

Академия Наук РТ
Министерство сельского хозяйства и продовольствия РТ
Министерство образования и науки РТ
ФГБОУ ВО «Казанский государственный
аграрный университет»
ФГБОУ ВО «Ижевская государственная
сельскохозяйственная академия»

Динамика механических систем



**Материалы I Международной
научно-практической
конференции, посвященной памяти
профессора А.К. Юлдашева
5-6 апреля 2018 г.
г. Казань**

УДК 631.3

Динамика механических систем: Материалы I Международной научно-практической конференции, посвященной памяти профессора А.К. Юлдашева.

В материалах I Международной научно-практической конференции, посвященной памяти профессора А.К. Юлдашева **«Динамика механических систем»** опубликованы доклады профессорско – преподавательского состава, аспирантов, ведущих ученых, сделанных ими на этой конференции, которая прошла 5 – 6 апреля 2018 года в ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет».

Организационный комитет:

Председатель:

д.э.н., проф., ректор Казанского ГАУ Файзрахманов Д.И.

Заместители председателя:

д.т.н., проф., член корреспондент АН РТ Сахапов Р.Л.,

начальник отдела науки, образования и инновационных технологий МСХиПр РТ Хамидуллин Н.Н.,

начальник отдела научно-технической политики МОиН РТ Гусев С.Н.,

д.т.н., проф., проректор по учебно-воспитательной работе Казанского ГАУ Зиганшин Б.Г.,

д.т.н., проф., декан агроинженерного факультета Ижевской ГСХА Максимов П.Л.

д.т.н., проф., директор Института механизации и технического сервиса Казанского ГАУ Яхин С.М.

Члены оргкомитета:

д.т.н., проф., зав. кафедрой “Тракторы, автомобили и энергетические установки” Казанского ГАУ Хафизов К.А.,

к.т.н., доц. кафедры “Тракторы, автомобили и энергетические установки” Казанского ГАУ Халиуллин Ф.Х.,

к.т.н., доц. кафедры “Тракторы, автомобили и сельскохозяйственные машины” Ижевской ГСХА Вахрамеев Д.А.

к.т.н., доц. кафедры “Тракторы, автомобили и энергетические установки” Казанского ГАУ Синицкий С.А.,

к.т.н., доц. кафедры “Эксплуатация и ремонт машин” Казанского ГАУ Медведев В.М.

© Академия Наук РТ

© Министерство сельского хозяйства и продовольствия РТ

© Министерство образования и науки РТ

© ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»

© ФГБОУ ВО «Ижевская государственная сельскохозяйственная академия»

ISBN 978-5-6040916-0-9

ЮЛДАШЕВ АЛМАЗ КИЯМОВИЧ

Доктор технических наук, профессор, член-корреспондент Академии наук Республики Татарстан, действительный член Российской и Международной академий аграрного образования, заслуженный механизатор Республики Татарстан, заслуженный деятель науки Российской Федерации

Саханов Р.Л. - д.т.н., профессор, член-корреспондент АН РТ

Алмаз Киямович Юлдашев родился в г. Чистополь Татарской АССР в семье учителей в 1926 году. После окончания Казанского авиационного института в 1949 году по специальности "Моторостроение" начал трудовую деятельность конструктором на заводе. С 1953 года связал свою жизнь с преподавательской деятельностью на кафедре "Тракторы и автомобили" Казанского СХИ. В 1955 году Алмаз Киямович поступил в аспирантуру МИМЭСХ, где под руководством академика В.Н. Болтинского успешно защитил кандидатскую диссертацию на тему "Изменение индикаторных характеристик вихрекамерного мотора при неустановившейся нагрузке". С 1962 по 1987 годы А.К.Юлдашев возглавлял кафедру "Тракторы и автомобили" Казанского СХИ. В этот период им были созданы 16 учебных и две научно-исследовательские лаборатории.

А.К.Юлдашев – был ведущим специалистом в области механизации сельского хозяйства и двигателей внутреннего сгорания. Научное направление – работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. Исследовал проблемы повышения производительности и экономичности тракторов и автомобилей путем улучшения динамических характеристик рабочих процессов двигателей и рационального комплектования машинно-тракторных агрегатов.

Разработал теорию, методики по исследованию, оценочные показатели динамических характеристик двигателей, что позволяет с помощью динамической математической модели предсказать поведение индикаторных и эффективных показателей двигателей при любых законах нагружения, для включения в государственные стандарты и технические требования к автотракторным двигателям. Разработал автоматизированную систему проектирования и эксплуатации двигателей с учетом динамических характеристик.

Многие работы по основному направлению выполнены в координации с ведущими НИИ, заводами, высшими учебными заведениями России. Под его руководством издан русско-татарский словарь технических терминов.

А.К.Юлдашев, безусловно, талантливая личность. Умение воплощать свои идеи в жизнь, многолетний опыт создания карьеры - яркое тому подтверждение. Он был человеком, жизненное кредо

которого - стремиться и не останавливаться на достигнутом. Его профессионализм и личные качества вызывают признание и глубокое уважение тех, кто трудился с ним.

Им подготовлена плеяда кандидатов и докторов наук. Все разработки могут быть использованы в приборах экономного вождения автомобилей, могут быть применены для оказания помощи водителю в выборе наиболее экономных режимов работы в процессе эксплуатации автомобилей, а также для обучения водителей приемам экономной езды. Научные достижения А.К.Юлдашева были неоднократно отмечены медалями и дипломами ВДНХ России, Правительственными наградами Республики Татарстан и России.

Мәшһүр галимнәребез – Знаменитые ученые
АЛМАЗ КИЯМОВИЧ ЮЛДАШЕВ И ЕГО ТВОРЧЕСТВО
Зимагулов А.Х. - Заслуженный изобретатель ТССР, д.т.н.,
профессор,
Нуруллин Р.Г. - Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н.,
доцент

Алмаз Кыямович Юлдашев вошел в историю развития науки по механизации сельского хозяйства и автотракторостроения как первый профессор из татар. 26 июля 2016 года прошло 90 лет со дня рождения Заслуженного деятеля науки РФ, Заслуженного механизатора Республики Татарстан, член-корреспондента Академии наук Республики Татарстан, действительного члена Российской и Международной академий аграрного образования, доктора технических наук, профессора Алмаза Кыямовича Юлдашева.

А.К. Юлдашев – автор более 400 научных статей в различных научных изданиях и журналах, 12 монографий и учебников, под его руководством защищено 18 кандидатских и 3 докторских диссертаций.

Almaz Kiyamovich Yuldashev entered the history of the development of science in the mechanization of agriculture and tractor construction as the first professor of the Tatars. July 26, 2016 90 years have passed since the birth of the Honored Worker of Science of the Russian Federation, Honored Mechanizer of the Republic of Tatarstan, Corresponding Member of the Academy of Sciences of the Republic of Tatarstan, a full member of the Russian and International Academies of Agricultural Education, Doctor of Technical Sciences, Professor Almaz Kiyamovich Yuldashev.

A.K. Yuldashev is the author of more than 400 scientific articles in various scientific publications and journals, 12 monographs and textbooks, 18 candidate and 3 doctoral dissertations were defended under his leadership.

Юлдашев Алмаз Киямович родился в городе Чистополь Татарской АССР в семье учителей. Отец, Юлдашев Кыяметдин Исакович, был поэтом, писал стихи на татарском языке, владел многими восточными языками, был репрессирован в 1937 году. Мать окончила медицинское училище; после ареста мужа работала одновременно на двух работах, дети видели ее лишь в перерывах между работами.

После окончания 8 класса средней школы Юлдашев А.К. сдал экстерном экзамены за 9 и 10 классы. В 1943 году он поступил в Казанский авиационный институт, и в 1949 году окончил его по специальности «моторостроение».

С 1949 по 1953 годы работал конструктором, начальником смены, ведущим конструктором завода №708 г. Казани. С 1 сентября 1953 года стал ассистентом кафедры «Тракторы и автомобили» Казанского СХИ, с 1 ноября в соответствии с сентябрьским постановлением ЦК КПСС (1953 г.) направлен в Казанское техническое училище механизации сельского хозяйства, но по совместительству продолжал работать в Казанском СХИ.

С 1955 по 1959 годы Юлдашев А.К. поступил в аспирантуру Московского института механизации и электрификации сельского хозяйства. Под руководством академика ВАСХНИЛ В.Н.Болтинского выполнил диссертацию по теме «Изменение индикаторных показателей вихрекамерного двигателя при неустановившейся нагрузке», в 1961 году успешно защитил её на Ученом совете Ленинградского СХИ и по данной разработке получил приоритетное удостоверение Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР за номером 23144. В дальнейшем вся его научная деятельность велась в русле этого направления.

С 1962 по 1987 годы заведовал кафедрой «Тракторы и автомобили» Казанского СХИ. За это время под его руководством была создана однопрофильная кафедра, укомплектованная квалифицированными кадрами, при кафедре организовано 16 учебных и 2 научно-исследовательских лаборатории. Алмаз Киямович Юлдашев вел активную преподавательскую работу, разработал спецкурсы: «Динамические характеристики дизелей и газодизелей» и «Автоматизированная система проектирования и эксплуатация дизелей с учетом динамических характеристик».

В 1967 году Юлдашев А.К. организовал проведение межзональной методической конференции кафедры «Тракторы и автомобили», в ней приняли участие представители Горьковского, Ижевского, Казанского, Ульяновского, Чувашского сельскохозяйственных институтов, Поволжского лесотехнического института, Цивильского техникума механизации сельского хозяйства и Управления профессионально-

технического образования ТАССР.

С 1970 года эта конференция переросла в систематически проводимые научно-методические конференции кафедр «Тракторы и автомобили» ВУЗов Поволжья и Предуралья. Через каждые два года такие конференции проводились, поочередно, в ВУЗах городов Кирова, Казани, Горького, Перми, Уфы, Ульяновска, Чебоксар, Рязани. В них также принимали участие и политехнические ВУЗы и НИИ Москвы, Ленинграда, Минска, Волгограда, Киева, Ташкента, Челябинска, Свердловска, Хабаровска и других городов.

Формирование единого научно-исследовательского направления под руководством Юлдашева А.К. началось с 1962 года. Анализ существующих работ и имеющийся опыт в этой области позволили сформулировать основные положения научных исследований по теме «Разработка теоретических основ работы скоростных тракторов при неустановившейся нагрузке». К 1965 году был создан комплекс безинерционных приборов, стенов для изучения показателей двигателя в динамических рамках, что позволило провести исследования по изучению вопросов по влиянию неустановившихся режимов на работу топливного насоса и рабочих процессов двигателя. В последующем Юлдашев А.К. занимался внедрением теоретических и экспериментальных работ в производство. Разработка двигателей с улучшенными динамическими характеристиками проводилась в содружестве с заводом КамАЗ и Владимирским тракторным заводом. Рекомендации по улучшению динамических характеристик были учтены при модификации двигателя КАМАЗ-7403.

Выполненные на кафедре под руководством Юлдашева А.К. разработки имеют большое практическое значение и позволяют экономить большие энергетические ресурсы за счет снижения на 15-20 % динамических потерь (экономия энергии может составить для Республики Татарстан около 500 тысяч кВт), достигается экономия дизельного топлива на 20 %.

Обычно при разработке двигателей учитывается лишь стационарный режим работы, регламентируемый Госстандартом. Реально работа двигателя осуществляется в неустановившихся режимах. Это приводит к несогласованной работе систем двигателя и, как следствие, к снижению индикаторных и эффективных показателей, увеличению токсичности и повышенному износу, увеличению расхода топлива. В связи с этим, отечественные двигатели неконкурентоспособны, а затраты энергии в отечественном сельском хозяйстве в 3-4 раза больше, чем при использовании лучших зарубежных технологий.

Юлдашевым А.К. и его учениками разработаны модели динамических характеристик рабочих процессов двигателей в виде

дифференциальных уравнений, которые позволяют проследить поведение двигателя МТА трактора и автомобиля в любых условиях эксплуатации с помощью автоматизированной системы проектирования с учетом динамических характеристик. Юлдашев А.К. координирует эту проблему с 1980 года, эти исследования кафедры были представлены в 1983 году на Всесоюзной конференции «Работа двигателей сельскохозяйственных машин в неустановившихся (динамических) режимах», посвященной 80-летию академика В.Н.Болтинского. Конференция была проведена в Казани.

Всего под руководством Юлдашева А.К. было проведено 8 конференций, в 1989 и 1999 годах конференции были посвящены 40- и 50-летию научного направления. В 2003 году Академией наук Республики Татарстан запланирована научная конференция «Использование динамических характеристик рабочих процессов двигателей при проектировании, эксплуатации, диагностике и ремонте».

Кроме научной работы Юлдашев А.К. принимает активное участие в учебно-методической работе «Получение высшего технического образования на двух государственных языках Республики Татарстан», введение технического обучения на двух государственных языках, несомненно, повысит качество подготовки инженеров-механиков. Это концепция была продемонстрирована и доказана при экспериментальном введении такого обучения: средняя успеваемость студентов повысилась на 10 %. В этом направлении Юлдашевым А.К. опубликовано 270 научно-методических трудов, в том числе монографии «Работа тракторного двигателя при установившейся нагрузке», «Тракторы и автомобили» на русском и татарском языках; многочисленные учебники, а также русско-татарский технический словарь.

Алмаз Киямович очень любил жизнь и восторгался природой. Ежегодно он с друзьями отправлялся в походы на Байкал, сплавлился по рекам Урала и Татарстана, очень любил волейбол. Непременные шутки переполняли его речь, он был искренен в разговорах, мог напрямую высказать свой взгляд на ту или иную проблему.

5 января 2010 года Юлдашева А.К. не стало, однако его вклад в науку и образование бесценен, и светлая память о нём не угаснет.

ВОСПОМИНАНИЕ ПРОФЕССОРА МУДРОВА А.Г. ОБ АЛМАЗЕ КИЯМОВИЧЕ ЮЛДАШЕВЕ

Я начал работать в сельскохозяйственном институте с июня 1971 г. ассистентом кафедры сельскохозяйственные машины, заведующим

которой был Зинченко М.Л. В составе кафедры работали в то время доценты Гайнанов Х.С., Галяутдинов Р.Г., Сафиуллин Н.А. и др.

Здесь подготовил и защитил кандидатскую диссертацию «Динамика скоростного режущего аппарата», с использованием приводного механизма Беннетта.

