченный в порошок металлургический кремний смешивают с соляной кислотой в отсутствие воды при 300°C в специальном реакторе и получают SiHCl_3 [2].



В ходе этой реакции такие примеси, как Fe, Al, и B, образуют свои галоидные соединения (FeCl_3 , AlCl_3 , и BCl_3). Низкая температура кипения SiHCl_3 , составляющая 31.8°C, используется для его дистилляции из галоидов примесей. В получившемся таким образом SiHCl_3 , концентрация электрически активных примесей, таких как Al, P, B, Fe, Cu или Au, составляет меньше 1 на миллиард атомов кремния. В конце-концов очищенный SiHCl_3 реагирует с водородом при 1100°C в течение 200-300 часов с образованием ультрачистого кремния[2].



Эта реакция протекает в больших вакуумных камерах, где кремний осаждается в виде тонких поликристаллических стержней, в результате чего образуются бруски ультрачистого поликристаллического кремния диаметром 150-200 мм.

Полученный таким способом кремний содержит примеси и его применение, например, в микроэлектронике требует дополнительной очистки, которая отличается очень большой энергоёмкостью[2].

3) Очистка кремния методом отстаивания. Шлак имеет плотность около 2,8 г/см³, что немного больше плотности чистого кремния (2,4 г/см³). Температура плавления шлака составляет около 1450°C, т. е. несколько выше температуры плавления чистого кремния (1440 °C)[2]. Вязкость шлака при 1500°C составляет 25 - 30 пз. В жидком состоянии мелкодисперсные частицы шлака постепенно коагулируют в более крупные и, имея несколько большую плотность, могут осесть на дно изложницы или ковша. Используя эти свойства, можно очищать кремний от шлака путем отстоя, например, в миксерах-отстойниках с обогревом и других обогреваемых аппаратах, установленных под струю кремния, выходящую из печи. Метод отстаивания энергозатратен т.к. требует большого количества энергии, которая необходима для поддержания кремния в расплавленном состоянии при температуре примерно 1450°C[2].

4) Очистка кремния методом объемной фильтрации. Суть этого способа состоит в пропускании металлического расплава через фильтрующее устройство, при прохождении через, которое в результате физико-химических, адгезионных и адсорбционных, механических и других явлений происходит рафинирование металлического расплава от неметаллических включений (НМВ) и вредных примесей [3].

Применяемый для очистки металлических расплавов, обладает рядом отличительных особенностей и технологических преимуществ:

1 - при фильтровании, рафинированию подвергается последовательно весь объем жидкого металла;

2 - простотой конструкцией фильтра и технологии фильтрования.

Фильтрационный метод рафинирования не требует: капитальных затрат на приобретение дорогостоящего оборудования, подготовки специальных материалов, дополнительных производственных площадей, обеспечивает стабильное удаление неметаллических и газовых включений, вредных примесей.

Сложность в очистке кремния фильтрационным рафинированием состоит в том, что температура расплавленного состава составляет около 1700 °С. Поэтому применяемые материалы должны отвечать определенным требованиям: по коррозионной стойкости, чтобы не загрязнять состав продуктами окисления, по термостойкости для выдерживания высокой температуры, по прочности т.к. объем расплавленного кремния подлежащий фильтрованию составляет примерно 1500 кг.

Выводы: Первые три способа не в полной мере очищают кремний от примесей, после их проведения требуется дополнительная очистка кремния. Способ отстаивания является энергозатратным, способ очистки кислотами многостадийным и сложным в реализации, способ окисления хлором экологически не безопасным. Поэтому способ объемной фильтрации считаю самым рациональным, т.к. не требуется дополнительных площадей, внесение больших изменений в технологию получения чистого кремния. Способ объемной фильтрации так же требует доработок.

При анализе фильтров по справочной, научной и учебной литературе не было обнаружено фильтров, которые могли бы применяться для объемной фильтрации кремния. Выход следует искать в получении нового материала методом СВС, с предварительной механической активацией. Синтезируя материалы методом СВС можно получить необходимые для фильтрации кремния качества, а предварительная механическая активация позволит облегчить проведение СВС реакции.

Список литературы:

1. Черных А.Е., Зельберг Б.И. Производство кремния. [Текст]: Иркутск: Изд. «МАНЭБ», 2004. –255 с.

2. Способы рафинирования.//[электронный ресурс] - <http://metal-archive.ru/osnovy-metallurgii/1922-sposoby-rafinirovaniya-chistyh-metallov.html>

3.Тен Э.Б. Основы фильтрационного рафинирования жидких металлов. [Текст]: Литейное производство. -2013.- №1.

**РАСЧЕТ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА ДЛЯ БЕССТУПЕНЧАТОГО ВАРИАТОРА
ГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБОМ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВАРИАЦИИ
УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ВАЛА ВАРИАТОРА**

Бортников Д.И. - студент, Паршуков В.С. – магистрант, Сороченко С.Ф. - к.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Актуальность. Бесступенчатые вариаторы находят широкое применение в машиностроении и позволяют регулировать передаточное отношение в широком диапазоне. Применение бесступенчатого вариатора в зерновых сеялках позволит плавно изменять норму высева семян. При проектировании вариатора необходимо учесть агротехнические требования к зерновым сеялкам - неравномерность высева семян не должна превышать 3 %.

Цель работы – повышение эффективности работы зерновой сеялки за счёт применения вариатора, позволяющего плавно изменять производительность высевающих аппаратов.

Объект исследования – бесступенчатый вариатор для привода высевающих и туковысевающих аппаратов зерновой сеялки.

Метод построения профиля кулачка

Профиль кулачка находим графическим способом.

Для нахождения формы профиля кулачка необходимо начертить расчётную схему механизма в масштабе 1:1, структурная схема механизма была представлена в статье [3].

Исходные данные для расчёта: начальный радиус кулачка $R_k=80$ мм; радиус обгонной муфты $R_m=82$ мм; межосевое расстояние между кулисой и обгонной муфтой $O=160$ мм; межосевое расстояние между кулачком и обгонной муфтой $O_1=210$ мм; кулисный камень совершает сложное движение по направляющему пазу, расположенному горизонтально, на расстоянии 77 мм от оси обгонной муфты и относительно кулисы по её пазу.

Определим профиль кулачка при частоте вращения входного вала 80 об/мин и передаточном отношении $i=2:1$.

Так как выходной вал вариатора должен вращаться с постоянной угловой скоростью, то поворот входного вала на каждый 1° должен осуществляться за $1/480$ с, а выходной вал за это же самое время повернётся на угол вдвое меньше входного, т.е. на $(1/2)^\circ$.

Ограничимся постройкой механизма через каждые 10° поворота входного вала вариатора. Для этого поворачиваем выходной вал вариатора и находим новое положение кулисного камня. После этого поворачиваем кулису относительно оси вращения до пересечения с кулисным камнем. После этих построений находим перемещение точки касания кулачка и кулисы.

Принимаем, что один кулачок должен иметь три рабочие поверхности, каждая по 120° , из которых 80° это рабочий ход, а оставшиеся 40° - холостой ход при котором механизм возвращается в начальное положение. На входном валу будут размещены два кулачка, смещённые друг относительно друга на угол 60° , благодаря этому должна обеспечиваться постоянная угловая скорость выходного вала вариатора.

Таблица 1 – Расчётные значения параметров вариатора

	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
t_{10}	0,02083											
ω_1	8,38											
ω_2	4,19								-0,18	-0,35	-0,18	0,00
$h,$	2,41	2,47	2,51	2,52	2,51	2,49	2,45	2,40	-4,85	-10,03	-4,88	0,00

На основании таблицы 1 построены: профиль кулачка, представленный на рисунке 1, и график изменения угловой скорости выходного вала вариатора, представленный на рисунке 2.

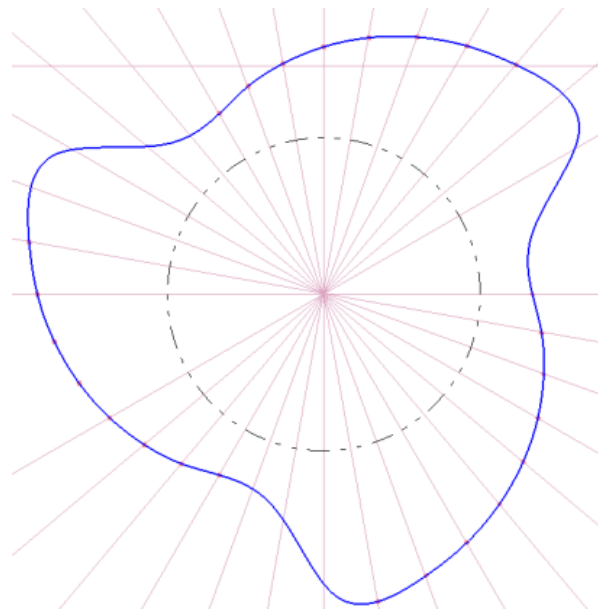


Рисунок 1 - Профиль кулачка

Анализ полученных результатов

Определим пульсацию угловой скорости выходного вала вариатора. График изменения угловой скорости при передаточном отношении 2:1 представлен на рисунке 2.

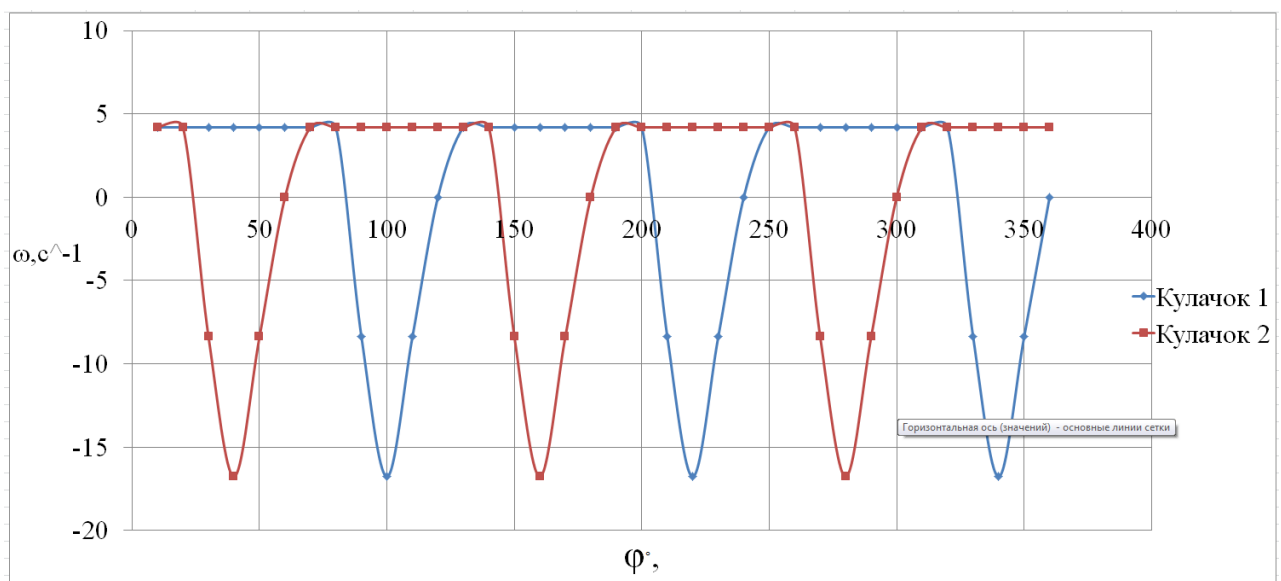


Рисунок 2- График изменения угловой скорости выходного вала вариатора при передаточном отношении $i=2:1$

Из графика видно, что угловая скорость на выходном валу постоянна, пульсация отсутствует.

Рассчитаем пульсацию угловой скорости выходного вала при передаточном отношении $i=3,51:1$, результаты расчёта сведём в таблицу 2.

На основании таблицы 2 построим график пульсации угловой скорости выходного вала и представим его на рисунке 3.

Таблица 2 – Значения угловой скорости выходного вала вариатора при передаточном отношении $i=3,51:1$

	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
10	0,02083											
1	8,38											
2	2,38	2,39	2,40	2,40	2,40	2,39	2,39	2,35	-4,73	-9,59	-4,76	0,00

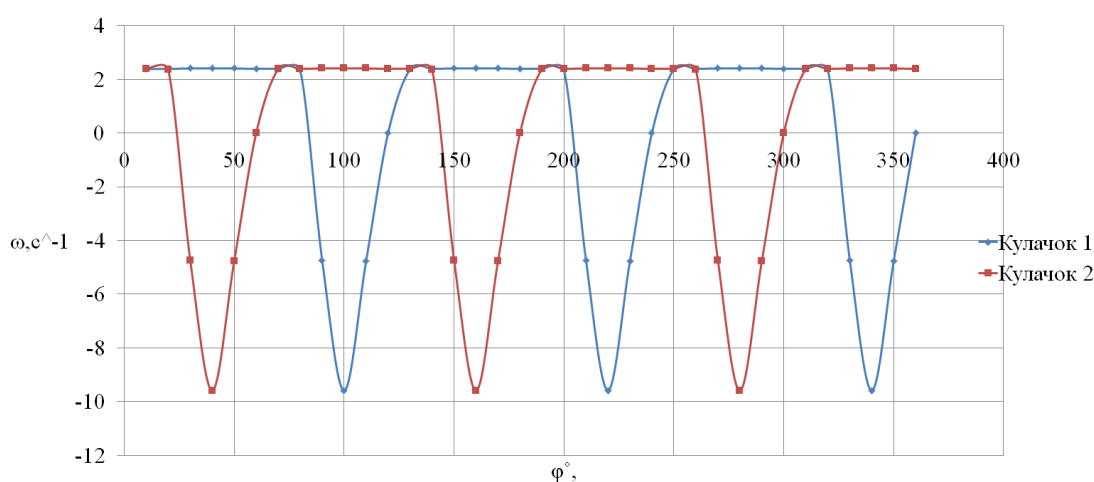


Рисунок 3 - График изменения угловой скорости выходного вала вариатора при передаточном отношении $i=3,51:1$

Определим коэффициент вариации угловой скорости выходного вала формуле:

$$V = \frac{\sigma_{\omega}}{\omega_{\text{ср}}} \cdot 100 \%,$$

где σ_{ω} -среднеквадратичное отклонение угловой скорости; $\omega_{\text{ср}}$ -средняя угловая скорость выходного вала.

$$V = \frac{0,0169}{2,39} \cdot 100 = 0,71 \%.$$

Неравномерность угловой скорости не превышает 3%, что допускается.

Выводы

1. Разработана методика графического построения профиля кулачка вариатора.
2. Кулачок обеспечивает равномерное вращение выходного вала только в одном положении кулисы, а в остальных положениях наблюдается пульсация угловой скорости, но она находится в пределах допустимой.

Список литературы:

1. Высевающий аппарат [Текст]: пат. 2400042 Рос. Федерация: МПК А01С 7/12 / Нефедов Е.Н., Дрюк В.А., Ковалев С.Г., Сороченко С.Ф., Ситников А.А., Одинцова А.В.; заявитель и патентообладатель Нефедов Е.Н., Дрюк В.А., Ковалев С.Г., Сороченко С.Ф., Ситников А.А., Одинцова А.В.. №2009118766/12; заявл. 18.05.2009; опубл. 27.09.2010, Бюл. №27.- 7 с.
2. Захарова А.В., Сороченко С.Ф., Пенькасов В.В, Ходаков С.А. Исследование работы катушечного высевающего аппарата // Ползуновский альманах, 2011.-№4.-3 с.
3. Бортников Д.И., Сергейчук С.С., Сороченко С.Ф. Методика расчёта профиля кулачка для бесступенчатого вариатора / Горизонты образования. Научно-образовательный журнал АлтГТУ.- 2015.- Вып. 17. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://edu.secna.ru/media/f/transport_sistem_tez_2015.pdf.