Затем перешел на кафедру детали машин и графика, заведующим которой с 1961 г. работал профессор Шитиков Б.В (1905-1982 гг).

Борис Владимирович по праву считается основателем Казанской школы механиков. Под его руководством защитили кандидатские диссертации 13 соискателей в различных направлениях теории механизмов и машин и одну докторскую диссертацию.

Его ученики являлись ведущими преподавателями в технических вузах Казани: КАИ, КХТИ, СХИ, КамПИ.

Особенно хотелось бы отметить его прекрасные человеческие качества. Это глубокое уважение к людям и, особенно к своим ученикам, поразительная скромность, бескорыстие, нетерпимость к несправедливости, честность и порядочность. Он был для нас примером во всем, я лично от него многому научился, благодарная память о Борисе Владимировиче навсегда останется в наших сердцах.

Одним из основных направлений исследования школы Шитикова Б.В. являются пространственные механизмы с вращательными шарнирами, которое продолжил и фундаментально расширил его аспирант, затем кандидат технических наук и доктор технических наук Петр Григорьевич Мудров (1936-1997 гг).

После защиты докторской диссертации в 1979 г. по его инициативе была образована кафедра теории механизмов и машин (ТММ), заведующим которой он и работал. Под его руководством по данной тематике защищено 9 кандидатских и одна докторская диссертации.

В процессе работы и исследований сотрудники кафедры ТММ тесно контактировали и дружили с коллегами кафедры «Тракторы и автомобили», заведующим которой с 1962 г. был Алмаз Киямович Юлдашев (1926-2010 гг).

Исследования, проводимые Юлдашевым А.К. и его учениками, являются развитием научного направления, созданного В.Н. Болтинским «Работа автотракторных двигателей при неустановившейся нагрузке».

Алмаз Киямович имеет свою научную школу по направлению – работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке, исследование проблемы повышения производительности и экономичности тракторов и автомобилей путем улучшения динамических характеристик рабочих процессов двигателей и рационального комплектования машинно-тракторных агрегатов.

Послужной список его достаточно богатый и внушительный: профессор (1987) и завкафедрой «Тракторы и автомобили», доктор

технических наук (1988), член-корреспондент АН РТ (1998), действительный член Российской и Международной академий аграрного образования (1995), Заслуженный механизатор Республики Татарстан, Заслуженный деятель науки РФ, председатель Научного совета АН РТ по механизации сельского хозяйства.

Являлся председателем ученого совета по защите кандидатских и докторских диссертаций Казанской государственной сельскохозяйственной академии по специальности "Механизация сельскохозяйственного производства", членом докторского диссертационного совета при Волгоградском политехническом университете.

Он имеет двести шестьдесят печатных работ, в том числе учебник "Тракторы и автомобили" на татарском и русском языках, две научные монографии, "Русско-татарский словарь терминов" объемом 34000 слов.

Имея большой опыт исследования двигателей при неустановившейся нагрузке, т.е. при неравномерной скорости вращающихся элементов системы, Алмаз Киямович увидел возможность использования своих результатов исследований в моей диссертационной работе, и с удовольствием согласился быть консультантом.

Советы его по моей теме были не навязчивые, отеческие и доброжелательные. Он, прежде всего, задавал вопрос, какие затруднения встретились в изложении той или иной части диссертации, просил изложить варианты ее решения доказательно и достоверно. После этого он предлагал свое видение, отмечал положительные и отрицательные стороны моих рассуждений. В результате такого подхода к проблемному вопросу находилось такое решение, которое удовлетворяло и соответствовало требованиям ВАК.

В качестве примера приведу примененные нами приемы уравнивания пространственных перемешивающих устройств, смесителей и галтователей, у которых от неравномерного вращения ведомого кривошипа возникал негативный момент на раму и фундамент, сведений об уравнивании таких устройств в литературе описано не было.

Разработано и применено пять способов: создание равного, но противоположно направленного момента, действующего от неравномерного вращения ведомого кривошипа в двух вариантах: маховиком, закрепленным на валу шестерни и находящейся в зацеплении с другой шестерней, закрепленной на валу ведомого кривошипа; зеркально соединенным вторым смесителем, у которого ведомый кривошип вращается противоположно ведомому кривошипу первого смесителя, противоположно направленные моменты в сумме

равны нулю и на раму не действуют; устранением ведомого кривошипа и введением вместо него упругих элементов; размещением емкости ближе к оголовку ведущего кривошипа и двух полудисков на его валу; симметрично расположенными грузами, емкостями в смесителях.

Алмаз Киямович предложил создать модель перемешивания компонентов в смесителе, у которого емкость совершает сложное неравномерное пространственное движение, что нами и сделано.

Принимать его советы было приятно, полезно, убедительно, обоснованно и целесообразно.

Диссертация была успешно защищена в 1999 г. по двум специальностям: 05.20.01-Механизация сельскохозяйственного производства и 05.02.18 – Теория механизмов и машин.

Хочу напомнить, что он был также научным консультантом у Зимагулова Анаса Хафизовича по диссертации «Комплексное снижение динамических нагрузок в рабочих процессах машино - тракторных агрегатов», специальность 05.20.01 -Технологии и средства механизации сельского хозяйства. Диссертация была успешно защищена 28 ноября 2003 в диссовете ДМ 220.025.02 Казанской государственной сельскохозяйственной академии.

Благодарственная память об Алмазе Киямовиче всегда будет восприниматься с большим уважением и любовью.

ВОСПОМИНАНИЕ ДОЦЕНТА ВАХРАМЕЕВА Д.А. ОБ АЛМАЗЕ КИЯМОВИЧЕ ЮЛДАШЕВЕ

Первая встреча с Алмазом Киямовичем у меня произошла на конференции в Чебоксарах. Владимир Иванович Медведев, в то время заведующий кафедры «Тракторы и автомобили» Чувашской ГСХА, решил возразить региональную конференцию наших кафедр. Будучи аспирантом первого года обучения я формировал основные направления научной работы и в целом диссертации.

Направление динамики двигателя мне пришлось по душе, и, в том числе, у нас на кафедре было необходимое оборудование. При анализе литературных источников я наткнулся на монографию Алмаза Киямовича 1980 года выпуска «Динамика рабочих процессов двигателя машино - тракторного агрегата», и эта книга стала для меня настольной. Достаточно большую информацию я взял из этой книги и вышел с ней на доклад. Я боялся, что меня осудят, потребуют ссылок. А Алмаз Киямович представлялся мне высоким, крупным человеком с громовым голосом.

Мое выступление прошло успешно, а когда формат с изображением отдельных динамических процессов двигателя слегка свернулся при

выступлении, то его поддержал невысокий пожилой человек и в таком положении он простоял во время всего доклада. Уже потом мне объяснили кто это был.

Алмаз Киямович в моей судьбе сыграл огромную роль. Можно сказать, что именно он был руководителем моей диссертации, абсолютно бескорыстно. Да, необходимо отметить, что Алмаз Киямович был достаточно жестким и твердым человеком, но он работал и требовал выполнения своих обязанностей от других. С ним было легко, когда все что требуется, выполняешь, и выполняешь вовремя. Хорошие идеи всегда находили поддержку, и их реализация проходила успешно.



Рисунок 1 – Конференция кафедр «Тракторы и автомобили»
г. Нижний Новгород

После защиты диссертации я много раз встречался с Алмазом Киямовичем в разных городах страны, приглашал к нам в Ижевск, многие по-доброму вспоминают региональные конференции кафедр «Тракторы и автомобили». Мы много беседовали на различные темы, Алмаз Киямович имел хорошее чувство юмора, а более всего, хочется отметить его гостеприимство.

Очень жаль, что этого человека нет с нами, но в памяти он живет и будет жить вечно.

АДАПТИВНЫЕ ОПОРЫ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ

Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com,

Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: в данной статье рассмотрены конструкции наиболее распространенных типов адаптивных опор силовых агрегатов и предложены альтернативные конструкции.

Ключевые слова: опора силового агрегата, виброзащита.

ADAPTIVE SUPPORTS OF POWER UNITS

Egorov N.M. - graduate student; e-mail: egnicholas333@gmail.com,

Khaliullin F.H. - Ph.D., Associate Professor; e-mail: nzrg555@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: In this paper, we consider the designs of the most common types of adaptive powertrain supports and suggest alternative designs.

Key words: *power unit bearing, vibration protection.*

Реальные условия эксплуатации энергетических установок подразумевают постоянно меняющиеся внешние и внутренние силовые факторы, которые являются источниками вибрации [2, 3]. Для минимизации их последствий требуется создание опор с переменными характеристиками, так называемые адаптивные опоры. Учет влияния всех силовых факторов при составлении математических моделей работы энергетических установок [4, 5] позволяет повысить их адекватность.

Все чаще адаптивные опоры силового агрегата встречаются в серийном производстве. 7-8 лет назад такие опоры можно было встретить в конструкциях подвесок силовых агрегатов только премиальных автомобилей. В последние годы различные конструкции адаптивных опор начали встречаться в более доступных автомобилях. Конструкции их очень похожи между собой. Чаще всего такие опоры представляют собой корпус с массивной резиновой подушкой внутри которого в закрытой полости имеются две гидравлические камеры сообщающиеся между собой через калиброванные каналы или отверстия. Отличительной особенностью является способ управления характеристикой такой опорой. По способу регулирования их можно разделить на электромагнитную, вакуумную (рисунок 1) и магнитореологическую (рисунок 3) опоры силового агрегата. В электромагнитной и вакуумной опорах как правило имеется два режима работы. Первая, при которой жидкость в двух камерах перетекает через

калиброванные каналы и отверстия. При этом обеспечивается «жесткая» работа опоры (рисунок 2 Б). Вторая, при которой за счет вакуума или электромагнита открывается дополнительный канал между двумя гидравлическими камерами. В этом случае характеристика опоры становится более «мягкой» (рисунок 2 А). Магнитореологические опоры позволяют добиться более широкого регулирования характеристик. В них также имеются две гидравлические камеры соединенные каналами.

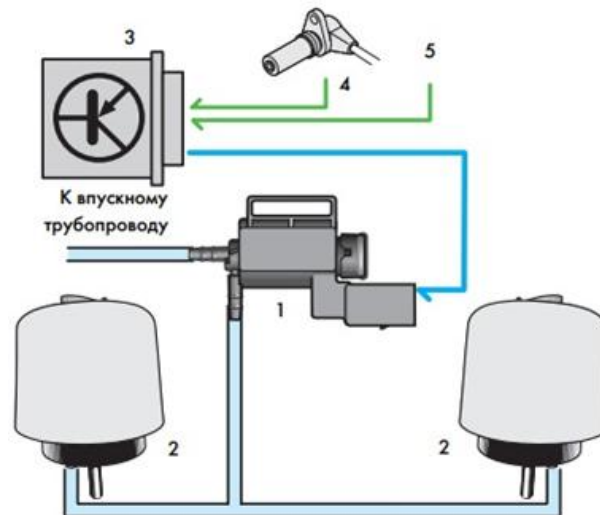


Рисунок 1 - Схема системы управления подвеской двигателя (вакуумные опоры)

1-электромагнитный клапан управления, 2-опоры силового агрегата, 3-юлок управления двигателем, 4-датчик частоты вращения коленчатого вала, 5-скорость автомобиля

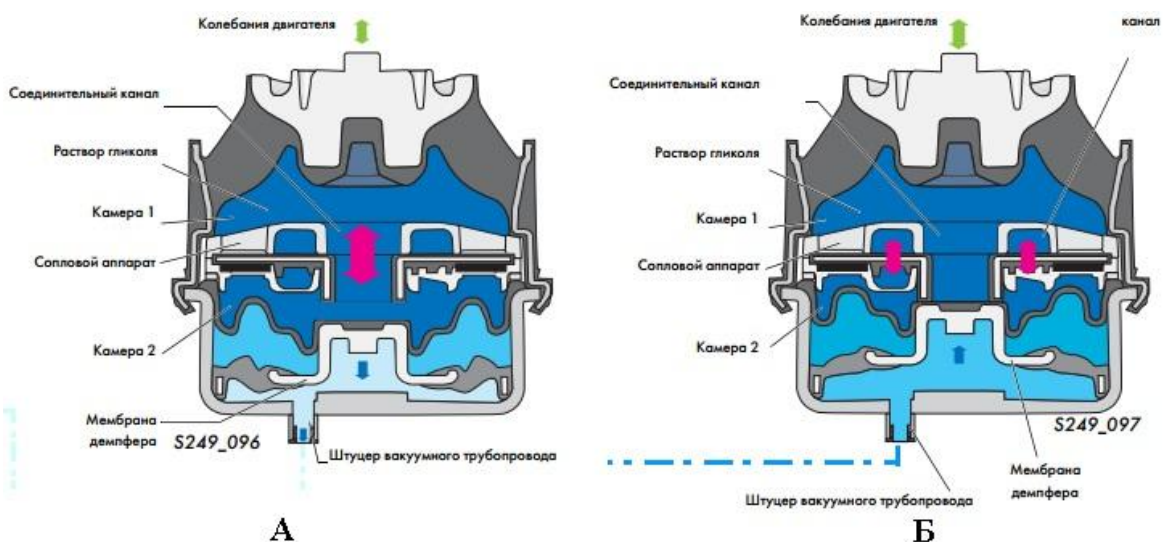


Рисунок 2 - Вакуумная опора силового агрегата

А - под мембраной создано разрежение (открыт дополнительный канал)

Б - под мембраной атмосферное давление (дополнительный канал закрыт)

Эти каналы проходят через обмотками катушек. Изменение магнитного поля приводит к изменению вязкости рабочей жидкости. Так при различных режимах работы двигателя и автомобиля в целом по показаниям датчиков обеспечивается необходимая жесткость каждой опоры в отдельности при различных боковых, продольных и вертикальных нагрузках. В переходные процессы обеспечивается более «мягкая» работа, уменьшающая передачу вибрации на кузов возникающую при запуске двигателя, при резком старте и торможении, переключении передач и т.д. Все это в конечном счете позволяет увеличить комфорт. Однако и стоимость опоры с магнитореологической жидкостью выше.