ОБ УВЕЛИЧЕНИИ НАДЕЖНОСТИ И РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА Т-25

Малютин О.В. - магистрант, Салеев Ф.И. - к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Метод морфологического анализа и синтеза новых технических решений (МАиСТР), создает основу для системного мышления в категориях основных структурных признаков, принципов и параметров, что и обеспечивает высокую эффективность его применения [1]

В данной работе рассмотрено использование этого метода для совершенствования муфты сцепления трактора Т – 25.

Задача решалась поэтапно в точном соответствии с широко апробированной структурой МАиСТР.

Первый этап. Описание проблемной ситуации – сформулирована необходимость увеличения надежности муфты сцепления трактора Т – 25.

Второй этап. Описание функций муфты сцепления.

Третий этап. Выбор прототип и его описание. В качестве прототипа выбрана существующая муфта сцепления,

Четвертый этап. Выявление недостатков прототипа. Недостатками прототипа являются:

- появление большого зазора между упором выжимного подшипника и кольцом отжимных рычагов;

- перекос или износ нажимного диска, приводимый к отказу муфты сцепления;

- поломка нажимных пружин;

Пятый этап. Выбор критериев качества. За критерии качества принят зазор между кольцом отжимных рычагов и упором выжимного подшипника $k_6=3,5 - 4$.

Шестой этап. Разделение технического объекта на элементы. Основные функции элементов совершенствуемой муфты сцепления приведены в таблице 1.

Таблица 1- Функции элементов муфты сцепления

Элемент		Функция	
Обозначение	Наименование	Обозначение	Описание
1	2	3	4
Э ₀	Картер маховика и соединительный корпус	Ф ₀	Является основанием и механизмом защиты деталей муфты сцепления
Э ₁	Ведомый вал муфты сцепления	Ф ₁	Передает крутящий момент от двигателя через механизм сцепления на первичный вал главной передачи через жесткую муфту
Э ₂	Ведомый диск с накладками	Ф ₂	Обеспечивает фрикционное соединение между ведомым диском с накладками и нажимным диском
Э ₃	Нажимной диск	Ф ₃	Свободно перемещается по направляющим пальцам (Ф ₁) и под действием двенадцати нажимных пружин прижимает к маховику ведомый диск (Э ₂) муфты сцепления
Э ₄	Отжимной рычаг	Ф ₄	Обеспечивает соединение нажимного диска (Э ₃) с упорным подшипником (Э ₅)
Э ₅	Упорный подшипник	Ф ₅	Внутренняя полость подшипника заполнена на заводе специальным маслом и уплотнена штампованной обоймой и бронзовым уплотнительным кольцом.
Э ₆	Отжимная муфта	Ф ₆	Является опорой на который напрессован упорный подшипник (Э ₅)

Выбор существенные функции, к которым отнесены функции $\Phi_2, \Phi_3, \Phi_4, \Phi_5$. Таким образом, были выбраны наиболее адекватные функции, а именно, обеспечение фрикционного соединения между ведомым диском с накладками и нажимным диском (Φ_2); свободное перемещение по направляющим пальцам и прижатие к маховику ведомого диска под действием нажимных пружин муфты сцепления (Φ_3); соединение нажимного диска с упорным подшипником (Φ_4); заполнение внутренней полости подшипника на заводе специальным маслом и утопление ее штампованной обоймы с применением бронзового уплотнительного кольца (Φ_5).

Седьмой этап. Составление морфологической таблицы.

В морфологической таблице (см. таблицу 2) предложены всевозможные варианты усовершенствования функций муфты сцепления.

Таблица 2- Морфологическая таблица

Ф2- Обеспечивает фрикционное соединение между ведомым диском с накладками и нажимным диском	Ф3 - Свободно перемещается по направляющим пальцам (Φ_1) и под действием двенадцати нажимных пружин прижимает к маховику ведомый диск (Φ_2) муфты сцепления	Ф4 - Обеспечивает соединение нажимного диска (Φ_3) с упорным подшипником (Φ_5)	Ф5 - Внутренняя полость подшипника заполнена на заводе специальным маслом и уплотнена штампованной обоймой и бронзовым уплотнительным кольцом.
1	2	3	4
A_1^1 – улучшенные свойства фрикциона	A_2^1 – жестко закреплена на направляющим пальцам	A_3^1 – изменение формы отжимного рычага	A_4^1 – увеличение количества масла в подшипнике
A_1^2 – двойное кольцо фрикционной накладки	A_2^2 – уменьшение числа нажимных пружин	A_3^2 – напайка на лапке отжимного рычага	A_4^2 – замена бронзового кольца на другой материал
A_1^3 – однодисковое сцепление	A_2^3 – изменение формы нажимной пружины	A_3^3 – увеличение количества отжимных рычагов	A_4^3 – замена шарикового подшипника на роликовый

Некоторые решения выглядят неосуществимыми, нерациональными и попросту бредовыми, поэтому далее следует этап, в котором выбирают наиболее верные и рациональные технические решения.

Восьмой этап. Расписаны для удобства понимания все пункты этого этапа:

8.1 Определено числа возможных технических решений. Число возможных вариантов технических решений (ТР), которые можно получить (синтезировать) на основе морфологической таблицы:

$$N = 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 = 81$$

8.2 Сокращение числа столбцов.

В данном примере число столбцов не сокращаем.

8.3 Сокращение числа альтернативных вариантов в столбцах. A_2^1, A_1^3, A_3^3 малоприменимы и их отбрасываем.

8.4 Сокращение множества возможных вариантов технических решений.

В морфологической таблице 2 выбираем два столбца, имеющие наименьшее число альтернативных вариантов. Образум из их элементов все возможные парные комбинации. Находим наилучшие комбинации и исключаем. Наиболее эффективные варианты включаем в таблицу 3.

Таблица 3- Наиболее эффективные варианты технических решений

	A_3^1	A_3^2
A_1^1	$A_1^1 A_3^1$	$A_1^1 A_3^2$
A_1^2	$A_1^2 A_3^1$	$A_1^2 A_3^2$

8.5 Выбор наиболее эффективных вариантов технических решений.

Множество допустимых вариантов технических решений, полученных после сокращения, упорядочивают по критерию качества от лучших к худшим. После упорядочивания выбирают 3-5 наиболее эффективных вариантов технических решений для дальнейшей проработки: $A_1^1 A_3^1 A_1^2 A_3^1$, $A_1^1 A_3^2 A_1^2 A_3^2$.

После анализа этих комбинаций получили такие технические решения:

1. Изменения форм отжимных рычагов

3. Напайка на лапке отжимного рычага



Рисунок 1 - Изменение форм отжимных рычагов Рисунок 3 - Напайка на лапке отжимного рычага

2. Замена нажимных пружин 4. Изменение формы отжимного рычага



Рисунок 2 – Замена нажимных пружин Рисунок 4 - Изменение формы отжимных пружин

С помощью методики морфологического анализа и синтеза новых технических решений было улучшено строение отжимного рычага, изменены свойства фрикциона, улучшено соединение отжимного рычага с упорным подшипником.

Список литературы:

1. Овчинников Я.Л. Метод фокальных объектов и метод морфологического анализа [Текст]: Метод. указания по выполнению практических занятий и СРС по дисциплине «Методы решения изобретательских задач» для направления магистерской подготовки 23.04.02- «Наземные транспортно-технологические комплексы», /Овчинников Я.Л., Салеев Ф.И.- Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2015.- 25 с.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СЕМЯН НЕКОТОРЫМИ ТИПАМИ СОШНИКОВ ЗЕРНОТУКОВЫХ СЕЯЛОК

Лавренов О.А. - студент, Яковлев В.Т.- к.т.н., доцент, Салеев Ф.И. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им.И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Наземные транспортно-технологические системы (НТТС) – важное звено в организации и функционировании производительных сил страны. Обеспечение эффективности и качества функционирования таких систем важнейшая задача, как на этапе проектирования, производства, так и эксплуатации, в связи с этим тема данной работы является актуальной.

Заделка семян на заданную глубину играет важную роль, однако обеспечить ее равномерность до 90% возможно только у одного сошника. На равномерность и дружность всходов негативно сказывается как перезаглубление семян, так и их не полная заделка. Равномерность заделки семян должна оцениваться количеством семян, уложенных в односантиметровом слое заданной глубины [3]. Если эти условия не будут выполняться, то это приведет к получению к моменту уборки поля с подгоном, то есть к получению более низкого урожая.

Цель работы - анализ равномерности распределения семян некоторыми типами сошников современных разбросных зернотуковых сеялок.

В настоящее время в зернотуковых сеялках разбросного посева применяются сошники со стрелчатой лапой [4] и сошники в виде сферического диска с вертикальной осью вращения [2]. Чаще всего используются сошники первого типа, а именно, в виде стрелчатой лапы, жестко соединенной с полый трубчатой стойкой – семяпроводом.

Недостатком таких сошников является небольшой срок службы вследствие интенсивного износа режущих кромок лапы, постоянно и по всей их поверхности взаимодействующих в процессе работы с абразивными частицами почвы. Одним из способов устранения этого недостатка является упрочнение поверхностей рабочих органов.

Предполагается, что равномерность распределения потока семян по ширине стрелчатой лапы в этой конструкции достигается установкой ребер 8, которые сплошной поток семян делят на три независимых потока.

Анализ патентов показал, что другим направлением уменьшения износа рабочих кромок является использование сошников в виде сферического диска с вертикальной осью вращения. В сошниках такого типа для равномерного распределения семян по их ширине применяются рассеиватели, выполненные в виде направляющих веерообразных каналов [1].

При заданной норме высева семян Q и ширине междурядий l , масса семян q_i , высеянных каждым из шести сошников сеялки СЗС-2,1 на одном погонном метре в г/м определяется выражением:

$$q_i = Ql/1000^4, \quad (1)$$

где $Q=200000\text{г/м}^2$ – средняя норма высева; $l=0,35\text{ м}$ – ширина междурядий при посеве разбросными сеялками. Подставив в формулу (1) указанные выше числовые значения, получим $q_i=7\text{г/м}$.

По агротехническим требованиям, предъявляемым к сеялкам разбросного посева, норма высева сеялки Q должна равномерно распределяться по всем сошникам сеялки. Рассчитаем, массу семян k_{1-6} , которая высеивается в этом случае на единицу ширины захвата сошника:

$$k_{1-6} = q_i/na, \quad (2)$$

где n - количество сошников сеялки, для серийной сеялки разбросного посева СЗС-2,1 $n=6$, a – ширина захвата одного сошника, $a=0,21\text{ м}$.

Подставив в выражение (2) численные значения, получим $q_i=5,55\text{г/м}$. Тогда, в случае использования сошников в виде сферического диска с вертикальной осью вращения и, приняв для упрощения $c=3$ – число одинаковых по площади поперечного сечения каналов

рассеивателя [2], масса семян k_i , высеваемая на метр ширины захвата из каждого направляющего веерообразных каналов рассеивателя определится, как:

$$k_1=k_2=k_3 = q_i / c n \lambda, \quad (3)$$

где $c=3$ – число одинаковых по площади поперечного сечения каналов рассеивателя, n – количество сошников сеялки разбросного высева, λ - ширина каждого из трех направляющих веерообразных каналов рассеивателя 7:

$$\lambda = a/3,$$

где a – ширина междурядий при разбросном посеве, $a=0,21$. Тогда $\lambda = 0,07$ м. После подстановки соответствующих значений, получаем $k_1=k_2=k_3 = 5,55$ г/м².

Далее проанализируем, как влияют на равномерность распределения семян по ширине ребра, смещенные друг относительно друга на угол 100^0-130^0 [1].

Поток семян, истекающий на боковые поверхности левой и правой части отражателя, приходится на дуги АОВ с углом $\alpha=60^0$, поэтому поток семян, приходящийся на них будет суммироваться с потоком семян, истекающим из сектора с углом 100^0-130^0 , таким образом, что здесь масса семян $k_1 = k_3$, высеваемая на m ширины захвата практически удваивается, то есть $k_1 = k_3 = 2k_i$, где k_i - масса семян, высеваемая на 1 м ширины захвата.

На рисунке показана схема для расчета разности глубин между дном борозды и по краям хорды с линейным размером $a=0,21$ м, определяющая возможность заделки семян по глубине в односантиметровом слое [3] для дискового сферического сошника по патенту [2].

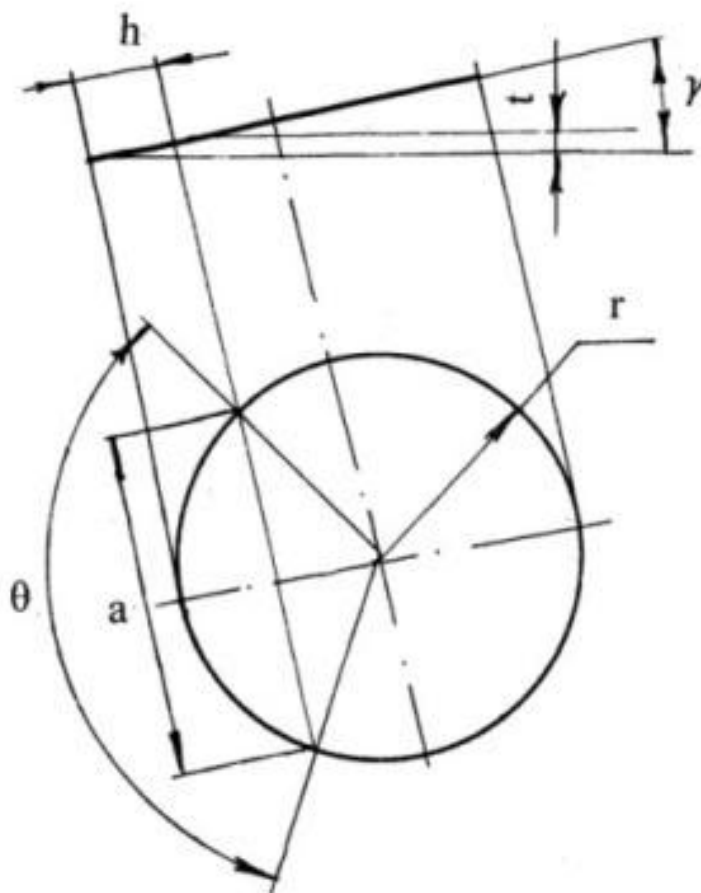


Рисунок – Схема для расчета разности глубин между дном борозды и по краям хорды $a=0,21$ м

Из рисунка видно, что угол θ стягивающий хорду, равен:

$$\sin\theta/2=a/2/r, \quad (4)$$

где a - ширине захвата сошника, r - радиус диска сферического сошника.

Подставив в выражение (4) числовые значения, получим, $\theta/2=24,83^{\circ}$.

Расстояние расположения крайних точек по горизонтали, отстоящих одна от другой на расстоянии, равном ширине захвата сошника $a=0,21$ м, равна:

$$h=r(1-\cos\theta/2). \quad (5)$$

После подстановки числовых значений получим, $h=23,11$ мм.

Высота расположения хорды $a=0,21$ м над дном борозды:

$$t=h*\sin\alpha. \quad (6)$$

После расчетов, получим $t=2,14$ мм.

То есть, глубина заделки семян находится в пределах односантиметрового слоя. Последнее способствует получению к моменту уборки урожая поля без подгонов и обеспечит получение более высоких урожаев.