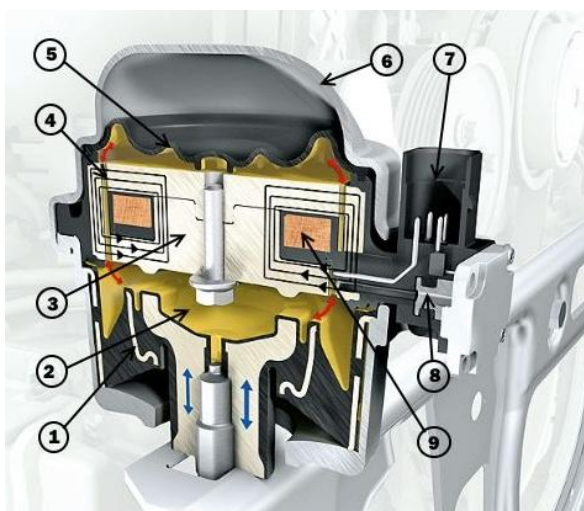


Рисунок 3 - Магнитореологическая опора силового агрегата

1-резинометаллическая подушка, 2-камера с магнитореологической жидкостью, 3-постоянный магнит, 4-перепускной клапан, 5-диафрагма, 6-корпус, 7-электрический разъем, 8-датчик давления жидкости, 9-катушка

В рамках проведения исследований в области вибронгруженности МТС были предложены конструкции виброизолирующих опор силового агрегата в том числе нетрадиционной конструкции. Опора силового агрегата с регулируемой характеристикой (рисунок 4а и 4б) [1] работает следующим образом. Опора силового агрегата закреплена к раме или кузову МТС, на ее площадку через упорный подшипник 1 устанавливается двигатель. Величина и изменение вибрации создаваемого силовым агрегатом отслеживается датчиками (не изображены), сигналы которых поступают в блок управления и в соответствии с заданной программой подает управляющий сигнал на шаговый электродвигатель 10. Двигатель 10 через шлицевое соединение 9 приводит во вращательное движение ось 2. Гайки 4 в зависимости от

требуемого режима работы сдвигаются к центру, либо от центра. При перемещении гаек 4 к центру толкатели 5 двигают упорные втулки 7 по стержням 6 в сторону стенок опоры, уменьшая тем самым длину плеча L . Длина плеча L характеризует момент упругости опоры. Тем самым опора становится более «жесткой». Перемещение гаек 4 от центра приводит увеличению длины плеча L , тем самым опора становится более «мягкой». Возможность непрерывного регулирования непосредственно во время работы обеспечивает шлицевое соединение 9 с зазором h , который больше максимально возможного хода (колебания) силового агрегата.

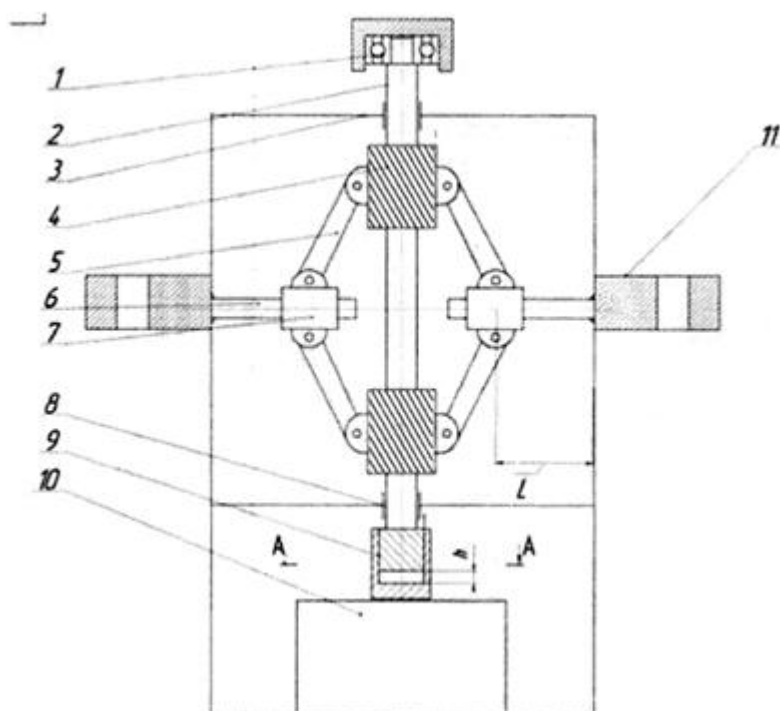


Рисунок 4а - Опора силового агрегата с регулируемой характеристикой
 1 - площадка с упорным подшипником, 2 - ось, 3 - корпус, 4 - силовая гайка, 5 - толкатель, 6 - упорный стержень, 7 - втулка, 8 - подшипник скольжения, 9 - шлицевое соединение, 10 - шаговый двигатель, 11 - кронштейн с отверстием

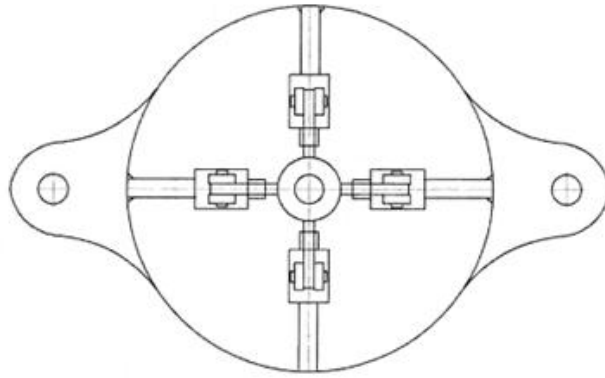


Рисунок 4б - Опора силового агрегата с регулируемой характеристикой (вид сверху)

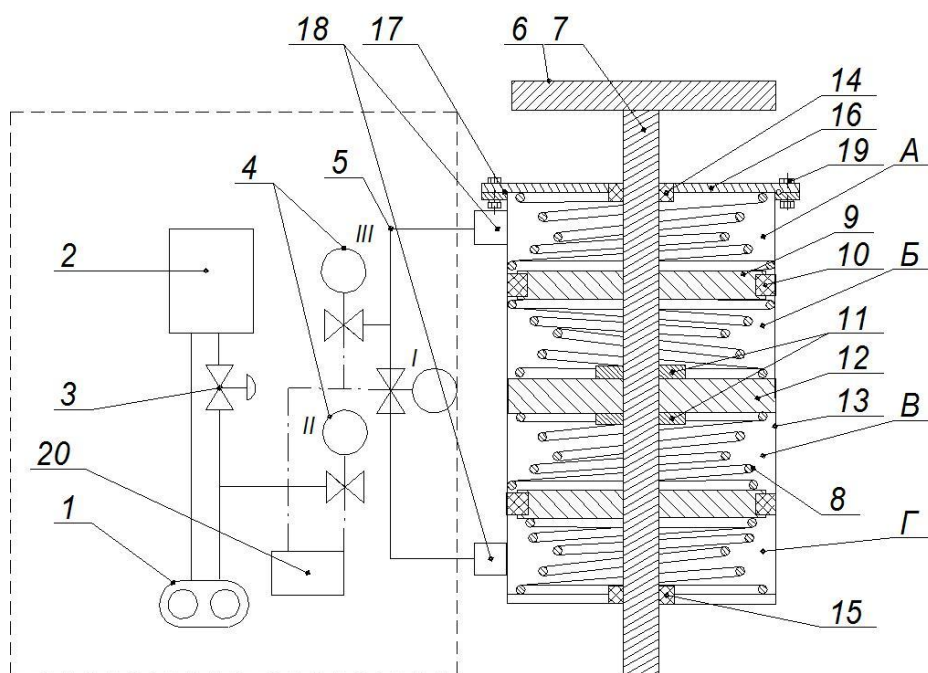


Рисунок 5 - Гидравлическая опора силового агрегата с адаптивными характеристиками

1-насос для подачи рабочей жидкости, 2-резервуар с рабочей жидкостью, 3-редукционный клапан, 4-соленоидные клапаны, 5-трубопровод, 6-опорная площадка, 7-шток, 8-пружина, 9-поршень, 10-уплотнитель, 11-контргайки, 12-поршень, 13-корпус, 14,15-уплотнитель, 16-крышка, 17-уплотнительное кольцо, 18-штуцер, 19-крепление, 20-блок управления клапанами

Также предложена конструкция гидравлической опоры силового агрегата с регулируемыми характеристиками (рисунок 5). Опора работает следующим образом. Силовой агрегат (не изображен) закреплен на опорную площадку 6. При работе силового агрегата возникают колебания, которые через опорную площадку 6 и шток 7

передаются на поршень 12. Далее, за счет сжатия пружин и протекания рабочей жидкости между рабочими полостями происходит процесс демпфирования. Режим работы гидравлической опоры выбирается блоком управления исходя из данных полученных от датчиков перемещения и ускорения (не изображены) фиксирующих движение силового агрегата.

Регулирование характеристик происходит следующим образом. У данной опоры имеется три основных режима работы. Первый заключается в работе всех четырех пружин, в этом случае в полостях А и Г нет рабочей жидкости. Второй режим более «плавающий», клапан I открыт, а клапана II и III закрыты, в этом случае рабочая жидкость заключенная в полости А-Г перетекает из одной в другую создавая сопротивление движению оси. Третий режим, при котором клапан I закрыт, а в полости А-Г нагнетена рабочая жидкость, и соответственно пружины заключенные в эти полости не участвуют в процессе демпфирования. В данном случае работает только пружины в полостях Б-В. Процесс открытия - закрытия клапанов контролирует блок управления клапанов.

Литература

1. Патент РФ № 2631131F16F15/06, опубл. 19.09.17 Халиуллин Ф.Х., Егоров Н.М., Халиуллин А.Ф., Ахметзянов И.Р. Опора силового агрегата с регулируемой характеристикой. - Бюл. №26.

2. Егоров, Н.М. Снижение вибрации и шума механических транспортных средств / Н.М. Егоров, Ф.Х. Халиуллин // Сельский механизатор. - 2017. - № 6. - С. 46-47.

3. Халиуллин, Ф.Х. Оценка кинематических параметров МТА (машинно-тракторный агрегат) с учетом эксплуатационных условий / Ф.Х. Халиуллин, И.М. Гайнетдинов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2011. - Т. 6. - № 4 (22). - С. 105-107.

4. Халиуллин, Ф.Х. Учет условий эксплуатации автотранспортных средств при определении нормативов технической эксплуатации / Ф.Х. Халиуллин, И.Г. Галиев // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2011. - Т.6. - №2 (20). - С. 106-108.

5. Халиуллин, Ф.Х. Математическая модель определения эксплуатационных показателей энергетических установок мобильных машин в неустановившихся режимах работы / Ф.Х. Халиуллин, В.М. Медведев, Р.Р. Шириязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2015. - Т. 10. - № 1. - С. 71-74.

© Егоров Н.М., Халиуллин Ф.Х., 2018

УДК 504.06:534:83

ОБЗОР ОПОР СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ

Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com

*Казанский государственный аграрный университет, г.Казань, Россия,
Патока В.Г.*

ПАО КамАЗ, г. Набережные Челны, Россия

Пилатов А.Ю. – ассистент; e-mail: pilligrimm@yandex.ru

*Белорусский национальный технический университет, г.Минск,
Беларусь*

Аннотация: В данной статье проведен краткий обзор наиболее распространенных в машиностроении опор силовых агрегатов.

Ключевые слова: опора силового агрегата, виброизоляция.

OVERVIEW SUPPORT OF POWERTRAINS

Egorov N.M.- graduate student; e-mail: egnicholas333@gmail.com

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia,

Pilatov A. Yu. – Assistant; e-mail: pilligrimm@yandex.ru

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Abstract: In this article, a brief overview of the most common in the machine building powertrain supports.

Key words: power unit support, vibration isolation.

На сегодняшний день существует огромное количество конструкций виброизолирующих опор различного исполнения. Виброизолирующие опоры в зависимости от конструктивного исполнения и материалов могут быть резиновыми, резино-металлическими, цельнометаллическими, пружинными, канатными, гидравлическими, пневматическими и комбинированными [1]. Также в качестве виброизолирующих устройств могут использоваться ограничители колебаний, которые препятствуют перемещению изолируемого объекта при воздействии максимальных нагрузок, средства виброизоляции неопорных связей, демпферы снижающие колебания в диапазоне резонансных частот [2].

Наиболее простыми и надежными по конструкции являются резинометаллические виброопоры схожие с виброизоляторами типа АКСС, что привело к их большому распространению (рисунок 1). Как правило такие опоры состоят из трех основных частей: металлическая основы, упругая часть и деталь крепления. Металлическая основа служит для крепления опоры к раме автомобиля. Упругий элемент выполненный из резины воспринимает статическую нагрузку создаваемую силовым агрегатом и деформируется на некоторую

величину. Крепежная деталь служит для установки силового агрегата и обычно представляет собой шпильку с основанием у упругого элемента или отверстиес резьбой. Основание опоры и крепежная деталь соединены с резиной методом вулканизации. Такие опоры чаще всего используются в крупной технике с тяжелыми силовыми агрегатами, где имеет место быть большая статическая нагрузка на опоры. В связи с этим опоры такой конструкции имеют большую жесткость и как следствие низкую виброизолирующую способность. Для работы в менее нагруженных условиях, в частности на легковых автомобилях используются резинометаллические виброопоры более сложного исполнения (рисунок 2). Наличие в упругих элементах сквозных пустот делает работу таких опор эффективнее в более широких диапазонах частот по сравнению с опорами которые описаны выше. Конструкция данных опор предполагает уменьшение вертикальных и опрокидывающих составляющих вибрации двигателя. Из недочетов можно отметить то, что наиболее нагруженные и подвижные части упругого элемента опоры подвержены отслоению от металлического основания и возникновению надрывов. Вдобавок, после длительной эксплуатации возможно появление «проседания» из-за старения резины и появления микротрещин, мешающая эффективной работе опоры, а также приводит к появлению глухих стуков при движении автомобиля по неровностям.

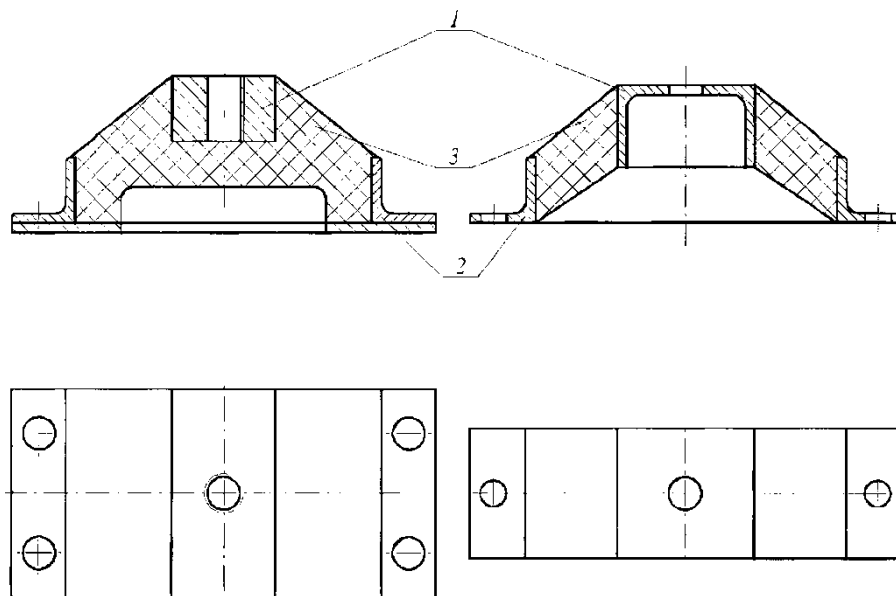


Рисунок 1 – Виброизолятор типа АКСС

В настоящее время уже нет необходимости доказывать, что традиционные (резинометаллические) опоры достигли предела своих возможностей. Это послужило причиной к разработке гидравлических

опор двигателя (гидроопор), которые обладают принципиальными преимуществами по сравнению с опорами обычного типа. Они обеспечивают уровни демпфирования в 3-5 раз больше, чем те, которые достижимы на практике при помощи чистых эластомеров. Упомянутые опоры обладают сильным уровнем демпфирования без ухудшения характеристик в области высоких частот, а в некоторых случаях достигаемая жесткость даже ниже значений, которые могут быть получены при помощи резинометаллических опор с самыми малыми углами потерь [3].

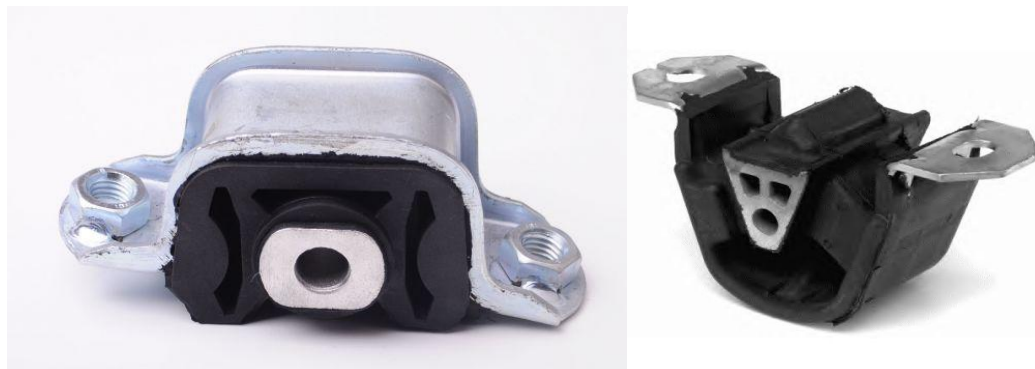


Рисунок 2 – Резинометаллические виброопоры

Первое место по патентованию и производству гидроопор принадлежит немецким разработчикам, которые снеугасающим рвение продолжают создавать новые конструкции гидроопор с улучшенными рабочими характеристиками.

Особенностью гидроопор является то, что их конструкция сочетает в себе упругий элемент и гидравлическую часть. Упругий элемент чаще всего представляет собой массивную резиновую обечайку различной формы, а гидравлическая, систему полостей сообщающиеся специальными каналами отличающихся по конструкции и сечению. Характерные патентные разработки представлены на рисунке 3 (а, б).

Гидравлическая виброизолирующая опора силового агрегата содержит заполненные демпфирующей жидкостью рабочую 15 и компенсационную 16 камеры, ограниченные опорной платой 11, эластичной обечайкой 14 и эластичной мембраной 3 со сферической частью 5, содержащей, по крайней мере, три дроссельных отверстия 4, внутренняя поверхность которых выполнена с повышенной шероховатостью поверхности. Пустота 7 заполнена газом. Эластичная обечайка 14 выполнена в виде тела вращения, внутренняя и внешняя поверхности которого образованы коническими поверхностями. Эластичная мембрана 3 выполнена в виде симметричной относительно вертикальной оси резинокордной обечайки одинаковой толщины, образованной сочетанием конической и сферических участков

поверхностей. Корпус опоры выполнен в виде связанных между собой нижней цилиндрической части 1 и верхней конической части 13, на которую упирается эластичная обечайка 14. В нижней части корпуса 1 размещена эластичная мембрана 6 со сферической частью, которая отделяет корпус от демпфирующей жидкостью компенсационной камеры 16. В днище корпуса 1 размещен крепежный элемент 9 и упругий элемент 10 сферической формы из эластомера, жесткость которого равна жесткости эластичной мембраны 6. Опорная плата 11 содержит в верхней части крепежный элемент 2, а в нижней - стержень 12 со сферической головкой 8 на конце, взаимодействующей со сферической частью 5 эластичной мембраны 3 [4]. Недостатком данной конструкции является то, что в конструкции гидроопоры отсутствуют дополнительные отверстия и каналы, позволяющих уменьшить последствия ударных воздействий сопровождаемых резким повышением давления в камерах. В связи с этим не является возможным обеспечение линейности рабочей характеристики гидроопоры.

Гидроопора разработанная фирмой «ММ Боге» отличается тем, что посадочные поверхности опоры располагаются под некоторым углом друг к другу, за счет чего опора устанавливается ближе к центру масс силового агрегата, что сопровождается более эффективным использованием рабочих характеристик данной гидроопоры. Гидроопора включает в себя корпус 1, резиновую оболочку 2 с наклонной верхней поверхностью к которой прикреплена опорная площадка 3, и нижней мембраны 4, объем между которыми образует рабочую 5 и компенсационную 6 полости, разделенные резиновой перегородкой 7. Полости заполнены жидкостью. Перегородка, кроме кольцевого углубления, имеющей выходы в полости 8, содержит дополнительное отверстие, закрытое язычком 9. При перепадах давления в полостях язычок 9 открывает отверстие для протекания рабочей жидкости из одной рабочей камеры в другую. Описанная гидроопора имеет хорошие шумопоглощающие свойства, так как рабочая жидкость практически не имеет по всей внутренней поверхности контакта с металлическими частями [4]. Недостатком данной конструкции является небольшой ресурс, связанный с тем, что концевые элементы язычка выполнены из резины, и при интенсивном перепуске жидкости из одной полости в другую подвержен разрушению вследствие имеющих место быть микрогидроударов.

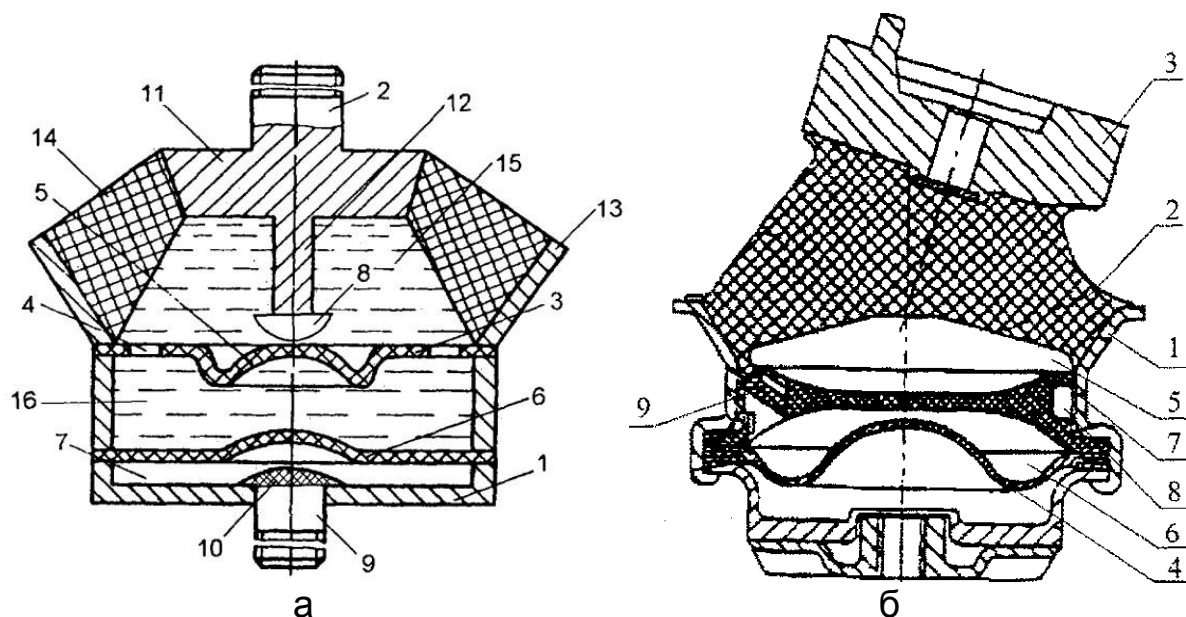


Рисунок 3-Гидроопоры силового агрегата

Литература

1. Васильев, А.В. О повышении вибропрочностной надежности и виброизоляции автомобильных двигателей внутреннего сгорания / А.В. Васильев, И.В. Сорока // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2005. - № S2. - С. 146-148.

2. Васильев, А.В., Особенности снижения вибрации машин при их проектировании и эксплуатации / А.В. Васильев // Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства: материалы IV международной научно-технической конференции. – Тольятти. - 2015.

3. West, J.P. Hydraulically - damped engine-mounting / West J.P. // Automotive Engineer. – 1987. - V.12. - №1. - P. 17-19.

4. Патент на изобретение РФ №2312259 – Гидравлическая виброизолирующая опора силового агрегата, F16F13/00, F16F9/08, опубл10.12.2007, Кочетов О.С., Кочетова М.О., Кочетов С.С., Зубова И.Ю., Синев А.В. - Бюл. №43.

© Егоров Н.М., Пилатов А.Ю., 2018

УДК 620.178.53

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОПОРЫ В СОСТАВЕ ПОДВЕСКИ СИЛОВОГО АГРЕГАТА

Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com,

Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г.Казань,
Россия

Аннотация: В данной статье представлен стенд для испытания опор силового агрегата в условиях приближенным к реальным, описана схема, принцип работы и возможности стенда.

Ключевые слова: опора силового агрегата, вибростенд.

STAND FOR TEST OF SUPPORT IN THE COMPOSITION OF SUSPENSION OF POWER UNIT

Egorov N.M. - graduate student; e-mail: egnicholas333@gmail.com,

Khaliullin F.H. - Ph.D., Associate Professor; e-mail:

nzrg555@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: This article presents a stand for testing the power unit supports in conditions close to real, described the scheme, the principle of operation and the capabilities of the stand.

Key words: power unit bearing, vibratory stand.

Традиционно, при конструировании и проверке демпфирующих и амортизирующих устройств силовых агрегатов механических транспортных средств (МТС) используют методику испытания на вибростендах. Однако, упомянутый метод не всегда является наиболее показательным, так как реальные условия работы подвески силового агрегата отличаются от тех, которые можно имитировать на вибростенде [2, 3]. Проведение испытаний в условиях наиболее приближенных к условиям работы подвески силового агрегата в составе МТС позволяют получить более правдивую картину работы устройства. В связи с этим разработана конструкция стенда для проведения динамических испытаний опор силового агрегата в основе которого лежит двигатель внутреннего сгорания и электротормоз.

Стенд для испытания опоры силового агрегата схема которого изображена на рисунке состоит из электротормоза 1 с обмоткой возбуждения 3, двигателя внутреннего сгорания 2, устройство регулирования подачи топлива 4, датчика 5 частоты вращения коленчатого вала, датчик 6 расхода топлива двигателя внутреннего сгорания, датчик вибрации 7 (акселерометр), адаптивная опора силового агрегата 8, датчика 9 момента сопротивления двигателя, датчика массового расхода воздуха 10, датчика линейных перемещений 11, аналого-цифрового преобразователя 12, блока расшифровки результатов 13, записывающее устройство 14, панели управления 16, имитатора типовых нагрузок 15.

Стенд работает следующим образом. После запуска двигателя внутреннего сгорания 2 через карданную передачу крутящий момент

передается на ротор электротормоза 1. После достижения двигателем внутреннего сгорания 2 установленного режима оператор через панель управления 16 посредством имитатора типовых нагрузок 15 меняется тормозной момент электротормоза 1, в результате чего меняется момент сопротивления на коленчатом валу двигателя 2. Также через панель управления 16 можно управлять устройством регулирования подачи топлива 4. Воздействуя на данные органы управления возникают переходные процессы, которые сопровождаются изменением таких параметров как массовый расход воздуха, расход топлива, частота вращения коленчатого вала, момент сопротивления, которые фиксируются соответствующими датчиками 5, 6, 9, 10. Все эти переходные процессы сопровождаются изменением уровня вибрации создаваемого двигателем 2, которые должны подавляться адаптивной опорой силового агрегата 8. Данные изменения отслеживаются датчиком линейного перемещения 11 и акселерометром 7. Показаниях со всех датчиков поступают в аналого-цифровой преобразователь 12, которые преобразовывает полученные сигналы в аналоговый вид.