Таким образом, масса семян, высеваемая на 1 метр ширины захвата из каждого направляющего веерообразных каналов рассеивателя сошника [2], распределяется равномерно и соответствует параметру, рассчитанному по агротехническим требованиям, предъявляемым к сеялкам разбросного посева.

Масса семян, высеваемая боковыми поверхностями левой и правой частей отражателя по патенту [1] практически удваивается, что обуславливает неравномерное распределению семян по ширине каждого сошника. Глубина высева семян дисковыми сошниками по патенту [2], находится пределах односантиметрового слоя, что согласуется с требованиями, предъявляемыми к этому показателю [3].

Список литературы:

1. Сошник для разбросного посева[Текст]: Пат. на изобретение №2122777 С2 Рос. Федерация: МПК В02С13/00 /Голощатов А.П., Показаньев С.А., Манило И.И., Менщиков Ю.А., Ерофеев В.Г.; заявитель и патентобладатель Голощатов А. П., Показаньев С. А., Манило И. И., Менщиков Ю. А., Ерофеев В. Г.- №97114201/13; заявл. 19.08.1997; опубл. 10.12.1998.

2. Сошник [Текст]: Пат. на полезную модель №90291 U1 Рос. Федерация: МПК А01С7/20 /Бехтер Е.Н., Карбушев В.Н., заявитель и патентообладатель Бехтер Е.Н., Карбушев В.Н.- №2008114631/22; заявл. 14.04.2008; опубл. 14.01.2010.

3. Любушко, Н.И., Зволинский, В.И. Зерновые сеялки не рубеже XXI века. Н.И. Любушко, В.И. Зволинский / Тракторы и сельскохозяйственные машины № 2. 2003. С 3-7.

4. Сошник стерневой сеялки[Текст]: Пат. на полезную модель №152610 U1 Рос. Федерация: МПК А01С7/20 /Ситников А.А., Сороченко С.Ф., Нефедов Е.Н., Бекетов В.Г., Дрюк В.А., Салеев Ф.И., Аврамчик Е.М., Суворов С.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Алтай. гос. технич. ун-т им. И.И. Ползунова», ООО «МИП СХМ АлтГТУ».- №20142149716/13; заявл. 09.12.2014; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 16 .- 3 с: ил.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ БИРОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Горяев А.В. - студент, Хлопцев В.В. - студент, Токарев А.Н. - к.т.н., профессор,
Дубов Е.А. - к.ф.-м.н., доцент

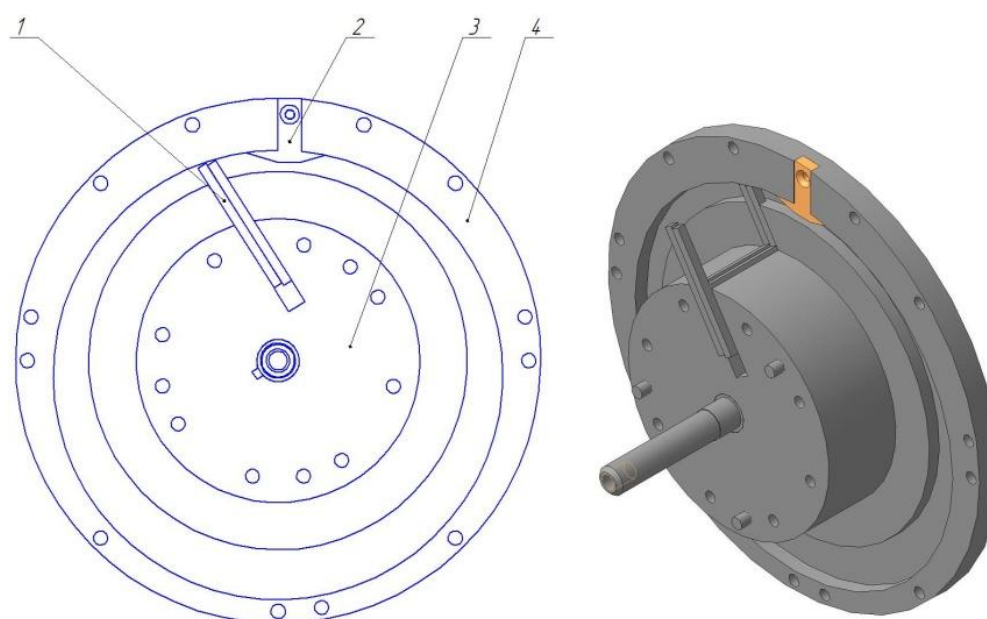
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г.Барнаул)

В АлтГТУ разработана конструкция бироторного двигателя внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа. Двигатель имеет два ротора, один из которых выполняет функцию компрессора, а второй – функцию турбины и камеру сгорания расположенную между компрессором и турбиной. Рабочий процесс двигателя делится на четыре такта: впуск, сжатие, рабочий ход, выхлоп. Сгорание топлива в камере сгорания происходит порционно. Конструкция получила название «Бироторный двигатель внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа» [1,2].

В процессе разработки конструкции двигателя необходимо было решить проблему «утопления» рабочей заслонки 1 ротора компрессора 3 в корпус ротора для исключения соударения заслонки ротора с заслонкой рабочего кольца (рис. 1). «Утопление» заслонки 1 необходимо произвести на небольшом угле поворота вала двигателя ($5-10^\circ$) на небольшую величину (4-6 мм).

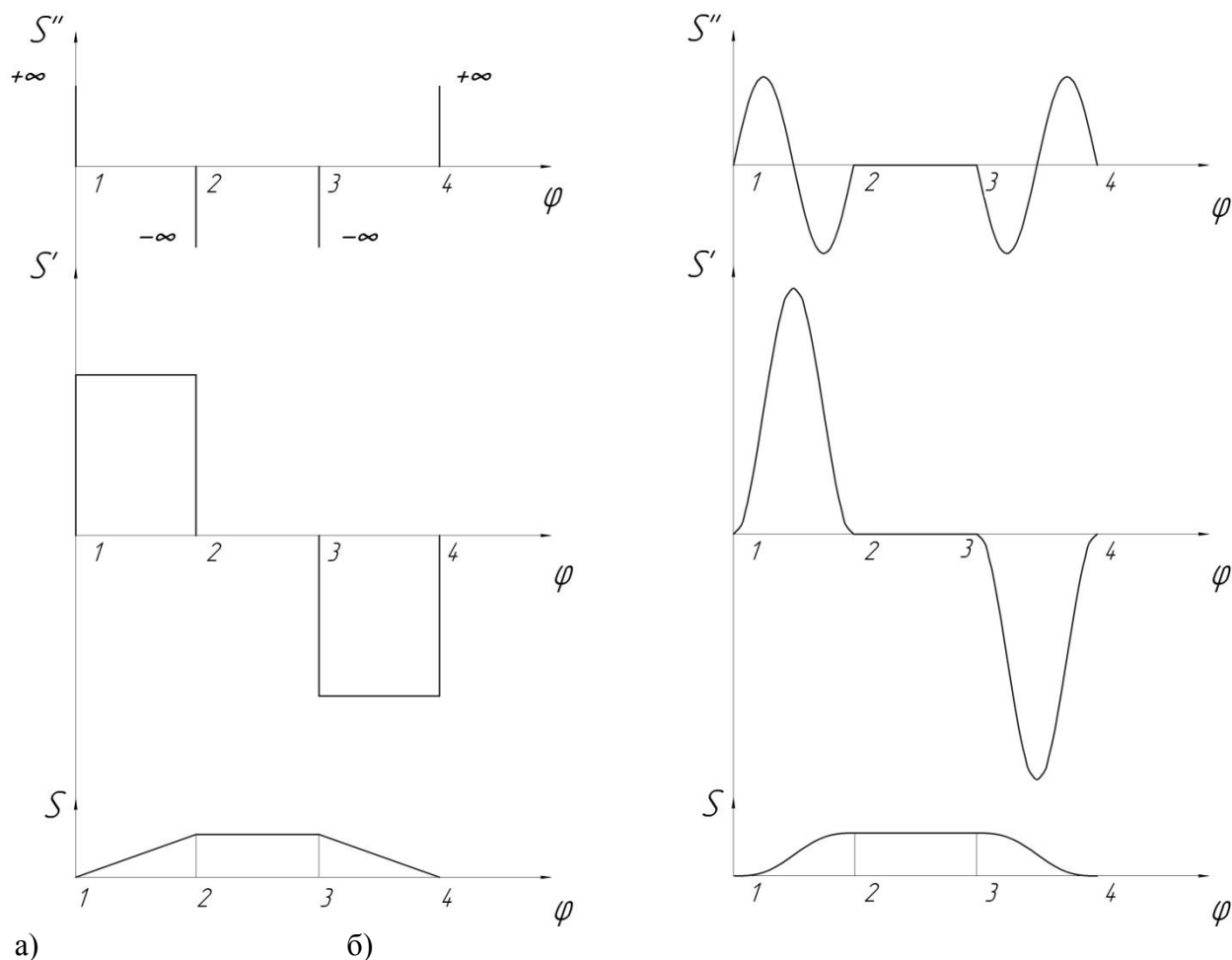
Для недопущения соприкосновения рабочей заслонки ротора с заслонкой рабочего кольца (корпуса двигателя) на щеке 4 сделан неподвижный направляющий выступ 2. Скользя по этому выступу заслонка компрессора смещается в пазу ротора 3 в направлении его центра.

Профиль направляющего выступа, а фактически неподвижного кулачка, образован участками прямых линий. Такой профиль обеспечивает движение заслонки с постоянной скоростью (график $S'=S'(\varphi)$ рисунок 2а). Однако, в начале и конце каждого прямолинейного участка (точки 1, 2 и 3,4 графика) ускорение заслонки будет мгновенно изменяться от нуля до бесконечно большого значения (график $S''=S''(\varphi)$ рисунок 2а). Следовательно, в указанных точках значения силы взаимодействия заслонки ротора и направляющего выступа на щеке теоретически также будет мгновенно возрастать до бесконечно большой величины. То есть будет наблюдаться явление, которое при проектировании кулачковых механизмов называется жестким ударом.



1 – заслонка ротора компрессора; 2 – направляющий выступ; 3 – ротор компрессора; 4 – щека корпуса двигателя.

Рисунок 1 - Ротор компрессора в сборе



а) с жестким ударом; б) безударный синусоидальный.

Рисунок 2 – Законы движения заслонки

Законы движения с жестким ударом могут применяться при малых частотах вращения и малых массах толкателя, которым по существу и является заслонка ротора компрессора. Применение подобного профиля оправдано на опытных образцах ввиду простоты воспроизведения такой формы при изготовлении детали. Однако из-за наличия больших ускорений, а также достаточно большой массы заслонки можно предположить, что даже при сравнительно небольших частотах вращения ротора может произойти ее «зависание», (в положениях 1 и 4, рисунок 2а) такое движение заслонки приводит к невозможности надежно обеспечить разделение полостей сжатия и всасывания в районе направляющего выступа. Это может привести к прорыву топливной смеси из полости сжатия и, следовательно, уменьшающего степени сжатия.

Для устранения этого недостатка были проанализированы несколько законов движения заслонки. Рассматривались законы движения с мягким ударом и безударные. Анализ осуществлялся, в том числе и по критерию получения максимального ускорения для частичной компенсации центробежной силы инерции заслонки. Выбор был сделан в пользу синусоидального безударного закона движения заслонки (рисунок 1б) описываемого функции:

$$a = h \frac{2\pi\omega^2}{\varphi_y^2} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\varphi_y}$$

Разработанная форма профиля направляющего выступа представлена на рисунке 3.

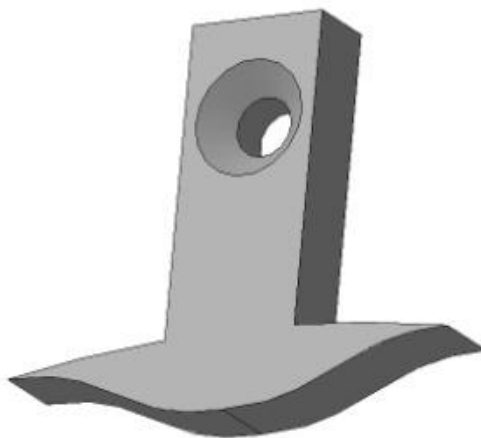


Рисунок 3 - Направляющий выступ

Предполагается, что движение заслонки ротора по данному закону обеспечит постоянство ее прижатия к внутренней поверхности рабочего кольца, позволит увеличить частоту вращения вала двигателя и исключить дополнительные колебания рабочей заслонки ротора компрессора. В конечном итоге это позволит увеличить технико-экономические показатели разрабатываемого роторного двигателя.

Список литературы:

1. Токарев А.Н. Нетрадиционные двигатели внутреннего сгорания: монография / А.Н. Токарев, В.В. Нешатаев, С.А. Ульрих. –Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2010, -82 с.
2. Интернет: motor-rotor.altstu.ru.

ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИНАХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Орлов Р. И. – аспирант, Шапошников Ю. А. – д.т.н., профессор

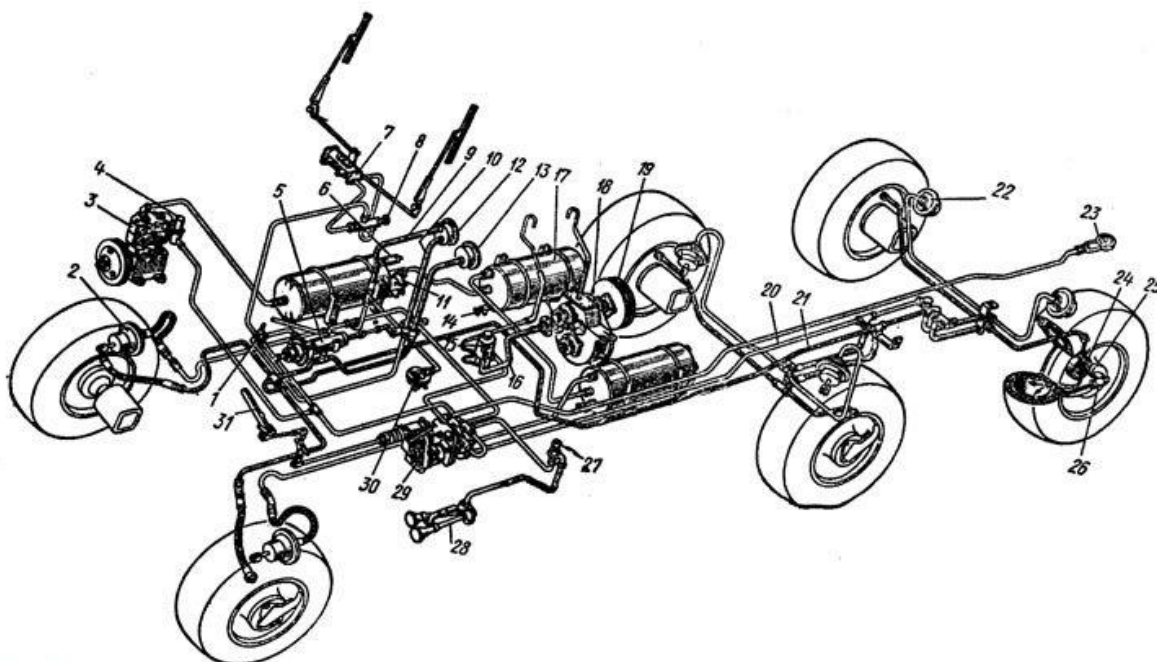
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г.Барнаул)

Одним из факторов сопротивления передвижению транспортно-технологической машины является (ТТМ) является действие сил сопротивления качению колеса. Некоторое количество энергии вырабатываемой топливом шина при движении колеса расходует на деформацию из-за смещения пятен контактов. Вследствие этого, около 25—30 процентов энергии топлива может затрачиваться на сопротивление качению. Сопротивление качению колеса связано с эксплуатационными и конструктивными особенностями:

- 1) состояния дорожной поверхности,
- 2) давления воздуха в шине,
- 3) скорости движения ТТМ,
- 4) нагрузки,
- 5) температуры,
- 6) конструкции шины.

Установлено, что снижение давления в шинах уменьшает сопротивление качению на грунтовых поверхностях. Однако снижение давления приводит к уменьшению грузоподъемности колеса. Кроме того, если ТТМ часть пути движется по дороге с твердым покрытием, низкое давление в шинах способствует их быстрому износу [1, 3, 5]. Поэтому считается перспективным расширение использования систем регулирования давления в шинах, что позволит корректировать режимы работы колесных движителей в изменяющихся условиях эксплуатации.

В настоящее время, система регулирования воздуха в шинах, главным образом, используется в конструкциях автомобилей [1, 4]. На рисунке 1 приведена схема пневматической системы автомобиля ЗИЛ – 131 [2].



1 — датчик контрольной лампы аварийного падения давления воздуха; 2 и 22 — тормозные камеры; 3 — компрессор; 4 — регулятор давления; 5 — комбинированный кран управления давлением в шинах; 6 — предохранительный клапан; 7 — стеклоочиститель; 8 — выключатель стеклоочистителя; 9 — шланг к манометру контроля давления воздуха в тормозных камерах; 10 — шланг к манометру контроля давления воздуха в пневмосистеме; 11 — кран отбора воздуха; 12 — манометр контроля давления в тормозных системах; 13 — манометр контроля давления в шинах; 14 — кран слива конденсата; 15 — электропневмоклапан; 16 — шланг управления включением переднего моста; 17 — воздушный баллон; 18 — раздаточная коробка; 19 — стояночный тормоз; 20 — трубопровод тормозной системы; 21 — трубопровод системы регулирования давления воздуха в шинах; 23 — соединительная головка; 24 — головка подвода воздуха к шине через полуось; 25 — канал подвода воздуха; 26 — шинный кран; 27 — кнопка пневматического звукового сигнала; 28 — звуковой сигнал; 29 — комбинированный тормозной кран; 30 — выключатель сигнала торможения; 31 — тормозная педаль.

Рисунок 1 – Схема пневматической системы автомобиля ЗИЛ-131

Если говорить о ТТМ сельскохозяйственного назначения, то регулирование воздуха в шинах особенно актуально для тех, масса которых значительно изменяется в процессе работы. К ним относятся, прежде всего, машины для внесения химических средств защиты растений и удобрений. Масса таких машин может уменьшиться до двух раз, соответственно во столько раз может уменьшиться и нагрузка на колесо. Известно также, что геометрические параметры колеса влияют на показатели сопротивления качению [1, 4, 6].

Для того, чтобы оценить возможную эффективность применения системы изменения давления в шинах ТТМ, необходимо провести анализ того, как изменится сила сопротивления качению при использовании шин с разными геометрическими размерами, при разном давлении и нагрузке на колесо.

Для исследования взяты шины двух типоразмеров: 320/85R38, 380/90R48. Подобные шины устанавливаются на прицепные сельскохозяйственные опрыскиватели.

Основные геометрические размеры данных шин приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Основные геометрические размеры шин

Основные геометрические размеры	Типоразмер	
	320/85R38	380/90R48
Ширина профиля (bk), мм	320	380
Высота профиля (H), мм	272	342
Диаметр колеса (Dк), мм	1509	1903

Таким образом, шина 380/90R48 имеет по сравнению с шиной 320/85R38 большую на 16% ширину профиля, большую на 20 % высоту профиля и больший на 21% наружный диаметр.

Сила сопротивления качению определяется по формуле 1 [5]:

$$P_f = f_K * R_{Nk1} , \quad (1)$$

где f_K – коэффициент сопротивления качению колеса;

R_{Nk1} – вертикальная нагрузка на колесо, Н.

Коэффициент сопротивления качению определяется по формуле 2 [5]:

$$f_K \approx 0,19 * 10^{-2} * k^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{R_{Nk1}(1+10,2p)^2}{D_K^2 * b_K}} + 8,83 * 10^{-4} \sqrt{\frac{1+10,2p}{p^2 * D_K * b_K}} , \quad (2)$$

где k – коэффициент деформации грунта (0,0224 м³/МН);

D_K – диаметр колеса;

b_K – ширина колеса;

p – давление воздуха в шине, МПа.

Результаты расчетов силы сопротивления качению в зависимости от давления в шинах и нагрузки на колесо приведены в графической форме на рисунке 2.

Расчеты проводились для величин давления воздуха в шинах: 0,1; 0,12; 0,14; 0,16; 0,2; 0,24; 0,3 МПа. Данные величины давления, наиболее часто используются в шинах транспортно-технологических машин сельскохозяйственного назначения [6]. Нагрузки на колесо приняты равными 31,4 и 15,7 кН.

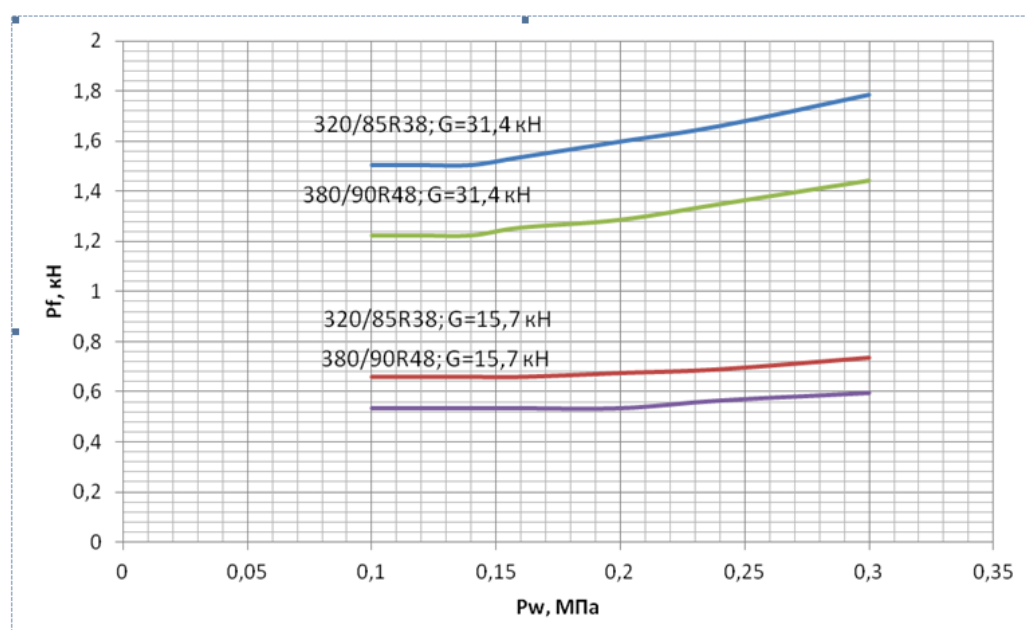


Рисунок 2 – Зависимость величины силы сопротивления качению колес, оснащенных пневматической шиной, от давления воздуха в ней, при разной нагрузке

Согласно графику, приведенному на рисунке 2 можно сделать ряд выводов. На графике наглядно представлено, что с ростом давления в шинах происходит увеличение силы сопротивления качению. В случае нагрузки 31,4 кН на колесо, для обоих типоразмеров шин данный рост составил порядка 15% при увеличении давления с 0,1 МПа до 0,3 МПа. При нагрузке 15,7 кН рост составил порядка 10% для обоих типоразмеров шин. Для шины, имеющей большие ширину и высоту профиля, и наружный диаметр при всех значениях давления в представленном диапазоне, сила сопротивления качению меньше на 20% по сравнению с шиной, обладающей меньшими геометрическими размерами. При снижении нагрузки на шины обоих типоразмеров отмечается снижение силы сопротивления качению около 60%.

Таким образом, правильный выбор типоразмера шин и уровня давления может значительно снизить энергозатраты при работе ТТМ. С другой стороны, снижение давления ухудшает показатели курсовой устойчивости агрегата. Поэтому, используя шины низкого давления, нужно учитывать, как это может повлиять на устойчивость движения агрегата и соответственно выполнение технологических операций. А также насколько важна устойчивость движения в конкретных условиях.

В качестве примера приведем ТТМ, предназначенную для внесения химических средств защиты растений и удобрений. При движении таких ТТМ устойчивость является одним из важнейших параметров, влияющая на равномерность внесения химических средств. В то же время, как указывалось выше, полная масса таких ТТМ, в течение технологической операции, может уменьшиться до двух раз [3]. Поэтому можно повысить давление в шинах без лишних энергозатрат на движение машины. Тем самым обеспечить хорошие показатели устойчивости. Но масса подобного рода агрегатов меняется постепенно в ходе работы. Поэтому для наиболее эффективного соотношения энергозатрат и устойчивости движения, давление в шинах должно изменяться пропорционально изменению массы машины, другими словами, изменению нагрузки на колесо. Таким образом для решения поставленных в статье задач, необходимо применение систем регулирования давления в шинах ТТМ.

Список литературы:

1. Агейкин, Я. С. Проходимость автомобилей [Текст] / Я. С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Зарубин, А. Г. Автомобиль ЗИЛ-131 и его модификации. Руководство по эксплуатации [Текст] / А. Г. Зарубин. – М.: Машиностроение, 1977. – 360 с.
3. Кленин, Н. И. Сельскохозяйственные машины [Текст] / Н. И. Кленин, С. Н. Киселев, А. Г. Левшин. – М.: КолосС, 2008 – 816 с.
4. Кнороз, В. И. Работа автомобильной шины [Текст] / В. И. Кнороз, Е. Б. Кленников, И. П. Петров, А. С. Шелухин, Ю. М. Юрьев. – М.: Транспорт, 1976 – 238 с.
5. Наземные тягово-транспортные системы. Энциклопедия [Текст] / под ред. И. П. Ксенович. – М.: Машиностроение, 2003. Т. 1. – 743 с.
6. Тракторы: Теория: Учебник для вузов по спец. «Автомобили и тракторы» [Текст] / В. В. Гуськов [и др.]; под. общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

КОМПЛЕКТ АППАРАТУРЫ ДЛЯ ДОРОЖНЫХ ИСПЫТАНИЙ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН, ОСНАЩЕННЫХ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

Винокуров С.А. – студент, Илясов П.С. - студент, Валекжанин А.И. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В статье обоснована необходимость разработки и изготовления комплекта аппаратуры для дорожных испытаний наземных транспортно-технологических машин, приведены составные части, рабочая электросхема соединений отдельных блоков и датчиков, основные технические характеристики комплекта.

Системы автоматического управления движением наземных транспортно-технологических машин и комплексов находят широкое практическое применение. Данными системами оснащаются сельскохозяйственные мобильные машины, автомобили и специальные транспортно-технологические машины. За рубежом лидером в создании автопилотов для автомобилей является компания "Google". Цена робота-водителя, разработанного в компании "Google", составляет около 100 тысяч долларов.

В России также проводятся исследования по разработке и созданию автопилота для различных мобильных машин. В компании "РобоСиВи" создан автопилот для складских мобильных машин, стоимость которого составляет несколько тысяч долларов.

Созданные автопилоты обеспечивают движение мобильных машин при небольших скоростях. Разработка систем автоматического управления движением наземных транспортно-технологических машин, перемещающихся с большими скоростями, требует учитывать влияние на маневренность, устойчивость и управляемость движения характеристик пневматических шин, управляющих воздействий, массово-геометрических характеристик и т.д.

В Алтайском государственном техническом университете им. И.И. Ползунова (АлтГТУ) более 30 лет проводятся исследования, направленные на повышение устойчивости, управляемости и маневренности колесных мобильных машин. Создана система автоматического управления колесных мобильных машин с использованием спутниковой радионавигационной системы для автомобиля особо малого класса и колёсного трактора с шарнирной рамой [2].

Созданная система имеет ряд недостатков, в том числе по реализации управляющих воздействий. После доработки системы необходимо проведение дорожных испытаний колесной мобильной машины, оснащенной системой автоматического управления колесных мобильных машин с использованием спутниковой радионавигационной системы.

В процессе испытаний необходимо задавать управляющие воздействия, измерять и регистрировать параметры движения колесной машины. Разработанные ранее в АлтГТУ аппаратные комплексы для дорожных испытаний [1] морально устарели, не позволяют в полном объеме использовать компьютерные технологии регистрации и обработки экспериментальных данных.

Целью настоящей работы является разработка комплекта аппаратуры для дорожных испытаний наземных транспортно-технологических машин, оснащенных автоматической системой управления.

В состав комплекта входят следующие блоки:

- блок 1 – преобразователь напряжения SE-600-48, рисунок 1;
- блок 2 – блок управления BLSD-50, рисунок 2;
- блок 3 – электродвигатель, рисунок 4;
- блок 4 – модуль АЦП/ЦАП E14-140-MD, рисунок 3.



Рисунок 1 – Преобразователь напряжения (лицевая и задняя панель)

Преобразователь напряжения SE-600-48– обеспечивает питание блока управления BLSD-50 бесколлекторным двигателем постоянным напряжением 48 вольт из сети переменного тока 220 вольт.



Рисунок 2 – Блок управления BLSD-50 Рисунок 3 – Модуль АЦП/ЦАП E14-140-MD

Блок управления BLSD-50 для бесколлекторного двигателя. Предназначен для управления вращением двигателя с необходимой угловой скоростью в ручном режиме или с использованием входных низковольтных аналоговых сигналов.

Модуль АЦП/ЦАП E14-140-MD предназначен для регистрации низковольтных (до 10 вольт) сигналов и генерации напряжения до 5 вольт. Применяется для регистрации сигнала датчика угла поворота системы управления движением и генерации напряжения для управления бесколлекторным двигателем FL86BLS(98)-JB электромеханической системы управления.

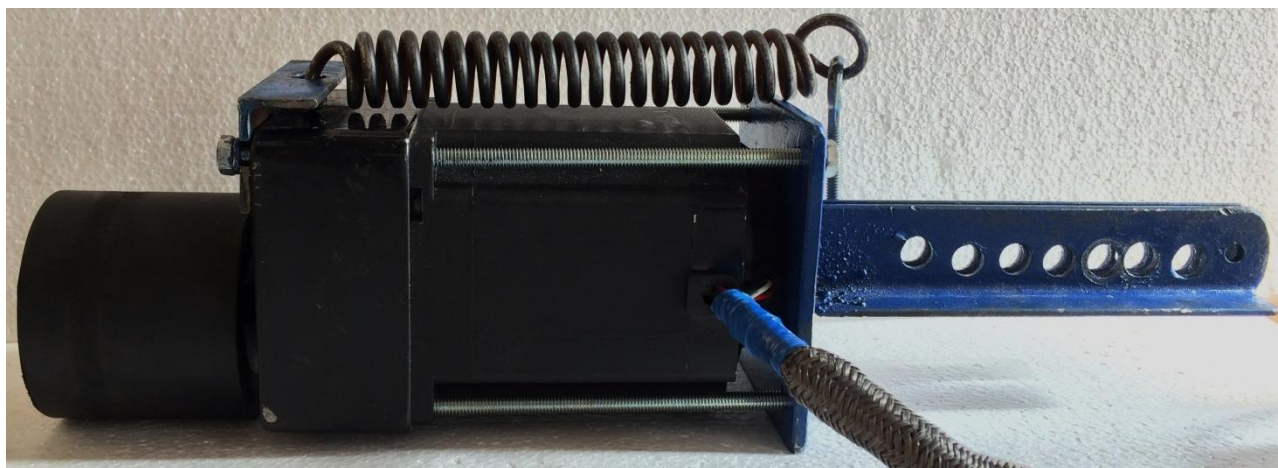


Рисунок 4 – Бесколлекторный электродвигатель FL86BLS(98)-JB

Бесколлекторный электродвигатель FL86BLS(98)-JB (Рисунок 4) предназначен для передачи управляющего воздействия на рулевое колесо транспортной машины.