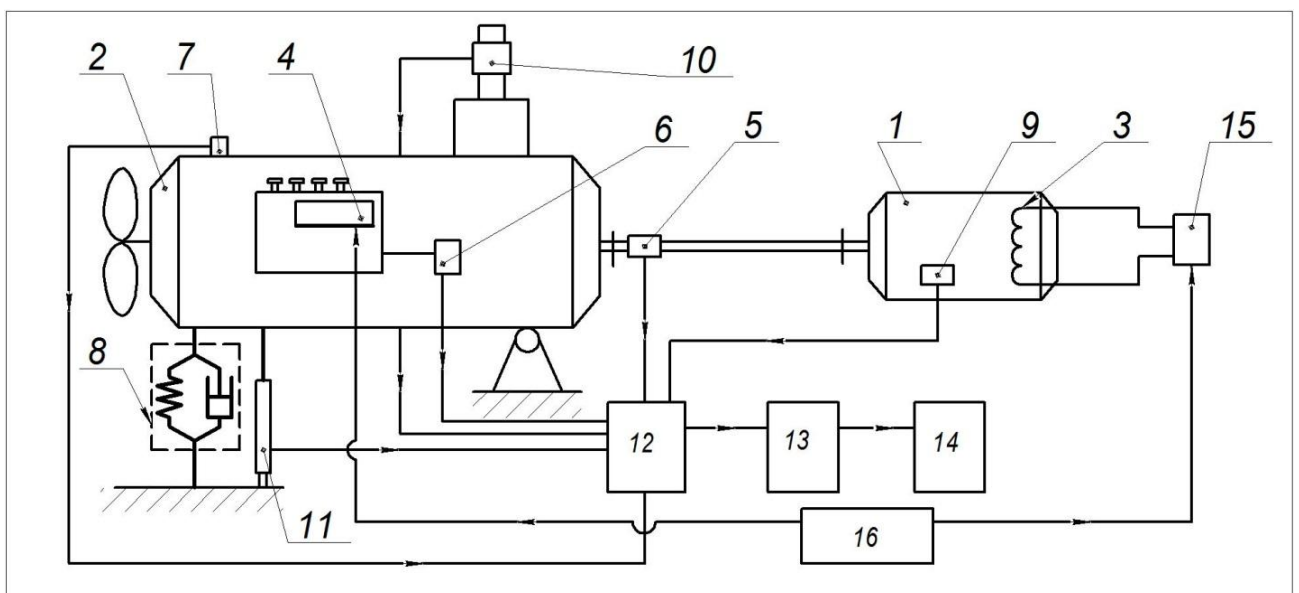


Рисунок 1 - Схема стенда для исследования опоры в составе подвески силового агрегата

Далее сигналы поступают в блок расшифровки результатов 13, который используются для преобразования аналоговых сигналов от АЦП 12 в физические величины параметров работы двигателя внутреннего сгорания 2 с последующим сохранением в записывающем устройстве 14. По полученным данным строятся графики зависимостей тех или иных параметров, по которым отслеживаются возможные резонансные пики, при которых наблюдается увеличение

виброперемещения двигателя 2, а также то, какое влияние он оказывает на расход топлива и крутящий момент на коленчатом валу.

Необходимо отметить, что данный стенд имеет возможность моделировать основные неисправности двигателя внутреннего сгорания. При необходимости имитации таких неисправностей, как засорение воздушного фильтра, оператором устанавливается положение заслонки, который регулируют поступление воздуха во впускной коллектор. Техническое состояние ЦПГ моделируется при помощи устройства [1], установленной на головке блока цилиндров двигателя.

Таким образом стенд позволяет воспроизводить режимы работы двигателя близкие к реальным и проводить проверку опоры силового агрегата на различных частотах работы двигателя, оценивать эффективность ее работы на переходных режимах, при работе под нагрузкой, а также в условиях имитации различных неисправностей двигателя, что экономит время и деньги необходимые для полномасштабных натурных испытаний[4, 5]. Также на стенде возможно производить настройку алгоритма изменения жесткости и степени демпфирования адаптивной опоры силового агрегата для ее более корректной работы в зависимости от изменяющихся режимов работы силового агрегата.

Литература

1. Ахметзянов, И.Р. Имитация износа цилиндро-поршневой группы ДВС / И.Р. Ахметзянов, Ф.Х. Халиуллин // Научное сопровождение агропромышленного комплекса: теория, практика, перспективы: материалы международной научно - практической конференции посвященной 65-летию образования Института механизации и технического сервиса. - Казань: Издательство Казанского ГАУ. - 2015 – С.52-56

2. Егоров Н.М., Халиуллин Ф.Х. Снижение вибрации и шума механических транспортных средств / Н.М. Егоров, Ф.Х. Халиуллин // Сельский механизатор. - 2017. - № 6. - С. 46-47.

3. Халиуллин Ф.Х., Гайнетдинов И.М. Оценка кинематических параметров МТА (машинно-тракторный агрегат) с учетом эксплуатационных условий / Ф.Х. Халиуллин, И.М. Гайнетдинов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2011. - Т. 6. - № 4 (22). - С. 105-107.

4. Халиуллин Ф.Х., Галиев И.Г. Учет условий эксплуатации автотранспортных средств при определении нормативов технической эксплуатации / Ф.Х. Халиуллин, И.Г. Галиев // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2011. - Т.6. - №2 (20). - С. 106-108.

5. Халиуллин, Ф.Х. Математическая модель определения эксплуатационных показателей энергетических установок мобильных машин в неустановившихся режимах работы / Ф.Х. Халиуллин, В.М. Медведев, Р.Р. Ширязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2015. - Т. 10. - № 1. - С. 71-74.

© Егоров Н.М., Халиуллин Ф.Х., 2018

УДК 631.31

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПОЧВЫ К ПОСЕВУ С ЦЕЛЬЮ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА И АГРЕГАТА

Хафизов, К.А.- д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,

Нурмиев, А.А.- старший преподаватель; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,

Хафизов Р.Н.- к.т.н., , e-mail: ramilajz@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: Статья посвящена обоснованию объектов исследования исходя из принятых в РТ технологий возделывания сельскохозяйственных культур с целью оптимизации параметров трактора и агрегата для подготовки почвы к посеву. Выявлены сельскохозяйственные машины для подготовки почвы к посеву, используемые на различных по интенсивности технологиях. Приведена информация о наличии основных почвообрабатывающих сельскохозяйственных машин в РТ на 2017 год, проведено их разделение на группы, исходя из особенностей рабочих органов и их удельного тягового сопротивления.

Ключевые слова: параметр, подготовка почвы к посеву, культиватор, борона, технология

THE RATIONALE FOR THE SELECTION OF AGRICULTURAL MACHINERY FOR SOIL PREPARATION FOR SOWING TO OPTIMIZE PARAMETERS OF A TRACTOR AND ASSEMBLY

Khafizov K.A.- doctor of technical sciences, professor, e-mail: fts-kgau@mail.ru,

Nurmiev A.A.- senior lecturer, e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,

Khafizov R.N.- PhD of Technics, e-mail: ramilajz@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: The article is devoted to justification of the research objects based on the accepted RT in technologies of cultivation of agricultural crops

with the purpose of optimization of parameters of a tractor and Assembly to prepare the soil for sowing. Identified agricultural machine for soil preparation for sowing used on a variety of intensity techniques. Provides information on the presence of basic tillage of agricultural machinery in Tajikistan in 2017, held their division into groups based on the characteristics of the working bodies and their specific traction resistance.

Key words: parameter, soil preparation for sowing, cultivator, harrow, technology

Развитие сельскохозяйственного производства в сложившихся условиях возможно, только за счет непрерывного роста производительности труда. Для этого в агропромышленный комплекс страны поставляются трактора отечественного и зарубежного производства высоких тяговых классов.

Эффективность использования таких тракторов в составе с различными сельскохозяйственными машинами зависит от:

- особенностей технологических операций;
- оптимальности параметров и режимов работы тракторов и машинно-тракторных агрегатов.

Представляет интерес выявление оптимальных параметров и режимов работы агрегатов на технологических операциях по подготовке почвы к посеву на различных технологиях, применяемых в агропромышленном комплексе РТ – таблица 1.

Объект исследования требует обоснования. Он зависит от принятой технологии возделывания зерновых культур. Сельскохозяйственные машины, применяемые на различных технологиях в Республике Татарстан, приведены в таблице 2.

Исходя из принятых технологий подготовки почвы и наличия техники на предприятиях РТ для проведения исследований обоснованы сельскохозяйственные машины для подготовки почвы (с учетом различия конструкции рабочих органов и их удельного тягового сопротивления – K_y): культиваторы разноглубинные с $K_y=2,4-4,2$ кН/м, типа КПС-4, ККШ-11,3, КБМ-10,5; комбинированные с $K_y=4,2-6,8$ кН/м типа КПИР-3,6/7,2; дисковые бороны, дискаторы с $K_y=6,8-7,8$ кН/м, типа БДМ-8х4.

Необходимо обосновать оптимальные основные параметры трактора (массы трактора и мощности его двигателя) для работы с выбранными сельскохозяйственными машинами и выявить стабильность этих параметров при изменении факторов внешней среды. Расчеты будут проводиться на основе энергетического критерия оптимизации [1, 2] с использованием разработанной математической модели машинно-тракторных агрегатов [3, 4, 5].

Таблица 1 – Сельскохозяйственные машины для подготовки почвы к посеву, используемые на различных по интенсивности технологиях в Республике Татарстан*

Техника	Агротехнологии				
	обычные (экстенсивные)	экологические (без азотных минеральных удобрений и СЗР)	нормальные	интенсивные	точного земледелия
Тракторы	Любые тракторы тягового класса от 20 до 60 кН				Тракторы, оснащенные устройством для точного вождения, GPS навигацией, бортовым компьютером и др.
Обработка почвы	Отвальная, обычная многооперационная	Почвозащитная комбинированная	Почвозащитная комбинированная	Дифференцированно минимизированная	Оптимизированная к потребностям растений
Сельскохозяйственные машины	Луцильники, плуги, дискаторы, бороны зубовые (игольчатые), культиваторы паровые, катки и др.	Луцильники, плуги, бороны зубовые (игольчатые), культиваторы паровые, катки, комбинированные агрегаты, дискаторы, культиваторы, плоскорезы	Комбинированные агрегаты, дискаторы, культиваторы, плоскорезы	Комбинированные агрегаты, дискаторы, культиваторы, плоскорезы и др.	Комбинированные агрегаты, дискаторы, культиваторы и др.
*Система земледелия Республики Татарстан: ч. 2. Агротехнологии производства продукции растениеводства. – Казань: Центр инновационных технологий, 2014. – 292 с.					

Таблица 2 – Наличие основных почвообрабатывающих сельскохозяйственных машин в РТ на 2017 год и удельное сопротивление почвы их рабочим органам**

Тип сельскохозяйственной машины	Марка сельскохозяйственной машины	Количество, шт (2017 г.)	Удельное сопротивление почвы рабочим органам, кН/м
Комбинированные сельскохозяйственные машины	КНК-4/6	12	3-4
	АКМ-4/6	24	7,5-8,6
	Смарагд-400, 600, 800, 1000	35	7,2-8,4
	КПИР-3,6/7,2	156	7,1-7,6
	Компактор	86	6,0-6,5
	КОС-3	229	7,2-7,8
	КСН-3	248	6,8-7,2
	КСН-4	177	6,8-7,2
Культиваторы разные	КСТ-3,8	89	6,9-7,5
	КПС-4	4523	2,2-2,6
	КПЭ-3,8, КТ-3,9Г	612	4,35-5,65
	КТС-10	86	5,2-6,8
	КБМ-10,5 и др. модиф.	74	2,6-3,2
	ККШ-11,3	38	3,6-4,5
	ОПО-4,25	23	7,7
	КПУ-3,6	12	7,1
Дисковые бороны, дискаторы	Агромаш КСУ-500	7	7,4
	БД-10	44	6,8-7,4
	БДТ-3	322	7,2-7,5
	БДТ-7 (ГД-7)	264	7,3-7,6
	БДМ-3х4	424	7,1-7,6
	БДМ-4х4	249	7,0-7,7
	БДМ-6х4	154	7,2-7,8
БДМ-8х4	97	7,2-7,7	

**По статистическим данным МСХиП РТ на 2017 г.

Выводы:

1. Основная доля используемых в РТ технологий возделывания зерновых культур приходится на – обычные, нормальные и интенсивные технологии, с использованием обычной и почвозащитной разноглубинной обработки почвы перед посевом. Внедряются технологии точного земледелия, имеются зачатки экологических технологий.

2. Основную долю почвообрабатывающих сельскохозяйственных машин в РТ занимают культиваторы, комбинированные сельскохозяйственные машины и дискаторы.

3. В качестве объектов для исследований выбраны: культиваторы типа ККШ; комбинированные сельскохозяйственные машины типа КПИР; дискаторы типа БДМ.

Литература

1. Хафизов К.А. Оптимизация параметров и режимов работы МТА на основе энергетического анализа // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – №7. – С. 7–9.

2. Хафизов К.А. Пути снижения энергетических затрат на производственных процессах в сельском хозяйстве – Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2007. – 272 с.

3. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н. Повышения эффективности использования тракторов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №12. – С. 14 – 15.

4. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н. Программа оптимизации основных параметров трактора для выполнения комплекса операций // Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ №2016611126 от 30.11.2015.

5. Хафизов К.А., Адигамов Н.Р., Хафизов Р.Н. / Оптимизация основных параметров колесного трактора, работающего в составе посевных агрегатов// Техника и оборудование для села. 2017. 34. С.30-33.

© Хафизов К.А., Нурмиев А.А., Хафизов Р.Н., 2018.

УДК 629.3

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧАСОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА

Хафизов К.А. – д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,

Хафизов Р.Н. – к.т.н., e-mail: ramilajz@mail.ru,

Нурмиев А.А. – старший преподаватель; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,
Россия*

Аннотация: В статье приведена методика расчета часового расхода топлива на рабочих режимах двигателя машинно-тракторного агрегата, при использовании минимальной информации о характеристиках двигателя.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, двигатель, часовой расход топлива, мощность, частота вращения двигателя.

METHOD OF CALCULATING THE HOURLY FUEL CONSUMPTION OF THE ENGINE OF THE TRACTOR WORKING IN THE COMPOSITION OF THE SOWING UNIT

Khafizov K. A. – doctor of technical Sciences; e-mail: fts-kgau@mail.ru,

*Khafizov R. N. – PhD of Technics; e-mail: ramilajz@mail.ru,
Nurmiev A.A. – senior lecturer; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru
Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia*

Abstract: The article shows the methodology for calculating the hourly fuel consumption at the operating conditions of the engine of the machine and tractor unit, using the minimum information about the characteristics of the engine.

Key words: machine-tractor unit, engine, hourly fuel consumption, power, engine speed.

При составлении энергетической модели машинно-тракторных агрегатов для расчета энергетических затрат, связанных с использованием топлива, необходимо рассчитать часовой расход топлива на рабочих режимах двигателя. В работе [1] для этого предлагается использовать данные тяговой характеристики трактора, снятой на стерне. Однако в Республике Татарстан и в Российской Федерации сегодня широко применяются зарубежные тракторы, для которых в источниках литературы отсутствуют тяговые характеристики.

В данной статье предлагается методика определения часового расхода топлива на рабочих режимах двигателя, при использовании минимальной информации о характеристиках двигателя, установленного на трактор, обычно приводимых в рекламных брошюрах на трактор и его двигатель.

Рассмотрим регуляторную характеристику двигателя, представленную на рисунке 1.