Блоки 1, 2 и 4 соединены согласно электрической схемы (на рисунке не показана), смонтированы в одном корпусе, рисунок 5, На корпусе предусмотрены разъёмы для подсоединения электродвигателя FL86BLS(98)-JB, датчиков и компьютера.

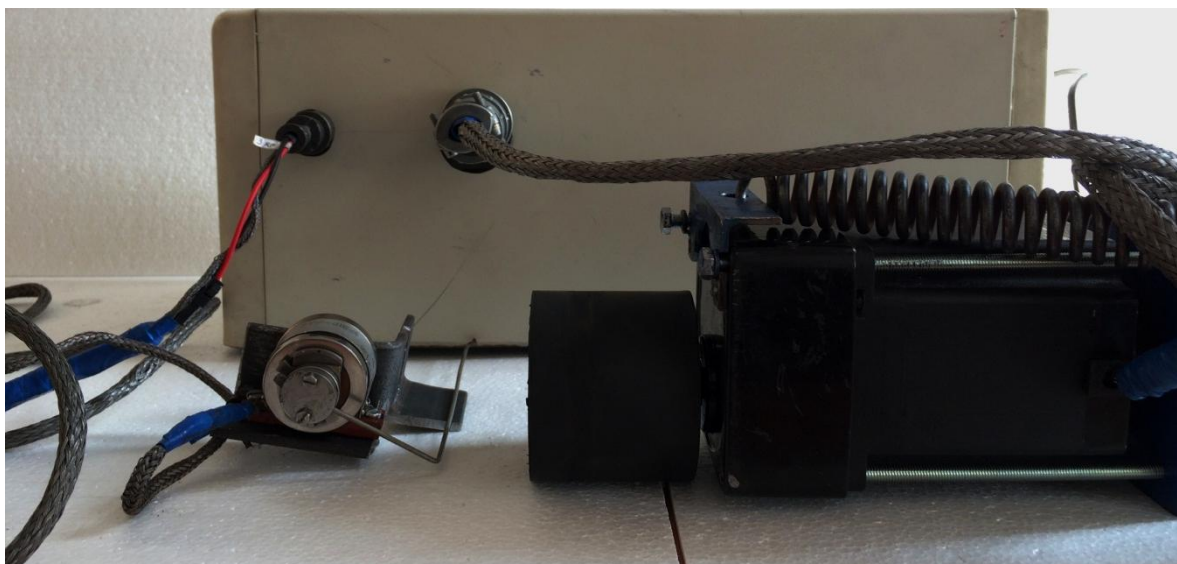


Рисунок 5 – Комплект аппаратуры для дорожных испытаний наземных транспортно-технологических машин

Технические характеристики:

Габаритные размеры, мм:

- длина – 430;
- ширина – 180;
- высота – 180;
- масса -3,5 кг;
- напряжение питания – 220 В.

Разработанный и изготовленный комплект аппаратуры прошел тестовые испытания и может быть использован при дорожных испытаниях транспортно-технологических машин.

Список литературы:

1. Валекжанин, А.И. Повышение маневренности шарнирно-соединенных мобильных машин в условиях АПК: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова. Барнаул, 2009.
2. Павлюк, А.С. Теоретические основы управляемого движения колесных машин : монография / А.С. Павлюк, В.И. Поддубный; Алт.гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2010. – 237 с.

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ РЕЗИНОВЫХ ШАРНИРОВ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Диль А.Ю. – аспирант, Коростелев С.А. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Основным устройством, предназначенным для уменьшения динамических нагрузок, передающихся автомобилю вследствие неровной поверхности дороги, и обеспечивающим передачу всех видов сил и моментов, действующих между колесом и рамой (кузовом), является подвеска. Подвеска, являясь промежуточным звеном между кузовом автомобиля и дорогой, должна иметь минимальную массу и обеспечивать не только высокую комфортабельность, но и безопасность движения [1].

Применение резиновых элементов позволяет значительно снизить динамические нагрузки, действующие на элементы трансмиссии, исключить попадание абразива на поверхности трения, снизить потери мощности. Ресурс резинометаллического шарнирного

соединения зависит от долговечности резиновых элементов, от усталостной прочности и жесткости металлической арматуры пальца, от износа в области контакта ограничитель-проушина. От конструкции (кинематической схемы) подвески в значительной степени зависит поведение автомобиля на дороге, возможность движения с высокой скоростью и безопасность при совершении маневров. Для обеспечения безопасности и комфорта во время движения, необходимы точная кинематика колес, легкость поворота управляемых колес, а также изоляция кузова от дорожных шумов и жесткого качения радиальных шин. Кроме того, подвеска должна быть прочной и долговечной [1].

К конструкции подвески предъявляются следующие требования:

- обеспечение высокой плавности хода автомобиля;
- высокая динамическая энергоемкость;
- эффективное гашение колебаний кузова и колес автомобиля при движении;
- обеспечение правильной кинематики управляемых колес автомобиля;
- минимальная масса неподрессоренных частей.
- демпфирование вертикальных колебаний колес и вертикальных и угловых колебаний несущей системы.

Эти условия могут быть выполнены только путем введения в конструкцию резиновых элементов или пластмассовых вкладышей. На транспортных средствах эти требования в определенной мере реализуются при использовании резинометаллических шарниров.

Одним из элементов, обеспечивающих изолирование направляющих элементов подвески и кузова автомобиля от динамических нагрузок, воздействующих на элементы подвески при движении автомобиля, являются резиновые элементы шарнирных соединений рычагов. Резиновые шарниры в рычажных подвесках автомобиля способствуют виброизоляции, устраняют необходимость смазки шарниров и уменьшают сухое трение в подвеске. Кроме того, обладают способностью обеспечивать гашение и изолирование радиальных, осевых, торсионных и карданных колебаний [2]. Шарниры должны иметь малое внутреннее трение, обладать виброизолирующими (демпфирующими) свойствами, иметь определенную жесткость для того, чтобы сохранять кинематику направляющего устройства при любых режимах нагружения.

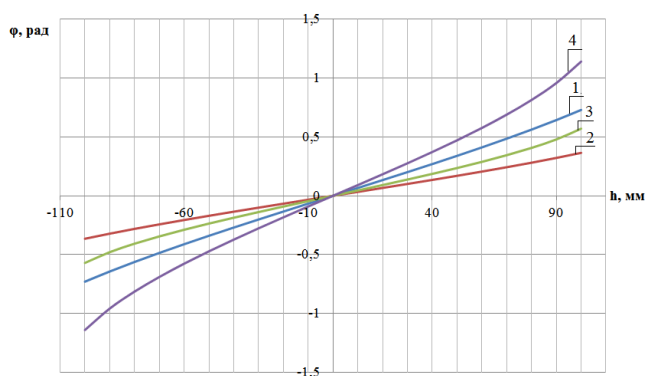
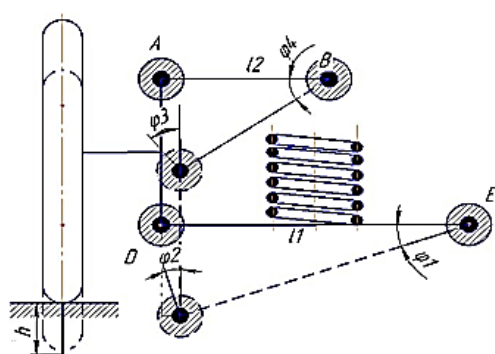
Вследствие низкой несущей способности резиновых элементов, они обладают наименьшим ресурсом и имеют малые сроки службы, особенно при перегрузках. Резиновые элементы при эффективном использовании материала должны быть компактными и допускать достаточный ход подвески. Мягкая резиновая деталь между внутренней и наружной втулками опоры проявляет высокую эластичность при скручивании и в значительной мере изолирует кузов от шума, однако имеет высокий уровень податливости под нагрузкой [1].

В связи с различными условиями эксплуатации легковых автомобилей, актуальным является вопрос разработки методов оптимального проектирования силовых резиновых элементов подвески легкового автомобиля, которые являются основным компонентом РМШ.

При сборке резина испытывает большие деформации, поэтому для повышения срока работы резинового элемента, необходимо обеспечение следующих условий:

- минимизация напряжения, вызванного сборкой шарнира;
- обеспечение минимизации касательных напряжений и удельной энергии деформации при эксплуатации резинового элемента.

Кроме того, при конструировании резиновых элементов шарниров подвески для обеспечения кинематики необходимо обеспечить радиальную и угловую жесткости резинового шарнира [2].



а)

б)

а - схема подвески; б – углы закручивания шарниров; 1,2,3,4 – углы закручивания шарниров соответственно E,D,A,B.

Рисунок 1 – Двухрычажная трапецевидная подвеска

Величины касательных напряжений и удельной энергии деформации, возникающих при эксплуатации автомобиля зависят в первую очередь от угла закручивания шарнира. Угол закручивания шарнира зависит от того, какое положение было выбрано в качестве нейтрального во время сборки. При определении колебаний автомобиля микропрофиль дороги рассматривается как эргодическая стационарная случайная функция. В настоящее время он достаточно хорошо изучен. Воздействие неровности пути при движении автомобиля, вынуждает колесо перемещаться относительно кузова, что приводит к повороту поперечных рычагов подвески l_1 и l_2 в результате чего закручиваются резиновые элементы шарнира (рисунок 1, а). Угол закручивания шарнира определяется относительным поворотом рычагов подвески от положения в нейтральном состоянии.

В настоящей работе определены зависимости углов закручивания шарнира от вертикального перемещения колеса h (рисунок 1, б).

Как видно из представленной графической зависимости для рассмотренной конструкции подвески наиболее интенсивно закручивается шарнир крепления верхнего рычага подвески к поперечной балке переднего моста.

Список литературы:

1. Раймпель И. Шасси автомобиля. Элементы подвески / Раймпель И.-М.: Машиностроение, 1987. –284 с.
2. Цимбалин В. Шасси автомобиля: Атлас конструкций / В. Цимбалин. – М.: Машиностроение, 1977. – 108 с.

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗИНОВОГО ЭЛЕМЕНТА РМШ РЕАКТИВНОЙ ШТАНГИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

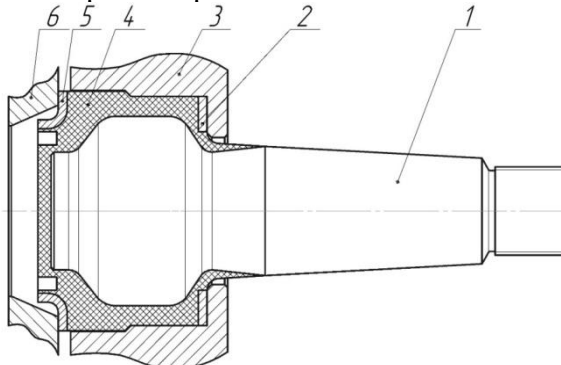
Медведев Ю.В. – аспирант, Коростелев С.А. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Грузовые автомобили нашли широкое применение в различных отраслях экономики страны. Особую роль грузовые автомобили семейства «КамАЗ» и «УРАЛ» играют в АПК, лесозаготовительной промышленности, при добыче и разведке полезных ископаемых. Использование автомобилей в этих отраслях предполагает передвижение ТС по грунтовым дорогам и бездорожью, что в свою очередь предъявляет высокие требования к надежности ходовой части автомобиля. Одним из элементов, обладающих низкой несущей способностью грузового автомобиля, является шарнир реактивной штанги, которая обеспечивает передачу тягового усилия от ведущего моста автомобиля к его раме. В процессе движения, особенно в тяжелых условиях бездорожья, шарнир реактивной штанги подвергается высоким

динамическим нагрузкам, что, в совокупности с большими углами поворота реактивной штанги относительно ведущего моста и рамы автомобиля, приводит к интенсивному изнашиванию поверхности трения и увеличению зазоров в сопряжении.

В последние годы на отечественных автомобилях производства ПАО «КамАЗ» и ОАО «АЗ Урал» в конструкции подвески для крепления реактивной штанги к ведущему мосту и раме применяют РМШ, которые выполняются по двум основным схемам: консольная, двухопорная. В настоящей работе рассматривается консольная схема (рисунок 1).



1,2,4,5 - резинометаллический шарнир; 3 – штанга реактивная; 6 – крышка реактивной штанги.

Рисунок 1 – Резинометаллический шарнир реактивной штанги

РМШ представляет собой палец, на шаровую конструкцию которого привулканизирован резиновый элемент, что позволяет обеспечивать работу шарнира за счет упругой деформации.

Представленная на рисунке 1 конструкция резинометаллического шарнира обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционной конструкцией пальца с вкладышами и пружиной:

- легкость монтажа;
- за счет применения специальной резины уменьшаются ударные нагрузки на другие детали и узлы подвески;
- при обслуживании автомобиля не требуется смазка, достаточно проверить моменты затяжек болтов крышки РМШ;
- конструкция резинового элемента соответствует конструкции внутренней поверхности крышки, что обеспечивает необходимое обжатие при монтаже и исключает попадание влаги во внутреннюю полость реактивной штанги.

При движении автомобиля по неровному участку дороги резиновый элемент РМШ реактивной штанги скручивается, испытывая деформации сдвига без скольжения относительно пальца. Поскольку из-за малого диаметра тангенциальные силы между пальцем и резиной значительно больше, чем между резиной и штангой, то соединение с пальцем обычно усиливают вулканизацией.

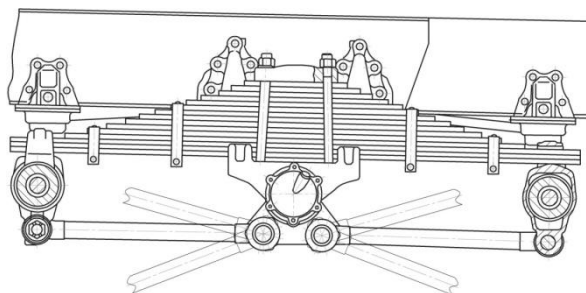


Рисунок 2 – Задняя подвеска автомобиля КамАЗ

При определении деформаций резины в первую очередь следует определить: граничные условия при сборке; граничные условия при вторичном нагружении.

Для обоснованного выбора конструктивных параметров РМШ необходимо знать их влияние на механические характеристики шарнира (механические характеристики – радиальная жесткость, угловая жесткость, демпфирование в шарнире, а также распределение полей напряжений деформаций и удельной энергии деформации по объему резинового элемента), как вызванных сборкой, так и вторичном нагружении во время эксплуатации.

Резиновые элементы шарнира подвергаются деформации, вызванной перемещением крышки в осевом направлении, что вызывает перемещение в радиальном направлении поверхности образованной внешним диаметром резинового элемента и обеспечивает возникновение давления в области контакта резины и отверстия в наконечнике реактивной штанги. Силы трения, обусловленные этим давлением, препятствуют проворачиванию резинометаллического пальца шарнира.

Во время эксплуатации резиновые элементы РМШ подвергаются воздействию динамических нагрузок. Величина и интенсивность этих нагрузок зависит от многих факторов, например таких как: конструктивные особенности подвески; скорость движения автомобиля; неровности поверхности пути и т.д. При этом резиновые элементы нагружаются радиальной силой, крутящим и карданным моментами. Как показывает опыт эксплуатации резинометаллических шарниров различного типа, наиболее опасным видом нагружения является закручивание шарнира. Максимальный угол закручивания РМШ реактивной штанги зависит от кинематических особенностей подвески, а именно от максимального хода подвески и длины реактивной штанги. Так для подвески автомобиля КамАЗ (рисунок 2) максимальный угол, на который поворачивается реактивная штанга в опоре балансира, равен 37° , таким образом, максимальный угол закручивания с учетом сборки составит $\pm 18^\circ 30'$.

Для наглядной оценки напряженно-деформированного состояния резинового элемента РМШ реактивной штанги строится эпюра распределения удельной энергии.

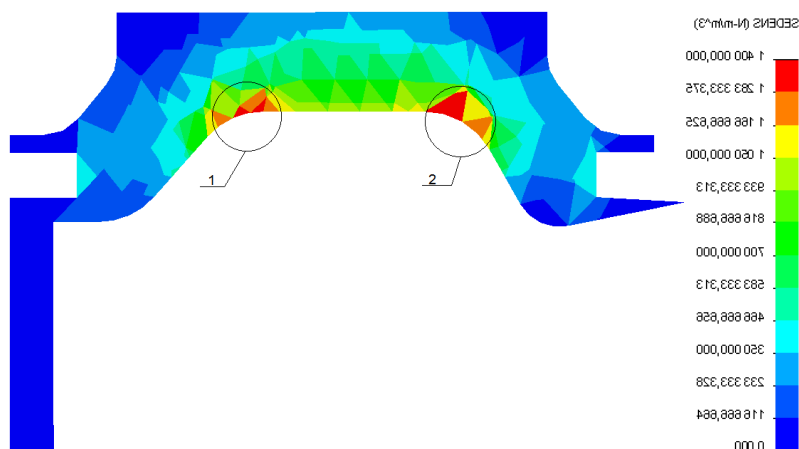


Рисунок 3 – Распределения удельной энергии деформации

На рисунке 3 представлено распределение удельной энергии деформации при кручении по сечению резинового элемента. В областях 1 и 2 наблюдается концентрация удельной энергии деформации, которая является критерием усталостной прочности резины. Именно в данных областях в существующих конструкциях начинают образовываться трещины.

Список литературы:

1. Коростелев С.А. Оценка напряженно-деформированного состояния резинового элемента РМШ гусеничного движителя при сборке и кручении/ С.А. Коростелев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010.- № 11. – С. 26 – 29.
2. Лавендел Э.Э. Расчет резинотехнических изделий. М., «Машиностроение», 1976. – 232 с.
3. Хромов, М.К. О закономерностях изменения усталостной выносливости резин // Каучук и резина. 1983. №6. С. 29-37.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СВС-МАТЕРИАЛА КАТАЛИТИЧЕСКИХ БЛОКОВ НЕЙТРАЛИЗАТОРА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ, НА КАЧЕСТВО ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Канапинов М.С. - аспирант, Горлова Н.Н. - докторант, Медведев Г.В. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Отработавшие газы дизелей представляют собой смесь газообразных, жидких и твердых (в виде аэрозольных частиц) соединений органического происхождения и являются предметом пристального изучения с применением новейших методов исследований. Общее число разных соединений, обнаруженных в отработавших газах дизелей, в настоящее время насчитывает несколько сотен и непрерывно возрастает по мере расширения исследований [1].

К основным компонентам отработавших газов относятся: азот, диоксид углерода CO_2 (углекислый газ) и пары воды. Все перечисленные компоненты не являются токсичными. К основным токсичным компонентам относятся: оксиды азота суммарно - NO_x ; углеводороды суммарно - C_xH_y ; оксид углерода - CO ; твердые частицы - ТЧ (все вещества, за исключением несвязанной воды, которые при обычных условиях представлены в отработавших газах в твердом или жидком состоянии). Окисления азота по цепочке $\text{NO} \rightarrow \text{NO}_2 \rightarrow \text{N}_2\text{O}_3 \rightarrow \text{N}_2\text{O}_5$ приводит к тому, что в реакции с парами воды образуются частицы азотной кислоты HNO_3 . Кроме того, в составе газов определено до 1200 компонентов различной степени вредности, присутствующих в незначительных количествах [2, 3, 4, 5].

С точки зрения охраны окружающей среды нетоксичные компоненты отработавших газов не представляют интерес. Однако, с точки зрения изучения процессов в каталитических нейтрализаторах интерес представляют практически все основные компоненты отработавших газов, так как при моделировании процессов очистки газов должны соблюдаться балансы по углероду, кислороду и водороду.

В настоящее время для очистки отработавших газов тепловых двигателей в изделиях (сажевых фильтрах и каталитических нейтрализаторах) используется четыре ведущих типа материалов, полученных на основе металлов, неорганических соединений, органических соединений и композитов [6]:

- катализатор с нанесением на металлическую сотовую подложку;
- сотовый керамический нейтрализатор;
- пористый проницаемый металлокерамический материал, полученный СВС- методом;
- насыпные шариковые нейтрализаторы.

Особенностью материалов для очистки газов является наличие комплекса специфических физических, физико-механических и функциональных свойств [7].

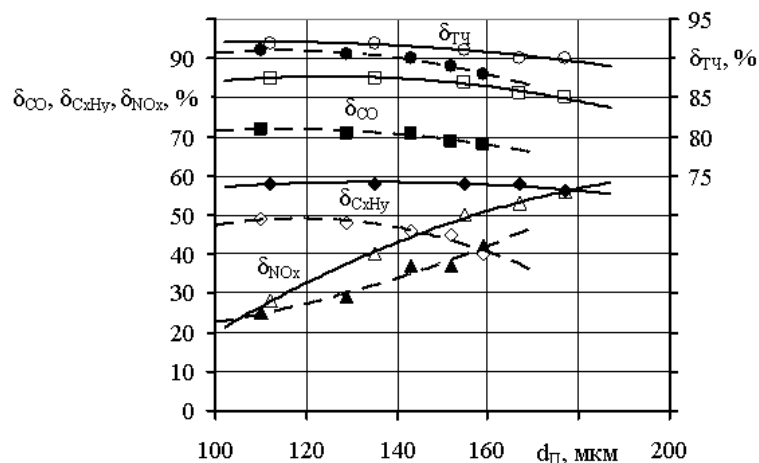
В качестве альтернативных материалов, большой интерес приобретают технологии самораспространяющегося высокотемпературного синтеза (СВС), как обладающие целым рядом преимуществ перед другими. К таким преимуществам относятся: безотходность, малая энергоемкость, возможность использования отходов машиностроительных производств и металлургии - таких как окалина легированной стали, возможность обеспечения заданных свойств материалов [8].

Материал формовочной глины марки **КШ/2Т₂**, был выбран, потому что он является основной частью большинства огнеупорных каолиновых глин, применяемых в литейном производстве для получения формовочных смесей при изготовлении литейных форм. В состав формовочной глины входят цеолиты, представляющие собой группу минералов водных алюмосиликатов, широко распространенных в природе.

Для оценки качества очистки отработавших газов дизелей, в зависимости от изменения пористости, извилистости и среднего приведенного диаметра пор материала были проведены экспериментальные исследования с использованием натурального образца нейтрализатора отработавших газов на дизеле 6Ч 15/18, с пористыми проницаемыми СВС- каталитическими блоками, на основе окалина легированной стали ($\text{CFe}_2\text{O}_3 = 42,5-52,5$ % по массе) и

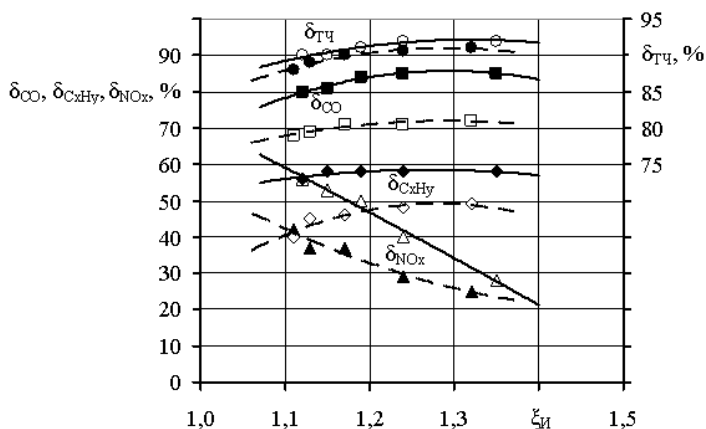
формовочной глины КШ/2Т₂ (С_{фГ}=54,1-58,5 % по массе). Сложность осуществления подбора состава шихты для получения пористых проницаемых СВС-каталитических материалов заключается в целом ряде ограничений, с одной стороны касающихся среднего приведенного диаметра пор, их извилистости, шероховатости стенок, пористости и удельной поверхности пористого материала, определяющих проницаемость, функциональные и иные свойства.

Особый интерес представляет очистка отработавших газов судовых дизелей от оксидов азота (нормируется стандартом Международной морской организацией TIER II и TIER III) и твердых частиц, как загрязняющих атмосферу механическими частицами. В результате проведенных исследований по изучению степени очистки отработавших газов судового дизеля 6Ч 15/18 при 1900 мин⁻¹, T_{ог}=593 К, было выявлено, что с увеличением среднего приведенного диаметра пор (рисунок 1) и пористости СВС- материала (рисунок 2) возрастает степень очистки от оксидов азота, и при незначительном снижении степени очистки от твердых частиц на рассматриваемых пористых проницаемых материалах. Полученные закономерности объясняются развитием внутренней поверхности порового пространства материала. Следует отметить высокую степень очистки отработавших газов от твердых частиц материалами полученными по технологии СВ - синтеза, что связано с пористостью и проницаемостью материала.



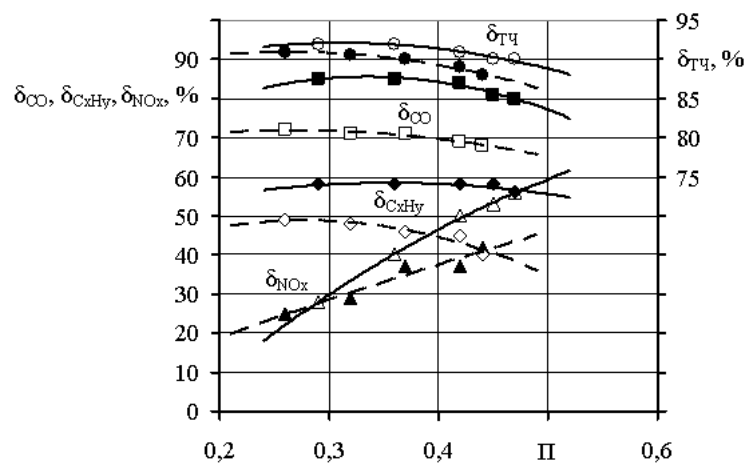
○, ● - ТЧ; □, ■ - CO; ◇, ◆ - C_xH_y; Δ, ▲ - NO_x.

Рисунок 1 - Зависимость степени очистки отработавших газов от изменения среднего приведенного диаметра пор в материале из окалины легированной стали (—) и формовочной глины (— — —)



○, ● - ТЧ; □, ■ - CO; ◇, ◆ - C_xH_y; Δ, ▲ - NO_x.

Рисунок 2 - Зависимость степени очистки отработавших газов от изменения извилистости пор в материале из окалины легированной стали (—) и формовочной глины (— — —)



○, ● - ТЧ; □, ■ - СО; ◇, ◆ - С_хН_у; △, ▲ - NO_х.

Рисунок 3 - Зависимость степени очистки отработавших газов от изменения пористости в материале из окалины легированной стали (—) и формовочной глины (---)

Анализируя графики рисунков 1 и 2, можно сделать заключение о том, что применение СВС-материалов на основе окалины легированной стали является наиболее эффективным, чем применение материалов на основе формовочной глины. Однако СВС - материалы на основе формовочной глины можно использовать в качестве фильтров твердых частиц, или применять в каталитических нейтрализаторах стационарных силовых установок.

Таким образом, получен экспериментальный материал, который дает представление о возможностях развития конструкций фильтров очистки отработавших газов дизелей на основе пористых СВС- материалов.

Список литературы:

1. Вагнер, В.А. Снижение дымности дизелей / В.А. Вагнер, А.Л. Новоселов, А.С. Лоскутов. - Барнаул: Б.И., 1991. - 140 с.
2. Звонов, В.А. Проблемы оценки дизеля как источника загрязнения окружающей среды дисперсным материалом / В.А. Звонов, Е.А. Симонова // Автостроение за рубежом. - 2002. - №2. - С. 4-8.
3. Луканин, В.Н. Промышленно-транспортная экология: учебн. для вузов / В.Н. Луканин, Ю.В. Трофименко; под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 2001. - 273 с.
4. Новоселов, А.Л. Совершенствование очистки отработавших газов дизелей на основе СВС-материалов / А.Л. Новоселов, В.И. Пролубников, Н.П. Тубалов. - Новосибирск: Наука, 2002. - 96 с.
5. Мельберт, А.А. Повышение экологической безопасности поршневых двигателей. - Новосибирск: Наука, 2003. - 170 с.
6. Малашина, С.А. Влияние редкоземельных элементов, содержащихся в твердых полезных ископаемых, на структуру получаемых каталитических материалов СВС-фильтров/ С.А. Малашина, Т.В. Новоселова, Н.Н. Горлова, Г.В. Медведев, А.А.Ситников // Ползуновский вестник. - 2015 - № 3. - С. 20-23
7. Евстигнеев, В.В. Проблемы и направления развития промышленных интегральных СВС-технологий/ Самораспространяющийся высокотемпературный синтез: Материалы и технологии. - Новосибирск: Наука, 2001.-С. 19-31.
8. Горлова, Н.Н. Проблемы снижения вредных выбросов дизелей судов с использованием каталитических нейтрализаторов / Н.Н. Горлова, Г.В. Медведев, А.А. Мельберт// "Наука и молодежь - 2015" [Электронный ресурс]: 12-я Всероссийская научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых "Наука и молодежь - 2015" (НиМ-2015) (г. Барнаул, АлтГТУ, апрель - июнь, 2015 г.).- Электрон.текст. дан.- Режим доступа: http://edu.secna.ru/media/f/transport_sistem_tez_2015.pdf.- Загл. с экрана.

СИСТЕМА ТОЧНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕСТОПОЛОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА БАЗЕ RFID

Исаева Е.В., студент гр. ТТП-41, Павлов С.Н., к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Попытки решить задачу автоматической идентификации транспорта предпринимаются уже несколько десятилетий. Для этого предлагаются различные технологии: штриховое кодирование, видеосистемы, способные распознавать информацию номерного знака, и многие другие. А в последние годы все больший интерес вызывают системы идентификации, построенные на базе технологии RFID.

Одной из задач, решаемых при помощи систем радиочастотной идентификации, является идентификация, учет и контроль движения автотранспортных средств. Для этой цели в контрольных точках, мимо которых проезжают транспортные средства, устанавливаются ридеры, которые считывают информацию с транспондеров, прикрепленных на корпусе автомобиля или лобовом стекле с внутренней стороны. Такими контрольными точками могут быть конечные остановки общественного транспорта (автобусы, троллейбусы, маршрутные такси), пропускные пункты автостоянок, парковок или автотранспортных предприятий, занимающихся перевозками. Современное оборудование позволяет осуществлять идентификацию объекта со значительного расстояния. Использование считывателя со встроенной антенной осуществляет идентификацию метки с расстояния до 120 метров, возможно увеличение дальности считывания при использовании считывателя с внешними антеннами.