При эксплуатационных расчетах по оптимизации параметров и режимов работы посевных машинно-тракторных агрегатов нас, в первую очередь, интересует работа двигателя на регуляторной ветви, когда частота вращения двигателя снижается в пределах от n_{xx} до $n_{ен}$.

Рассмотрим, как определить текущее значение часового расхода топлива G_i . Из подобия треугольников на рисунке можем записать

$$\frac{G_{ен} - G_{xx}}{G_i - G_{xx}} = \frac{n_{xx} - n_{ен}}{n_{xx} - n_i} . \quad (1)$$

Тогда:

$$G_i = \frac{G_{ен}(n_{xx} - n_i) + G_{xx}(n_i - n_{ен})}{(n_{xx} - n_{ен})}. \quad (2)$$

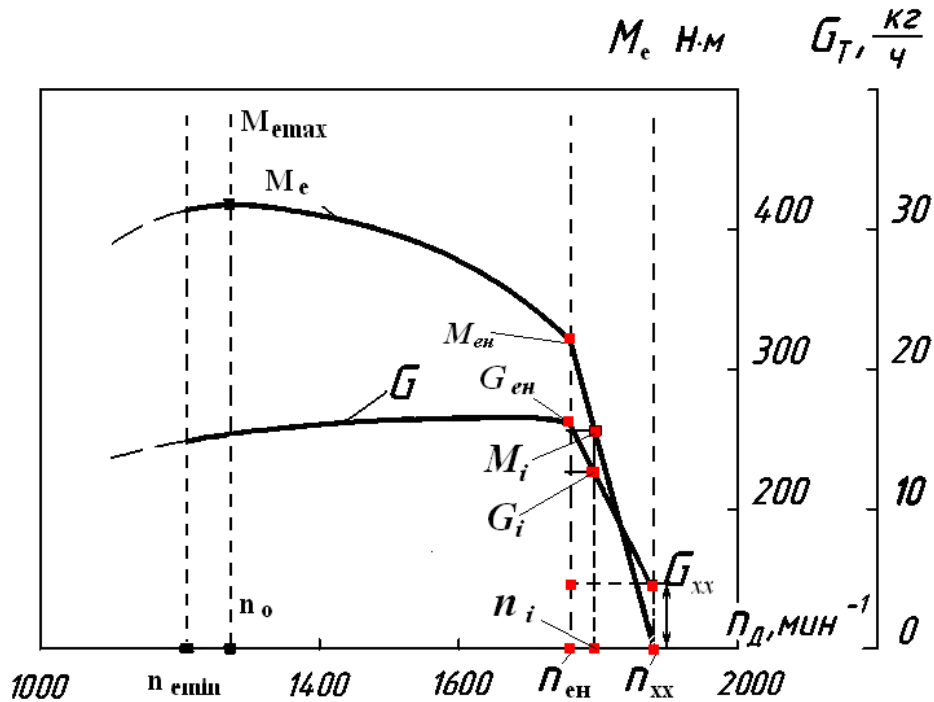


Рисунок 1 – Элементы регуляторной характеристики дизельного двигателя (скоростной характеристики на регуляторе)

Все данные в формуле, кроме n_i , можно взять из характеристики двигателя. Для определения n_i составим еще одно тождество из подобия треугольников, связанных с крутящим моментом.

$$\frac{M_n}{n_{xx} - n_{ен}} = \frac{M_i}{n_{xx} - n_i}. \quad (3)$$

Получим:

$$M_i = \frac{M_n(n_{xx} - n_i)}{n_{xx} - n_{ен}}. \quad (4)$$

Известно [2] что:

$$n_i = \frac{9550 N_i}{M_i}. \quad (5)$$

Подставим в эту формулу M_i тогда:

$$n_i = \frac{9550 N_i(n_{xx} - n_{ен})}{M_n(n_{xx} - n_i)}. \quad (6)$$

После преобразований получим квадратное уравнение с одним неизвестным:

$$M_n n_i^2 - M_n n_{xx} n_i + 9550 N_i (n_{xx} - n_{en}) = 0. \quad (7)$$

Квадратное уравнение имеет один действительный корень:

$$n_i = \frac{M_n n_{xx} + \sqrt{(M_n n_{xx})^2 - 38200 M_n N_i (n_{xx} - n_{en})}}{2 M_n}. \quad (8)$$

Для вычисления корня уравнения необходимо знать текущее значение мощности двигателя. Для ее расчета воспользуемся формулой [3, 4]:

$$N_i = \frac{0,273 \cdot k_v}{\eta_m \cdot \xi_p} \cdot B_p \cdot V_p, \quad (9)$$

где N_i – требуемая эффективная мощность двигателя, кВт; k_v – удельное сопротивление орудия в функции от рабочей скорости, кН/м; B_p – ширина захвата агрегата, м; V_p – рабочая скорость агрегата, км/ч; η_m – тяговый коэффициент полезного действия трактора; ξ_p – обобщенный коэффициент, определяющий необходимость увеличения требуемой мощности из-за вероятностного характера нагрузки.

В приведенном уравнении большинство параметров задаются в ходе вычислительного эксперимента, однако текущее значение тягового КПД необходимо рассчитать по формуле [2]:

$$\eta_m = \frac{\eta_{mp} B_p k_v (1 - \delta)}{B_p k_v + M_m g f}, \quad (10)$$

где η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии; δ – коэффициент буксования ведущих колес трактора; M_m – масса трактора, т; g – ускорение свободного падения, м/с²; f – коэффициент сопротивления перекачиванию движителя трактора.

В формуле для расчета тягового КПД все значения параметров задаются в ходе вычислительного эксперимента, кроме буксования, которая рассчитывается по математической зависимости [2]:

$$\delta = a P + \epsilon P^c, \quad (11)$$

где $a=0,13$; $\epsilon=0,013$; $c=8$ – для колесных тракторов; $a=0,04$; $\epsilon=4$; $c=8$ – для гусеничных тракторов. Значение P рассчитываем по формуле:

$$P = \frac{B_p k_v}{\varphi \lambda_k M_m g}, \quad (12)$$

где φ – коэффициент сцепления колес с почвой в заданных условиях работы агрегата; λ_k – коэффициент использования сцепного веса трактора.

После всех преобразований получим:

$$G_D = \frac{G_{\dot{a}i} \cdot (0,5n_{xx} + 0,5 \sqrt{n_{xx}^2 - \frac{10428,6 \cdot V_p (B_p \cdot k_v + M_{\dot{o}} \cdot g \cdot f) \cdot (n_{xx} - n_{\dot{a}i})}{M_i \cdot \eta_{\dot{o}\delta} \cdot (1-\delta) \cdot \xi_{\delta}}})}{n_{xx} - n_{\dot{a}i}} +$$

$$\frac{G_{xx} \cdot ((0,5n_{xx} + 0,5 \sqrt{n_{xx}^2 - \frac{10428,6 \cdot V_p (B_p \cdot k_v + M_{\dot{o}} \cdot g \cdot f) \cdot (n_{xx} - n_{\dot{a}i})}{M_i \cdot \eta_{\dot{o}\delta} \cdot (1-\delta) \cdot \xi_{\delta}}}) - n_{\dot{a}i})}{n_{xx} - n_{\dot{a}i}} \quad (13)$$

Верификация методики расчета проведена сравнением расчетных значений параметров ряда известных отечественных и зарубежных двигателей с их значениями, приведенными на графиках их регуляторных характеристик. Математическая модель определения часового расхода топлива двигателя трактора, работающего в составе машинно-тракторного агрегата, адекватно отражает фактический расход топлива с ошибкой в пределах 3-4%.

Литература

1. Хафизов, К.А. Методика расчета МТА по критерию «Совокупные энергозатраты» / К.А. Хафизов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006 - №3. – С. 46 - 51.
2. Бобровник, А.И. и др. Тракторы и автомобили / А.И. Бобровник и др. // Учебное издание. – Минск: Изд-во Белорусского ГАТУ. - 2008. – 192 с.
3. Хафизов, К.А. Пути снижения энергетических затрат на производственных процессах в сельском хозяйстве / К.А. Хафизов // Казань: Изд-во Казанск. ун-та. - 2007. – 272 с.
4. Хафизов, Р.Н. Метод расчета энергии урожая, потерянного из-за негативного воздействия движителей трактора на почву / Р.Н. Хафизов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. Казань. - 2015. – № 3 (37). – С. 81 – 85.

© Хафизов К.А., Хафизов Р.Н., Нурмиев А.А., 2018

УДК 631.372

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЕ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПРИ РАБОТЕ С НЕУСТАНОВИВШЕЙСЯ НАГРУЗКОЙ

Синицкий С.А. – к.т.н.; e-mail: stanislavsin@mail.ru,

Медведев В.М – к.т.н.; e-mail: mvm-mail@mail.ru

***Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия***

Аннотация: В работе представлены теоретические расчеты по определению динамических потерь двигателя машинно-тракторного агрегата при набросе нагрузке.

Ключевые слова: двигатель, машинно-тракторный агрегат, нагрузка, динамические потери.

DETERMINATION OF THE DYNAMIC LOSSES IN THE MOTOR MACHINE-TRACTOR UNIT AT WORK WITH TRANSIENT LOAD

Sinitskiy S. A. - Ph. D.; e-mail: stanislavsin@mail.ru,

Medvedev V. M. - Ph. D.; e-mail: mvm-mail@mail.ru

Kazan state agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: The paper presents theoretical calculations to determine the dynamic losses of the engine of the machine-tractor unit at the load outline.

Keywords: engine, machine-tractor unit, load, dynamic losses.

В настоящее время двигатели МТА, которые рассчитаны на работу при установившейся нагрузке, а в сельском хозяйстве их эксплуатируют при неустановившейся нагрузке.

Кроме того, при работе МТА с переменной нагрузкой, близкой к номинальной, двигатель работает не устойчиво. Для устранения этих факторов многие ученые рекомендуют недозагружать двигатель до 30% в зависимости от вида работ. В связи с этим системы двигателя работают рассогласованно, при этом ухудшаются показатели двигателя и увеличивается расход топлива до 20...25%, [1,2,3].

При работе двигателя МТА при неустановившейся нагрузке возникают динамические потери.

Для определения динамических потерь используются динамическая и квазидинамическая характеристики двигателя. Динамическая характеристика описывает, как должны изменяться показатели двигателя в динамике, а квазидинамическая характеристика описывает изменение параметров в переходном процессе в двигателе по стационарной характеристике в соответствии с изменением оборотов, [4].

Исходными уравнениями для определения динамических потерь являются:

$$ДП_{N_e} = N_e^D - N_e^{KD}, \quad (1)$$

$$ДП_{G_T} = G_T^D - G_T^{KD}, \quad (2)$$

$$ДП_{g_e} = g_e^D - g_e^{KD}, \quad (3)$$

где ДП_{Ne} , ДП_{Me} , $\text{ПП}_{\text{ГТ}}$, – динамические потери мощности, момента, часового расхода топлива и цикловой подачи;

$N_e^{\text{Д}}$, $G_{\text{T}}^{\text{Д}}$, $g_e^{\text{Д}}$ – значение показателей при динамической характеристики двигателя;

$N_e^{\text{КД}}$, $G_{\text{T}}^{\text{КД}}$, $g_e^{\text{КД}}$ – значение показателей при квазидинамической характеристики двигателя.

Приращения частоты вращения и цикловой подачи двигателя при набросе нагрузки по регуляторной ветви описываются дифференциальными уравнениями второго порядка.

$$T_{21}^2 \frac{d^2 \Delta n}{dt^2} + 2T_{11} \frac{d\Delta n}{dt} + n_0 = K_n \Delta M_c, \quad (4)$$

$$T_{22}^2 \frac{d^2 \Delta g_u}{dt^2} + 2T_{12} \frac{d\Delta g_u}{dt} + g_0 = K_g \Delta M_c, \quad (5)$$

В этих уравнениях:

$T_{1.i.}$, $T_{2.i.}$ - инерционные коэффициенты для частоты вращения и цикловой подачи топлива;

Δn , Δg_u – приращения частоты вращения и цикловой подачи топлива;

K_n , K_g – коэффициенты усиления оборотов и цикловой подачи топлива от изменения момента двигателя по регуляторной стационарной характеристики;

ΔM_c – приращение нагрузки, Нм.

$$K_n = \frac{\Delta n}{\Delta M}, \quad (6)$$

$$K_g = \frac{\Delta g_u}{\Delta M}, \quad (7)$$

После преобразования уравнения 5, 6 примут следующий вид:

$$n_T = n_0 - \Delta n = n_0 - [e^{\alpha t} (C_1 * \text{Cos} \beta t + C_2 * \text{Sin} \beta t) + K_n (a_0 - T_1 a_1 + a_1 t)], \quad (8)$$

$$g_{\text{цт}} = g_{\text{ц0}} - \Delta g_{\text{ц}} = g_{\text{ц0}} + [e^{\alpha_1 t} (C_{11} * \text{Cos} \beta_1 t + C_{21} * \text{Sin} \beta_1 t) + K_g (a_0 - T_{11} a_1 + a_1 t)], \quad (9)$$

где n_T , n_0 – текущее и начальное значения частоты вращения вала двигателя, мин⁻¹;

$g_{\text{цт}}$, $g_{\text{ц0}}$ – текущее и начальное значения цикловой подачи топлива, г/цикл;

α , α_1 , β , β_1 , C_1 , C_{11} , C_2 , C_{21} – коэффициенты решения дифференциальных уравнений.

В соответствии с формулами 1...3 и 9, 10 динамические потери мощности, часового и удельного расхода топлива определяются формулами 11...13.

$$\Delta\Pi_{Ne} = 0.000105 * n_T \left(M_C + 0,105 J_n \frac{dn}{dt} - K_M \Delta n \right), \quad (10)$$

где K_M – коэффициент усиления момента от оборотов по регуляторной ветви двигателя при стационарной характеристике.

J_n – приведенный к валу двигателя момент инерции, кгм^2 .

$$\Delta\Pi_{G_T} = 0,03 * n_T (\Delta g_{\text{ц}} - K_{g1} * \Delta n), \quad (11)$$

где K_{g1} - коэффициент усиления цикловой подачи от оборотов по регуляторной ветви двигателя при стационарной характеристике.

$$\Delta\Pi_{ge} = 286478.2 * \left(\frac{g_0 + \Delta g_{\text{ц}}}{M_C} - \frac{g_0 + K_{g1} \Delta n}{K_M \Delta n} \right), \quad (12)$$

$$K_{g1} = \frac{\Delta g_{\text{ц}}}{\Delta n}, \quad (13)$$

$$K_M = \frac{\Delta M}{\Delta n}, \quad (14)$$

Рассмотрим определение динамических потерь применительно к параметрам реального МТА (МТЗ-82 с культиватором КПС -4):

1. При линейном законе изменения нагрузки, так чтобы $M_C \leq M_{\text{еном}}$.

$$M_C = a_0 + a_1 t, \quad (15)$$

где M_C - момент сопротивления, Нм;

a_0 – начальное значение момента сопротивления, принимаем его равным нулю $a_0 = 0$ Нм;

a_1 – коэффициент интенсивности изменения нагрузки;

t – продолжительность нарастания нагрузки, принимаем $t = 8$ с.

$$a_1 = \frac{M_{\text{еном}}}{t}, \quad (16)$$

где $M_{\text{еном}}$ – номинальный момент двигателя, принимаем $M_{\text{еном}} = 239,81$ Нм.

$a_1 = 29,976$ Нм/с.

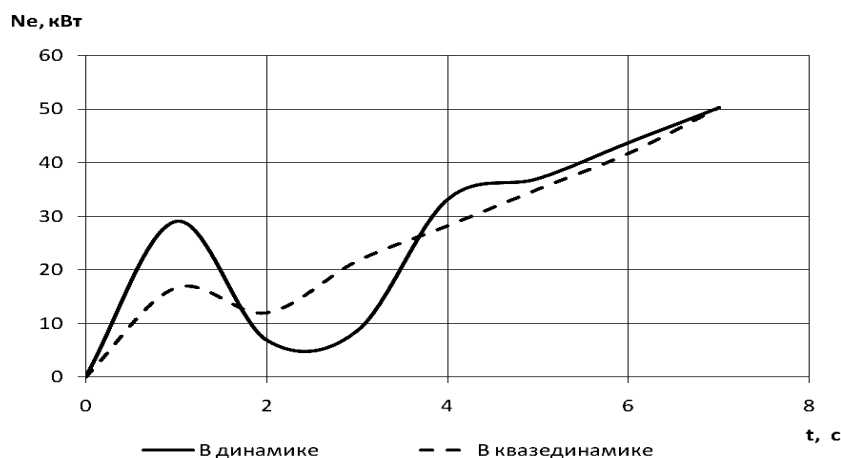


Рисунок 1 - График изменения мощности

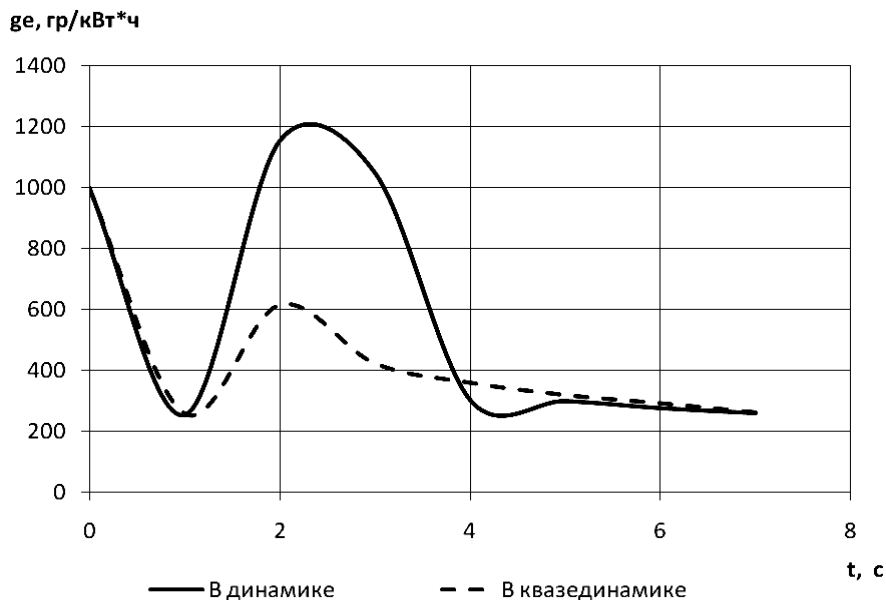


Рисунок 2 - График изменения удельного расхода топлива

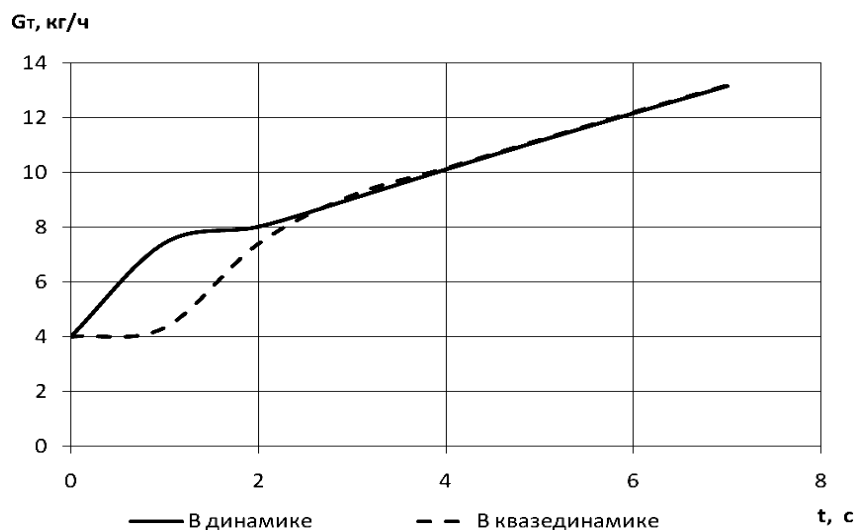


Рисунок 3 - График изменения часового расхода топлива

Как видно из графиков при набросе нагрузке наблюдается снижение мощности, увеличение удельного и часового расходов топлива, что в свою очередь негативно сказывается на технико-экономические показатели двигателя МТА.

Литература

1. Юлдашев, А.К. Пути повышения эффективности использования двигателей внутреннего сгорания автомобилей и машинно-тракторных агрегатов в условиях эксплуатации / А.К. Юлдашев, В.М. Медведев, С.А. Синицкий, К.М. Латыпов // Вестник Московского государственного

агроинженерного университета им. В. П. Горячкина.: М. – 2007. - № 1 (21).

2. Синицкий, С.А. Влияние нагрузки машинно-тракторного агрегата на показатели двигателя в условиях эксплуатации / С. А. Синицкий // Диссертация кандидата технических наук. Казань. - 2005 г. - с.210.

3. Вахрамеев, Д.А. Характер нагружения двигателей тракторов и комбайнов / Д.А.Вахрамеев, Е.Н. Струна, И.В. Лукиных // Наука, инновации и образование в современном АПК: материалы международной научно-практической конференции. ФГБОУ ВПО Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2014. – С. 190-192.

4. Медведев, В.М. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторного агрегата с газодизельной системой подачи топлива./ В.М.Медведев// Автореферат дис. канд. тех. наук. Уфа 2015 г. - 16 с.

© Синицкий С.А, Медведев В.М., 2018.

УДК 631.372

**ВЛИЯНИЕ ИНЕРЦИОННОГО КОЭФФИЦИЕНТА НА
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ДВИГАТЕЛЯ
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА**

*Медведев В.М – к.т.н. ; e-mail: mvm-mail@mail.ru,
Синицкий С.А. – к.т.н. ; e-mail: stanislavsin@mail.ru
Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*

Аннотация: В работе представлены теоретические расчеты по влиянию инерционного коэффициента на коэффициент избытка воздуха двигателя машинно-тракторного агрегата

Ключевые слова: инерционный коэффициент, коэффициент избытка воздуха двигатель, машинно-тракторный агрегат.

**THE INFLUENCE OF INERTIA COEFFICIENT ON THE COEFFICIENT
OF EXCESS AIR OF THE ENGINE TRACTOR UNIT**

*Medvedev V. M. - Ph. D. ; e-mail: mvm-mail@mail.ru,
Sinitskiy S. A. - Ph. D., stanislavsin@mail.ru
Kazan state agrarian University”, Kazan, Russia*

Abstract: The paper presents theoretical calculations on the influence of the inertia coefficient on the air excess coefficient of the engine of the machine-tractor unit.

Keywords:. inertia coefficient, the ratio of excess air engine, tractor unit.

На коэффициент избытка воздуха двигателя МТА при работе с неустановившейся нагрузкой влияют такие факторы как: характер и интенсивность изменения нагрузки, [2, 3, 4]; инертность МТА, [1] и ряд других факторов.

При проведении расчетов учитывалась операторная форма решения уравнений для модели энергетических установок мобильных машин, [5].

В квазидинамических режимах изменение коэффициента избытка воздуха двигателя МТА можно представить в виде:

$$\Delta \alpha^{k\partial} = P_2 \Delta n \quad (1)$$

где: $\Delta \alpha^{k\partial}$ - изменение коэффициента избытка воздуха;

Δn - изменение частоты вращения коленчатого вала в реальном переходном процессе;

P_2 - коэффициент усиления.

Изменение частоты вращения по корректорной ветви описывается дифференциальным уравнением первого порядка:

$$T_1 \frac{d\Delta n}{dt} + \Delta n = K_1 \Delta M, \quad (t=0, n=0) \quad (2)$$

где: T_1 – инерционный коэффициент, с;

Δn - изменение частоты вращения вала двигателя, мин⁻¹;

ΔM – изменение нагрузки, Нм.

K_1 - коэффициент усиления по нагрузке.

Решением уравнения (2) будет:

$$\Delta n = K_1 \Delta M \left(1 - e^{-\frac{t-\tau_1}{T_1}} \right) \quad (3)$$

где: t – текущее время, с.

τ - время задержки изменения параметра, [с].

Подставив в уравнение 1 уравнение 3 получим формулу изменения коэффициента избытка воздуха по квазидинамической характеристике.

$$\Delta \alpha^{k\partial} = K_1 \Delta M \left(1 - e^{-\frac{t-\tau_1}{T_1}} \right) P_3 \quad (4)$$

Коэффициент избытка воздуха по квазидинамической характеристике определяется по формуле:

$$\alpha^{k\partial} = \alpha_o \mp \Delta \alpha^{k\partial} = \alpha_o \mp K_1 \Delta M \left(1 - e^{-\frac{t-\tau_1}{T_1}} \right) P_3 \quad (5)$$

где: α_o - начальное значение коэффициента избытка воздуха в переходном процессе (“-” наброс, “+” сброс).

Текущие динамические потери (D) определяются как разность показателей по динамической и квазидинамической характеристикам.

$$D_\alpha = \alpha^{k\partial} - \alpha^\partial \quad (6)$$

где: $\alpha^{k\delta}$, α^δ - коэффициент избытка воздуха по квазидинамической и динамической характеристикам.

Для получения часового расхода топлива в динамическом режиме воспользуемся уравнением классической теории двигателей:

$$\alpha = \frac{G_B}{14,5G_T} \quad (7)$$

Подставляя в уравнение 7 уравнение 3 получим выражения для расчета удельного эффективного расхода топлива при сбросе и набросе нагрузки.

$$\alpha = \frac{G_{BO} \mp K_4 \Delta M (1 - e^{-\frac{t-\tau_3}{T_3}})}{14,5A_3 \left[g_{yo} \mp K_2 \Delta M (1 - e^{-\frac{t-\tau_2}{T_2}}) \right] \times \left[n_o \mp K_{1,1} \Delta M (1 - e^{-\frac{t-\tau_1}{T_1}}) \right]} \quad (8)$$

Поставляем уравнения 5 и 8 в зависимость 6 и получим формулу для определения изменения динамических потерь.

$$D_\alpha = \left(\alpha_o \mp P_3 K_1 \Delta M \left(1 - e^{-\frac{t-\tau_1}{T_1}} \right) \right) - \frac{G_{BO} \mp K_4 \Delta M (1 - e^{-\frac{t-\tau_3}{T_3}})}{14,5A_3 \left[g_{yo} \mp K_2 \Delta M (1 - e^{-\frac{t-\tau_2}{T_2}}) \right] \times \left[n_o \mp K_{1,1} \Delta M (1 - e^{-\frac{t-\tau_1}{T_1}}) \right]} \quad (9)$$

С помощью уравнений 5, 8 построим графики изменения исследуемого показателя в зависимости от инерционных коэффициентов двигателя.

Из решения уравнений и их анализа, получены значения продолжительности переходного процесса и максимальные отклонения от квазидинамической характеристики при сбросе и набросе нагрузки в зависимости от инерционных коэффициентов T_1 , T_2 и T_3 (таблица 1 и 2).

Влияние коэффициента T_1 .

При набросе нагрузки коэффициент избытка воздуха меньше, чем по квазидинамической характеристике и оно тем меньше, чем больше коэффициент инерционности по частоте вращения (таблица 2).

При сбросе нагрузки с ростом коэффициента инерционности по частоте вращения коэффициент избытка воздуха меньше по сравнению с квазидинамической характеристикой (таблица 2).

Время переходного процесса при набросе и сбросе нагрузки увеличивается с ростом коэффициента инерционности по частоте вращения (таблица 1).

Таблица 1 - Продолжительность переходного процесса

T ₁	Время переходного процесса, с							
	Квазидинамическая	Динамическая	T ₂	Квазидинамическая	Динамическая	T ₃	Квазидинамическая	Динамическая
Наброс								
1,9	0	9	2	0	9	1,8	0	12
3,9	0	23	4	0	21	3,8	0	20
5,9	0	31	6	0	28	5,8	0	31
Сброс								
1,9	9	9	2	8	8	1,8	11	11
3,9	18	21	4	8	12	3,8	11	17
5,9	26	30	6	8	21	5,8	11	27

Таблица 2 - Максимальные значения отклонений от квазидинамической характеристики

T ₁	Динамическое отклонение	
	Наброс	Сброс
1,9	0,037(2с)	0,0307(2с)
3,9	0,158(3с)	0,0594(3с)
5,9	0,2152(3с)	0,0723(4с)
T ₂	Динамическое отклонение	
	Наброс	Сброс
2	0,037(1с)	0,037(2с)
4	-0,052(4с)	-0,0669(4с)
6	-0,1 (4с)	-0,12426(4с)
T ₃	Динамическое отклонение	
	Наброс	Сброс
1,8	0,037(1с)	0,0307 (2с)
3,8	-0,0345(5с)	0,084(2с)
5,8	-0,0686(5с)	0,109 (3с)

Влияние коэффициента T₂.