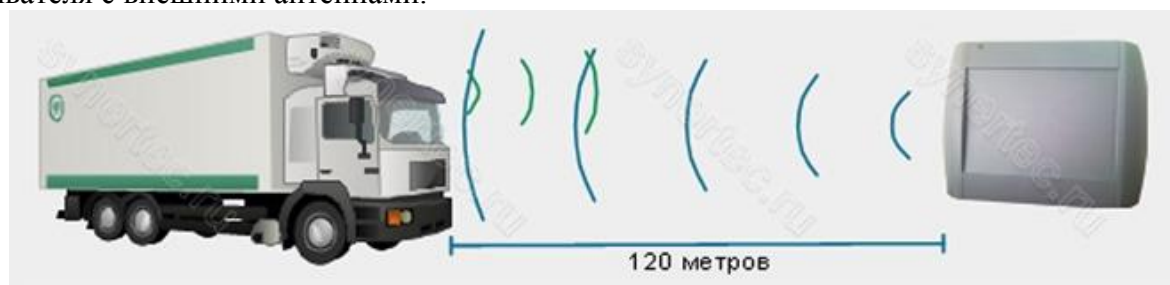


Рисунок 1 - Считыватель со встроенной антенной

Для идентификации используются радиочастотные метки и считыватели. Метки закрепляются на транспортном средстве, форм-фактор, тип, стандарт метки подбирается в зависимости от решаемой задачи и условий работы. Радиочастотный считыватель подключается к серверу системы посредством проводного/беспроводного стандарта передачи данных через управляющий контроллер либо оснащенный собственной “логикой” считыватель является самостоятельным устройством и способен управлять другими элементами системы. В зависимости от используемого типа меток существует возможность идентификации объекта с различного расстояния.

Данная технология основана на базе RFID, и может применяться в различных отраслях и представляет собой уникальную по своим свойствам систему определения местоположения объектов в реальном времени, успешно функционирующую как на закрытых территориях, так и на открытом пространстве. Оборудование обеспечивает точность определения местоположения до 1,5 м. Радиоотражающие свойства границ, в которых функционирует вся система, практически не отражается на получаемых данных, высокая точность обеспечивается на территориях с большим количеством металлических поверхностей, машин, оборудования.

Компоненты системы и их назначение

Система состоит из следующих основных компонентов:

- базовые станции;
- метки (идентификаторы);

- маршрутизаторы системы;
- сервер системы с установленным программным обеспечением;
- АРМ (автоматизированное рабочее место).

Базовые станции: осуществляют измерение расстояния до метки, обеспечивают передачу информации о полученном расстоянии на маршрутизатор системы. Использование беспроводного канала передачи данных исключает необходимость организации сложной кабельной инфраструктуры, значительно сокращает время развертывания системы, снижает стоимость ее внедрения.



Рисунок 2 - Основное оборудование системы

Метки осуществляют двусторонний обмен данными с базовыми станциями посредством которого в систему поступает информация о расстоянии от метки до базовой станции, и уникальный номер метки. Метки могут функционировать от встроенных аккумуляторов или от внешних источников питания (при использовании на автотранспорте). Возможные варианты исполнения меток: брелок; прямоугольный корпус с заушинами для крепления на автотранспорте. Метки могут быть оснащены дополнительными датчиками: температуры, вибрации, кнопка и пр.

Маршрутизатор обеспечивает сбор информации о расстояниях до меток от базовых станций посредством беспроводного канала передачи данных, организует общий алгоритм работы системы при сложной инфраструктуре (с большим количеством меток и базовых станций). Данные передаются на сервер посредством одного из интерфейсов: Ethernet, WiFi или RS-232/485.

Сервер системы с программным обеспечением. Ядром сервера является программный модуль, который на основании данных от базовых станций осуществляет расчет месторасположения меток, и накопление информации в базе данных.

АРМ включает в себя персональный компьютер с установленным программным обеспечением. Осуществляет визуальное представление планов территории и месторасположения меток, их статус, вывод тревожных сообщений и формирование отчетов. ПО АРМ может быть легко сконфигурировано под любые помещения, план местности, позволяет, при необходимости, вносить изменения не нарушая работу системы.

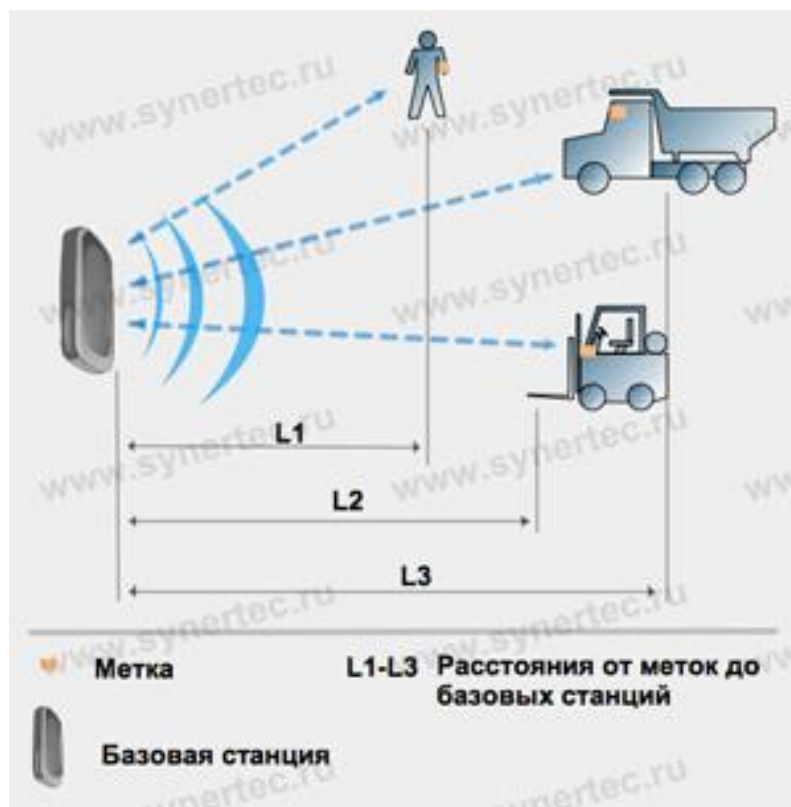


Рисунок 3 - Измерение расстояний от меток до базовых станций

Основные преимущества системы

- возможность работы в закрытых помещениях;
- высокая точность определения координат объектов - до 1,5м.;
- организация сложных сенсорных сетей, беспроводная передача данных;
- большое расстояние идентификации объекта - до 120 метров;
- безграничные возможности для расширения системы.

Радиочастотная идентификация RFID является одной из наиболее заметно развивающихся современных технологий. Ее использование затрагивает чрезвычайно широкий спектр представителей человеческого общества (тех, кто принимает решение по использованию данной технологии, изготовителей, специалистов по внедрению и, конечно же - пользователей).

Список литературы

1. Маниш Бхуптани, Шахрам Морадпур RFID-технологии на службе вашего бизнеса / Троицкий Н. — М.: Альпина Бизнес Букс, 2007. - 290 с.
2. Шарфельд Т. Системы RFID низкой стоимости / С. Корнеев. – М.: 2006. – 197 с.
3. Клаус Ф. Справочник по RFID. - М.: Додэка-XXI, 2008. – 496 с.
4. Королев, Н.С. Эффективность работы автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 1981г. - 231 с.

АКТИВНАЯ ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ

Новикова М.А. - студент гр. ЭТМ-31, Величко А.В. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им.И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Подвеска современного автомобиля представляет собой компромисс между управляемостью, устойчивостью и комфортом. Жесткая подвеска обеспечивает минимальные крены, а значит лучшую управляемость и устойчивость. Мягкая подвеска отличается плавностью хода, но при маневрировании приводит к раскачке автомобиля, ухудшению управляемости и устойчивости. Поэтому многие автопроизводители разрабатывают и внедряют на свои автомобили различные конструкции активной подвески, т.е. подвески, параметры которой могут изменяться при эксплуатации. Электронная система управления в составе активной подвески позволяет изменять параметры автоматически. Конструкции активной подвески можно условно разделить по элементам подвески, параметры которой изменяются:

- амортизатор изменяет степень демпфирования и жесткость подвески;
- упругий элемент изменяет жесткость подвески и высоту кузова;
- стабилизатор поперечной устойчивости изменяет жесткость стабилизатора;
- рычаги изменяют длину рычага и схождение колес.

Наиболее широко в конструкции активной подвески используются амортизаторы с регулируемой степенью демпфирования, т.е. адаптивная подвеска.

При регулировании демпфирующей способности амортизатора реализуется два подхода: использование электромагнитных клапанов в амортизаторной стойке и применение специальной магнитно-реологической жидкости для наполнения амортизатора. Электроника позволяет регулировать степень демпфирования индивидуально для каждого амортизатора, чем достигаются различные характеристики жесткости подвески: прогрессивная - мягкая подвеска; регрессивная - жесткая подвеска; линейная - промежуточная жесткость.

Известными конструкциями адаптивной подвески являются:

Adaptive Chassis Control, DCC (Volkswagen); Adaptive Damping System, ADS (Mercedes-Benz); Adaptive Variable Suspension, AVS (Toyota); Continuous Damping Control, CDC (Opel); Electronic Damper Control, EDC (BMW).

Активная подвеска с регулируемыми упругими элементами более универсальна, т.к. позволяет поддерживать определенную высоту кузова и жесткость подвески. С другой стороны такая подвеска имеет более сложную конструкцию (используется отдельный привод для регулирования упругих элементов), поэтому и стоимость ее намного выше. В качестве упругого элемента в активной подвеске используются традиционные пружины, а также пневматические и гидропневматические упругие элементы.

В подвеске Active Body Control, ABC от Mercedes-Benz жесткость пружины изменяется с помощью гидравлического привода, который обеспечивает нагнетание масла в амортизаторную стойку под высоким давлением. На пружину, установленную соосно с амортизатором, воздействует гидравлическая жидкость гидроцилиндра. Управление гидроцилиндрами амортизаторных стоек осуществляет электронная система, которая включает 13 различных датчиков (положения кузова, продольного, поперечного и вертикального ускорения, давления), блока управления и исполнительных устройств - электромагнитных клапанов. Система ABC практически полностью исключает крены кузова при различных условиях движения (поворот, ускорение, торможение), а также регулирует положение кузова по высоте (понижает автомобиль на 11 мм при скорости свыше 60 км/ч).

Пневматический упругий элемент составляет основу пневматической подвески. Он обеспечивает регулирование высоты кузова относительно поверхности дороги. Давление в пневматических упругих элементах создается с помощью пневматического привода, включающего электродвигатель с компрессором. Такой подход реализован в пневматической подвеске Airmatic Dual Control от Mercedes-Benz, в которой применена адаптивная система Adaptive Damping System, ADS.

Гидропневматические упругие элементы используются в гидропневматической подвеске, которая позволяет изменять жесткость и высоту кузова в зависимости от условий движения и желаний водителя. Работу подвески обеспечивает гидравлический привод высокого давления. Управление гидросистемой производится с помощью электромагнитных клапанов.

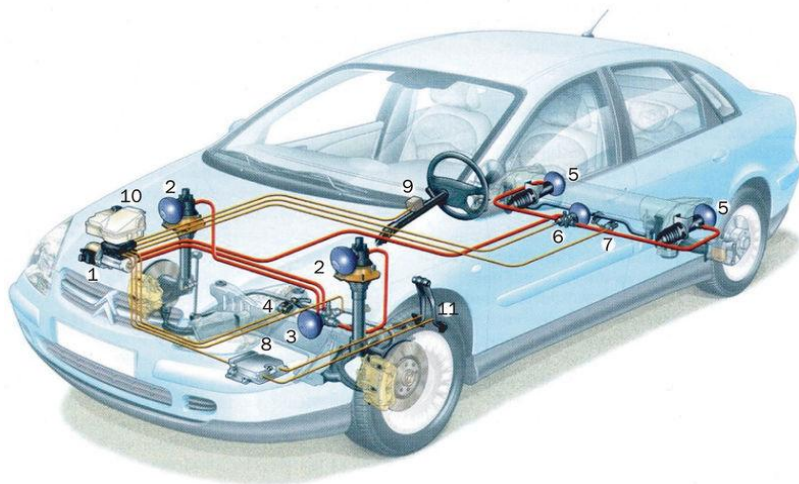
Современной конструкцией гидропневматической подвески является система Hydractive третьего поколения, которая устанавливается на автомобили Citroën.

Отдельную группу составляют конструкции активной подвески, в которых изменяется жесткость стабилизатора поперечной устойчивости. При прямолинейном движении стабилизатор поперечной устойчивости выключается, за счет чего увеличиваются ходы подвески, лучше обрабатываются неровности и тем самым достигается высокая плавность и комфортность передвижения. При повороте или резком изменении направления движения жесткость стабилизаторов увеличивается пропорционально воздействующим силам, и предотвращаются крены кузова. Известными конструкциями активной стабилизации подвески являются:

- Dynamic Drive от BMW;
- Kinetic Dynamic Suspension System, KDSS от Toyota.

Одну из наиболее интересных конструкций активной подвески предлагает на своих автомобилях компания Hyundai. Система активного управления геометрией подвески (Active Geometry Control Suspension, AGCS) позволяет изменять длину рычагов подвески, за счет чего изменяется схождение задних колес. Для изменения длины рычага используется электрический привод. При прямолинейном движении и маневрировании на небольшой скорости система устанавливает минимальное схождение. Поворот на высокой скорости, активное перестроение из ряда в ряд сопровождается увеличением схождения задних колес. Автомобиль получает дополнительную устойчивость и лучшую управляемость. Система AGCS взаимодействует с системой курсовой устойчивости.

Гидропневматическая подвеска Hydroactive автомобиля Citroën C5 (рисунок 1) может изменять степень жесткости и коэффициент демпфирования в соответствии с условиями движения.



1 — интегрированный узел гидротроник; 2 — стойки передней подвески; 3 — передний регулятор жесткости; 4 — передний электронный датчик положения; 5 — задние гидропневматические цилиндры; 6 — задний регулятор жесткости; 7 — задний электронный датчик положения; 8 — блок управления; 9 — датчик положения рулевого колеса; 10 — резервуар для жидкости гидросистемы; 11 — педали «газа» и тормоза.

Рисунок 1 - Гидропневматическая подвеска Hydroactive автомобиля Citroën C5.

Работа такой подвески осуществляется следующим образом:

При наезде колеса на неровность дороги, оно перемещается вверх, при этом либо передний – 4, либо задний – 7 датчики положения выдают сигнал на электронный блок управления – 8, далее электронный блок изменяет жесткость какой-либо стойки подвески – 2, путем регулятора жесткости – 3,6. Аналогичные изменения жесткости какой-либо стойки происходят при воздействии водителя на рулевое колесо – 9 и педали газа и тормоза – 11.

Вывод: Таким образом, использование активной подвески, либо системы AGCS позволяет повысить эксплуатационные свойства автомобиля (устойчивость, управляемость, динамичность, плавность хода) и сделать его более безопасным при движении, как на высокой скорости, так и при езде по бездорожью.

Список использованных источников

1. http://systemauto.ru/pendant/active_suspension.html

2. http://ru.wikipedia.org/wiki/Активная_подвеска

3. http://www.bmw.ru/ru/insights/technology/technology_guide/articles/dynamic_drive.html

ВЛИЯНИЕ РИСУНКА ПРОТЕКТОРА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Евтюшкин А. А. - студент гр. Этм – 21, Величко А.В. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова (г. Барнаул)

Эластичное колесо представляет собой колесо, снабженное пневматической шиной. Колеса обеспечивают движение автомобиля, принимая и частично компенсируя удары, передаваемые на кузов от неровностей дороги. Колеса самым непосредственным образом влияют на мягкость и плавность хода автомобиля, его устойчивость и управляемость, способность разогнаться и тормозить и, как следствие, безопасность движения.

В настоящее время шинная промышленность выпускает в основном шины радиальной конструкции. Основное преимущество радиальных шин — больший их срок службы по износу рисунка протектора (примерно 30%), меньшее сопротивление качению (примерно 10%), меньшая масса, лучшая стабильность качения по кривым, более высокое сцепление с мокрой и скользкой поверхностью. К недостаткам радиальных шин относят несколько большую склонность автомобиля к внезапному заносу при резких поворотах.

Функцией протектора и его рисунка является повышение надежности и срока эксплуатации шины. Структура протектора в сочетании со специально разработанной резиновой смесью, дает каждой шине свои специфические характеристики и эффекты:

1. Вододренажный эффект. С аквапланированием лучше всего справляется направленный рисунок протектора, который предназначен для качения только в одном направлении. Шина с направленным рисунком протектора имеет на боковине слово «Поворот» (Rotation), а стрелка указывает направление вращения. Она включает в себя боковые канавки по обе стороны от центра шины, V-образные блоки протектора. Эти канавки повышают сопротивление аквапланированию на высоких скоростях путем откачки воды, однако устойчивость в поворотах и теплоотвод будут не высокими. Рекомендованная модель с направленным рисунком протектора Dunlop SP SPORT 9000, Великобритания.

2. Эффект повышения тормозных и тяговых усилий. Этим требованиям отвечает шина с симметричным рисунком протектора, который является наиболее распространенным и имеет непрерывные ребра или независимые блоки по всей поверхности протектора. Такие шины позволяют использовать несколько направлений вращения, но плохо сопротивляются аквапланированию. Рекомендованная модель с симметричным рисунком протектора Bridgestone Ecopia EP100A, Япония.

3. Эффект повышения стабильности и устойчивости в поворотах. С этой задачей хорошо справляются шины с асимметричным, направленным рисунком протектора. Они имеют V-образный рисунок канавок протектора, смещенный относительно осевой линии шины. Такие

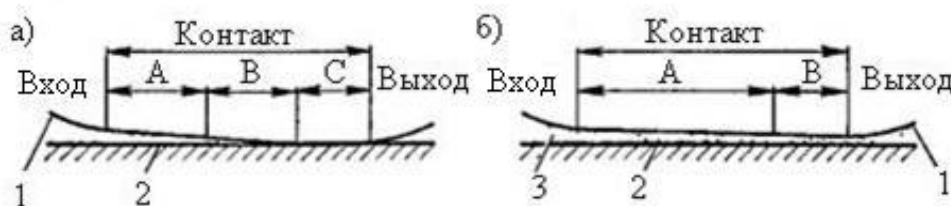
шины обеспечивают высокий уровень сцепления с мокрой дорожной поверхностью, устойчивое движение автомобиля и низкий уровень шума. Асимметричный рисунок протектора различается по внутренней и наружной части беговой дорожки, поэтому шины имеют улучшенные рабочие характеристики по сравнению с шиной с симметричным, направленным рисунком протектора. Рекомендованная модель с асимметричным, направленным рисунком протектора Michelin Pilot Sport Cup, Франция.

4. Эффект теплового излучения. Перегреву отлично сопротивляется асимметричный рисунок протектора. Этот вид протектора предназначен для эксплуатации, как на сухой, так и на мокрой дороге и имеет большие ребра по поверхности протектора, чтобы увеличить устойчивость на поворотах на сухой дороге. Это также помогает уменьшить деформации протектора и перегрев на внешней стороне шины. Внутренняя сторона обычно имеет меньшие независимые блоки протектора для увеличения тяги в влажных условиях или зимой. Рекомендованная модель с асимметричным рисунком протектора Yokohama AC01 C.Drive, Япония.



Рисунок 1- Рекомендуемые шины.

Большое влияние на величину сцепления и безопасность движения имеет состояние (износ) рисунка протектора при движении автомобиля по дороге, покрытой слоем воды во время дождя. На такой дороге наблюдается резкое снижение коэффициента сцепления, которое тем заметнее, чем выше скорость движения и чем больше толщина водяного слоя. Это происходит вследствие того, что вода не успевает отводиться из зоны контакта. При определенных значениях скорости и толщины слоя воды из-за действия гидродинамических сил на входе в контактную зону образуется водяной клин, который приподнимает шину над опорной поверхностью. Дальнейшее увеличение скорости приводит к распространению этого клина на всю плоскость контакта и шина «всплывает» на слое воды над поверхностью дороги. Такое явление называют аквапланированием, а скорость, при которой оно возникает, критической. В этом случае колесо теряет контакт с дорогой и достаточно очень незначительного внешнего воздействия (даже порыва ветра), чтобы автомобиль изменил траекторию движения.



А - аквапланирование отсутствует; В – аквапланирование; 1 – шина; 2 – поверхность дороги; 3 – слой воды.

Рисунок 2 - Схема взаимодействия беговой поверхности шины с дорогой, покрытой слоем воды.

При скоростях движения, предшествующих аквапланированию, зона контакта состоит из трех участков (рисунок 2а). В передней части контакта участок А — водяной клин, т. е, неразрушенный водяной слой. Контакта с дорогой нет. Вода не успевает отводиться в канавки протектора и в стороны. Коэффициент сцепления близок к нулю. В средней части контакта имеется переходный участок В с частично разрушенным водяным слоем. Здесь возникает жидкое и сухое трение, а коэффициент сцепления имеет промежуточное значение между коэффициентом, соответствующим жидкому и сухому трению.

В задней части контакта — участок С — имеет место сухое трение.

С увеличением скорости движения водяной клин все больше распространяется от передней части контакта к задней и захватывает всю плоскость контакта, сцепление колеса с дорогой исчезает (рисунок 2,б).

Необходимое условие для обеспечения контакта шины с дорогой и увеличения скорости аквапланирования — удаление определенного объема воды из зоны контакта через канавки рисунка протектора. Объем воды, который нужно удалить из зоны контакта, линейно возрастает по мере увеличения скорости и толщины слоя воды на дороге.

Увеличение износа рисунка протектора уменьшает его способность к удалению необходимого объема воды из зоны контакта, так как уменьшается глубина дренажных канавок. Увеличение же скорости движения сокращает время контактирования шины с опорной поверхностью и тем самым время для отвода воды, вследствие чего снижается критическая скорость аквапланирования.

Таким образом от конструкции и состояния пневматической шины зависят такие эксплуатационные свойства автомобиля как устойчивость, управляемость, тормозная и тяговая динамичность и безопасность движения.

Список использованных источников

1. Tread patterns [Электронный ресурс]. – <http://global.yokohamatire.net/technology/tireknowledge/treadpatterns.html>
2. Особенности рисунка протектора шин [Электронный ресурс]. – <http://ispravim.com/page/page108.html>
3. Типы рисунка протектора [Электронный ресурс]. – <http://www.topof.ru/help/типы-рисунка-протектора>
4. Шины поношенные, зато импортные [Электронный ресурс]. – <http://demio121.narod.ru/koleso/futur.htm>
5. Влияние конструкции шины и рисунка протектора на безопасность движения [Электронный ресурс]. – <http://shiny.su/book01-21.php>

СПОСОБЫ ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЯ ОТ НАГАРА И НАКИПИ.

Горемыкин А.В. - студент гр. ЭТМ-21, Величко А.В. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Поверхности большинства деталей, разбираемых при ремонте агрегатов и узлов автомобилей, покрыты жировыми пленками и асфальто-смолистыми загрязнениями. Для обеспечения необходимых санитарно-гигиенических условий работы разборщиков и повышения производительности их труда все детали должны быть тщательно очищены и промыты. Особо велико влияние моечно-очистных работ на качество и ресурс отремонтированных автомобилей и их агрегатов. Так, не полностью удаленная накипь с наружных поверхностей гильз цилиндров при эксплуатации автомобиля ухудшает охлаждение цилиндров, что может привести к перегреву двигателя и более интенсивному износу деталей цилиндропоршневой группы. Плохая очистка каналов коленчатого вала от смолистых отложений ухудшает подачу масла к шейкам вала и вкладышам коренных и шатунных подшипников; это может привести к их ускоренному износу. Трещину в детали

заварить гораздо сложнее, если металл не очищен от масла и загрязнений, так как, попадая в сварочную ванну, загрязнения мешают сплавлению электродного металла с основным, шов получается пористым и непрочным. На плохо очищенной детали мелкие трещины можно просто не заметить и неисправная деталь поступит на сборку. В связи с этим совершенствованию технологии очистки деталей при ремонте автомобилей уделяется большое внимание. В последнее время созданы более эффективные моющие средства, разработаны принципиально новые процессы очистки и мойки деталей, производство оснащается более совершенными моечными машинами.

Виды загрязнений поверхностей деталей

Углеродистые отложения представляют собой продукты термоокисления смазочных материалов и топлива. Они образуются на деталях двигателей внутреннего сгорания и в зависимости от степени окисления разделяются на нагары, лаковые пленки, осадки и асфальто-смолистые вещества, кроме этого, к углеродистым отложениям относятся остатки битума и асфальтобетонной смеси, которые остаются на наружных поверхностях деталей дорожных машин при работе их с этими материалами.

Нагар образуется при сгорании топлива и масел. Выделяющиеся и несгоревшие твердые частицы прилипают к масляным пленкам и постепенно спекаясь, образуют слой нагара на стенках камер сгорания, днищах поршней, клапанах, свечах и выпускных коллекторах.

Лаковые пленки образуются при воздействии высокой температуры на масляные слои небольшой толщины. Они отлагаются на шатунах, поршнях, коленчатых валах и других деталях.

Осадки, образованные из продуктов окисления масла, топлива, пыли и других частиц, представляют собой мазеобразную, липкую массу, оседающую в поддоне картера, масляных каналах, в масляном фильтре.

Асфальто-смолистые вещества образуются под действием высоких температур и кислорода воздуха. Большая часть этих веществ представляет собой твердые частицы, которые входят в состав, осадков и могут оказывать абразивное действие на детали. Для удаления углеродистых отложений требуются специальные препараты и определенные условия.

Накипь откладывается на внутренних поверхностях деталей системы охлаждения двигателей и образуется в результате выделения солей кальция и магния при нагреве воды до температуры 70—85 °С. Теплопроводность накипи во много раз ниже теплопроводности металла, поэтому даже минимальный слой накипи значительно ухудшает условия теплообмена, приводит к перегреву деталей двигателя, особенно деталей шатунно-поршневой группы и цилиндров. В результате этого снижается мощность двигателя, повышается расход топливно-смазочных материалов и возрастает интенсивность изнашивания деталей. Удаление накипи — сравнительно сложный и трудоемкий процесс.

Коррозия — гидрат окиси железа образуется в результате химического и электрохимического разрушения поверхностей деталей системы охлаждения двигателя и всех других металлических поверхностей.

Технологические загрязнения на деталях и узлах образуются в процессе ремонта, сборки и обкатки агрегатов. Это остатки притирочных паст, шлифовальных кругов, металлическая стружка и др. Их также необходимо своевременно и тщательно удалять, так как они могут явиться причиной интенсивного изнашивания трущихся поверхностей деталей.

Способы очистки.

Очистка от нагара, накипи осуществляется химическими, механическими, химико-термическими способами. Стальные и чугунные детали от нагара очищаются химическим способом, который основан на использовании щелочных растворов повышенной концентрации. Детали из алюминиевых сплавов обрабатывают в щелочном растворе, не содержащем каустической соды. Более совершенный механический способ удаления нагара косточковой или пластмассовой крошкой, стеклянными шариками или сухим льдом. Поток

сжатого воздуха движется с высокой скоростью, вместе с косточковой крошкой под давлением 0,3–0,6 МПа, с силой ударяется о поверхность детали и разрушает нагар и другие загрязнения.

Внутренние поверхности охлаждающей системы двигателя очищают от накипи щелочными растворами. Карбонаты магния и кальция, содержащиеся в накипи, растворяются в 8-10%-ом растворе соляной кислоты, а силикаты и сульфаты кальция и магния разрыхляются в щелочном растворе. Разрыхленный слой затем смывают водой.

Для предохранения внутренних поверхностей деталей от коррозии в качестве ингибитора в раствор добавляют 3–4 г уротропина на 1 л. Раствора и подогревают до 50–60 °С. Продолжительность промывки в зависимости от толщины слоя накипи может быть в пределах 10–70 мин. После удаления накипи внутренние полости деталей необходимо промыть чистой водой. Очистка внутренних поверхностей радиаторов осуществляется 5%-ным раствором каустической соды, нагретым до 60–80 °С. Раствор соды выдерживают в радиаторе до полного удаления слоя накипи, после чего промывают внутренние полости горячей водой.

Накипь с поверхностей трубок радиаторов удаляют 5%-ным раствором каустической соды в воде и затем промывают их проточной водой. После этого трубки 10 минут обрабатывают 8%-ным раствором соляной кислоты при температуре 50°С. Чтобы не допустить коррозии, в раствор добавляют 4 г уротропина на один литр раствора. Для нейтрализации кислоты окончательно промывают радиатор 20%-ным раствором углекислой соды, а затем горячей водой. Чтобы снять накипь с поверхности деталей из алюминиевых сплавов, применяют растворы молочной и фосфорной кислот.

При очистке ультразвуком у очищаемых поверхностей создается интенсивное колебание раствора за счет ударных волн, возникающих при пропускании через раствор ультразвука. В качестве моющего средства применяют водные растворы Лабомида или МС концентрацией 10–20 г/л при температуре 55–65°С.

Поверхность деталей одновременно с очисткой пассивируется. Под действием ультразвука в растворе образуются области сжатия и разрежения, распространяющиеся по направлению ультразвуковых волн. В зоне разрежения, на границе между поверхностью детали и жидкостью, образуется полость, куда под действием местного давления из пор капилляров выталкивается раствор и загрязнение. Через полпериода колебаний в том же месте образуется область сжатия. В результате происходит гидравлический удар, способный создавать большое мгновенное местное давление. Благодаря большой частоте ультразвуковых колебаний процессы повторяются до 20000 раз в 1 с. Под действием раствора и гидравлических ударов жировая пленка на поверхности детали разрушается, загрязнения превращаются в эмульсию и уносятся вместе с раствором. Достоинствами этого способа очистки являются: высокая скорость очистки, возможность применения различных моющих средств при комнатных и умеренных температурах, возможность очистки детали со сложной конфигурацией, простота механизации и автоматизации процесса. Наиболее целесообразно применять ультразвук для очистки деталей, имеющих сложную конфигурацию (корпусов карбюраторов, бензонасосов), а также электрооборудования, подшипников качения и т. п.

Список использованных источников

1. <http://www.diesellocc.ru>
2. <http://www.autocarta.ru>
3. <http://www.bibliotekar.ru>
4. <http://www.volgauniversal.ru>
5. <http://www.stroj-mash.ru>
6. <http://www.hwr-chemie.ru>
7. <http://www.kvintet-servis.ru>
8. <http://www.nskhim.ru/>
9. <http://www.oils-autochemistry.ru/>