При набросе нагрузки и малых значениях инерционных коэффициентов по цикловой подаче коэффициент избытка воздуха

меньше, чем по квазидинамической характеристике. С увеличением инерционного коэффициента, коэффициент избытка воздуха становится больше, чем нужно по квазидинамической и оно тем больше, чем больше коэффициент инерционности по цикловой подаче (таблица 2).

При увеличении коэффициента инерционности коэффициент избытка воздуха увеличивается.

Время переходного процесса при набросе нагрузки увеличивается с ростом коэффициента инерционности по цикловой подаче (таблица 1).

Влияние коэффициента T_3 .

При набросе нагрузки и малых значениях инерционных коэффициентов по расходу воздуха коэффициент избытка воздуха меньше, чем по квазидинамической характеристике. С увеличением инерционного коэффициента, коэффициент избытка воздуха становится больше, чем нужно по квазидинамической и оно тем больше, чем больше коэффициент инерционности по расходу воздуха (таблица 2).

При сбросе нагрузки коэффициент избытка воздуха меньше по сравнению с квазидинамической характеристикой и оно тем меньше, чем больше коэффициент по расходу воздуха (таблица 2).

Время переходного процесса при сбросе нагрузки увеличивается с ростом коэффициента инерционности по расходу воздуха (таблица 1).

Литература

1. Вахрамеев, Д.А. Изменение инертности МТА как способ снижения динамических потерь. / Д.А.Вахрамеев, Р.Р. Шакиров // Сборник материалов Международной научно-практической конференции. - 2004. – С. 257-259.

2. Юлдашев, А.К. Пути повышения эффективности использования двигателей внутреннего сгорания автомобилей и машинно-тракторных агрегатов в условиях эксплуатации. /А.К. Юлдашев, В.М. Медведев, С.А. Сеницкий, К.М. Латыпов // Вестник Московского государственного агроинженерного университета им. В. П. Горячкина.: М. – 2007. - № 1 (21).

3. Медведев, В.М. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторного агрегата с газодизельной системой подачи топлива. /В.М.Медведев// Автореферат дис. канд. тех. наук. Уфа 2015 г. - 16 с.

4. Сеницкий, С.А. Влияние нагрузки машинно-тракторного агрегата на показатели двигателя в условиях эксплуатации. / С. А. Сеницкий//, Диссертация кандидата технических наук. Казань. - 2005 г. - 210 с.

5. Халиуллин Ф. Х. Операторная форма решения уравнений для модели энергетических установок мобильных машин / Ф. Х. Халиуллин,

УДК 62-791.2

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕССОРА**

Иншаков А. П. - д. т.н., профессор; e-mail: kafedra_mes@mail.ru,

Курбакова М. С. - аспирант; e-mail: kafedra_mes@mail.ru,

Курбаков И. И. - к. т.н., доцент; e-mail: kafedra_mes@mail.ru,

Гаранин С. А. - аспирант; e-mail: kafedra_mes@mail.ru

*Национальный исследовательский Мордовский государственный
университет им. Н.П.Огарёва, г. Саранск, Россия*

Аннотация: целью исследования является разработка бесконтактных средств контроля динамических характеристик турбокомпрессора в эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: турбокомпрессор, диагностирование, наддув, оптический датчик, динамика, разгонная характеристика.

**DIAGNOSTIC MEANS FOR THE ASSESSMENT OF TECHNICAL
CONDITION OF THE TURBOCOMPRESSOR**

*Inshakov A. P. - doctor of technical Sciences, Professor; e-mail:
kafedra_mes@mail.ru,*

Kurbakova M.S. - post-graduate student; e-mail: kafedra_mes@mail.ru,

Kurbakov I. I. - Ph. D.; e-mail:mrsu2@mail.ru,

Garanin S. A. - post-graduate student; e-mail: kafedra_mes@mail.ru

Mordovia State University N. P.Ogareva, Saransk, Russia

Abstract: the aim of the study is to develop contactless means of monitoring the dynamic characteristics of the turbocharger in operating conditions.

Keywords: turbocharger, diagnostics, supercharging, optical sensor, dynamics, acceleration characteristic.

Работоспособность автотракторного дизеля с газотурбинным наддувом (ГТН) в эксплуатационных условиях во многом зависит от правильности функционирования турбокомпрессора. При достаточно простой конструктивной схеме и несложном принципе действия турбокомпрессора (ТКР) контроль его технического состояния в процессе эксплуатации представляет собой непростую задачу. По этой

причине неисправности в любом из элементов системы ГТН, постепенно накапливающиеся и внешне заметно не проявляющиеся в процессе эксплуатации, на определенных режимах работы могут привести к внезапному отказу турбокомпрессора, либо двигателя в целом.

Сложность диагностирования турбокомпрессора определяется многими причинами. Во-первых, показатели функционирования ТКР в эксплуатации зависят как от технических и режимных характеристик двигателя, так и самого турбокомпрессора. Во-вторых, до сих пор фактически отсутствуют надежные инструментальные средства контроля технического состояния турбокомпрессора в эксплуатации. Поэтому, определение наиболее информативных функциональных параметров турбокомпрессора, установление закономерностей их изменения в процессе работы двигателя, являются первостепенными задачами при совершенствовании методов и средств контроля технического состояния турбокомпрессора [1].

В качестве параметра, характеризующего работоспособность ТКР в эксплуатации, может быть выбрана частота вращения его ротора [2, 3].

Для измерения скорости вращения вала турбокомпрессора сегодня применяются разнообразные средства, принцип действия которых основывается на различных физических законах. Наибольшее распространение получили бесконтактные датчики измерения скорости вращения вала, основанные на изменении параметров магнитного поля при внесении металлического, магнитного, ферромагнитного или аморфного материала в область чувствительного элемента датчика. Главным недостатком данного типа устройств является обязательное вмешательство в конструкцию турбокомпрессора, в связи, с чем возможности их применения в условиях рядовой эксплуатации и для целей диагностирования ограничены.

Известны также устройства, принцип действия которых основан на стробоскопическом эффекте. Такие устройства состоят из генератора импульсов и излучателя, подсвечивающего колесо компрессора с частотой генерирования импульса, при этом во время диагностирования наблюдается визуальное снижение скорости вращения. Многие устройства данного типа позволяют фиксировать скорости вращения вала турбокомпрессора соответствующие частоте генератора импульсов, в связи с чем их невозможно использовать для получения динамических скоростных характеристик турбокомпрессоров.

Наиболее совершенными на наш взгляд является устройства, основанные на эффекте отражения лазерного луча от лопаток компрессорного колеса и последующей регистрацией отраженного луча фотоприемником (чаще всего фотодиодом). В качестве оптической метки в таких устройствах используются цветовой контраст, либо световозвращающие метки, легко наносимые в процессе подготовки к

процессу диагностирования. Сегодня промышленностью выпускаются портативные устройства, основанные на данном способе формирования сигнала. Формируемый сигнал при этом имеет следующую форму (рис. 1).

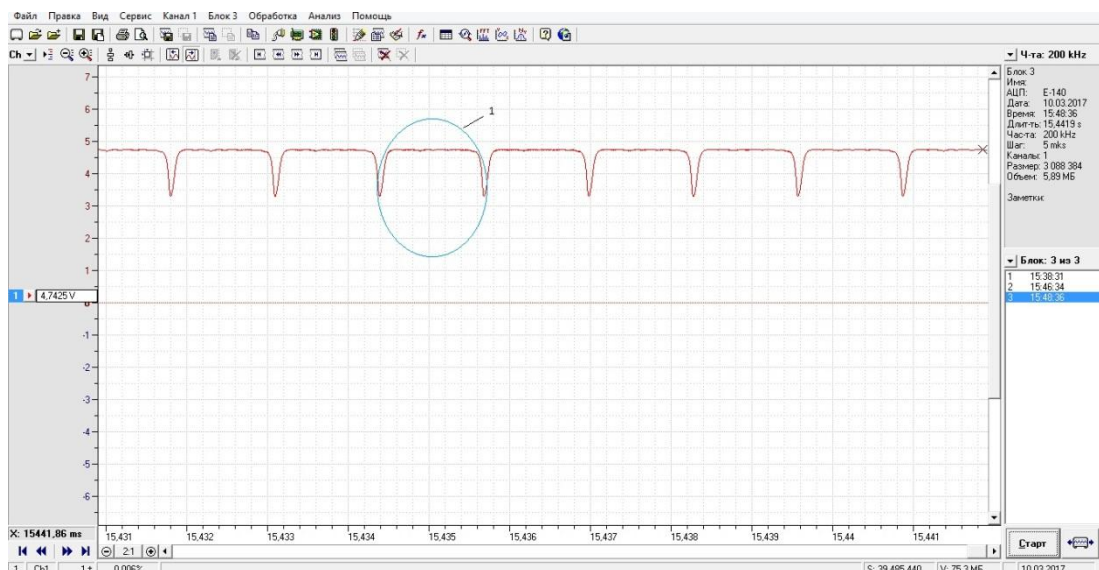


Рисунок 1 - Фрагмент формируемого сигнала
1-Импульс за один оборот вала

Как видно из рисунка 1 скорость вращения вала турбокомпрессора прямо пропорциональна изменению частоты сигнала. Для измерения сигнала в этом случае требуется использование частотомера. Однако стоимость частотомера может достигать 90% и выше стоимости всего диагностического комплекса. При этом частотомеры зачастую не имеют возможности регистрации и записи сигнала.

Для визуализации процесса разгона турбокомпрессора необходима обработка исходного сигнала по одному из двух способов:

1. Преобразование частоты входного сигнала в напряжение выходного сигнала, и последующая регистрация на ПК с помощью аналого-цифрового преобразователя;

2. Регистрация исходного сигнала на ПК с помощью аналого-цифрового преобразователя и последующая обработка сигнала с помощью программных средств.

Обработка сигнала программными средствами имеет следующие преимущества по сравнению с внешним преобразованием входного сигнала:

- отсутствует дополнительный модуль преобразования;
- не меняется частота опроса сигнала;
- более высокая точность.

При этом обработка сигнала в программной среде требует более высокой квалификации и предусматривает выполнение нескольких процессов:

- запись сигнала;
- разбивание сигнала на участки (импульсы);
- преобразования сигнала и построение графика изменения частоты сигнала во времени;
- калибровка сигнала.

Анализ средств диагностирования и визуализации динамических характеристик турбокомпрессора показывает, что целесообразнее использовать комплекс, состоящий из блока формирования аналогового сигнала, аналогово-цифрового преобразователя и программных средств обработки сигнала.

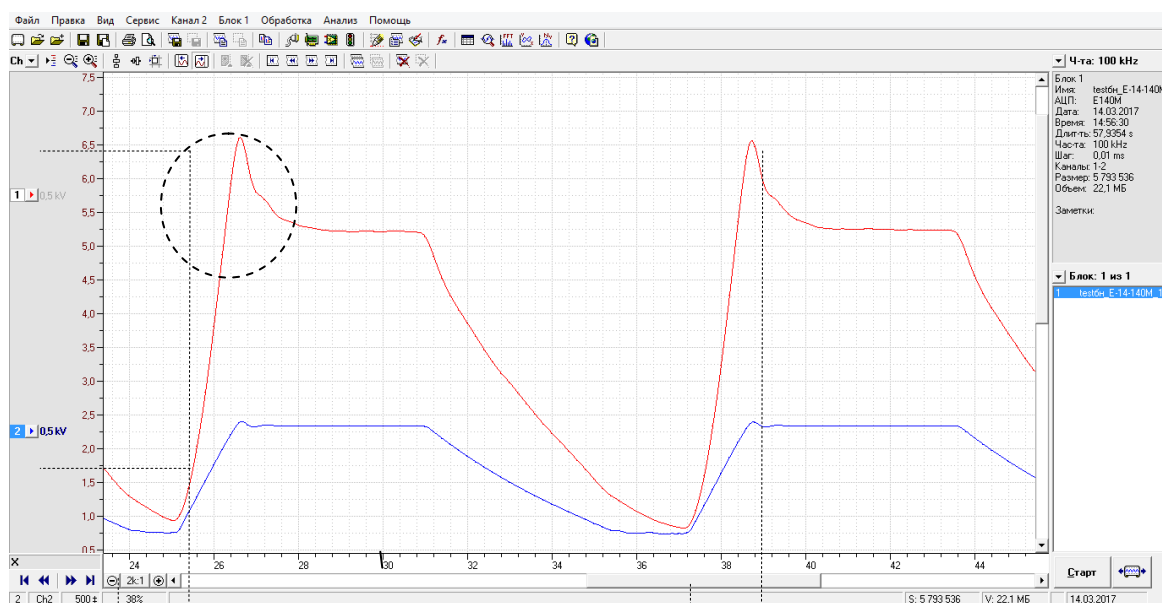


Рисунок 2 - Разгонные характеристики турбокомпрессора и двигателя без нагрузки, при ступенчатом перемещении рычага управления подачей топлива от минимального положения до максимального

Для получения динамических характеристик (разгона) турбокомпрессора и двигателя был создан диагностический комплекс, состоящий из блока формирования исходного сигнала, действие которого основано на регистрации отраженного лазерного луча, аналого-цифрового преобразователя Л-КАРД Е-14-140М, программного комплекса PowerGraphProfessional версии 3.3, персонального компьютера. Испытания проводились на двигателе ММЗ Д – 245, с турбокомпрессором ТКР – 6.1, имитация режимов осуществлялась на обкаточно – тормозном стенде КИ – 5543 ГОСНИТИ.

В результате испытаний была получена серия зависимостей разгона турбокомпрессора ТКР – 6.1 и двигателя ММЗ Д – 245 в одной

временной шкале. Разгон осуществлялся ступенчатым перемещением рычага управления подачей топлива от минимального положения до максимального.

Процесс разгона двигателя без внешней нагрузки представлен на рисунке 2. Из которого видно, что графики разгона турбокомпрессора и двигателя синхронно изменяются во времени без видимых запаздываний. Разгон происходит за 0,8 сек, до амплитудных значений для ТКР – 67 000 об/мин, для ДВС – 2 400 об/мин, затем при неизменном положении рычагауправления подачей топлива происходит снижение частот вращения для ТКР до значения 52 000 об/мин, для ДВС – 2 300 об/мин, причем снижение частоты вращения турбокомпрессора происходит за 0,9 сек, а двигателя за 0,1 сек.

Динамика изменения показателей под нагрузкой представлена на рисунке 3.

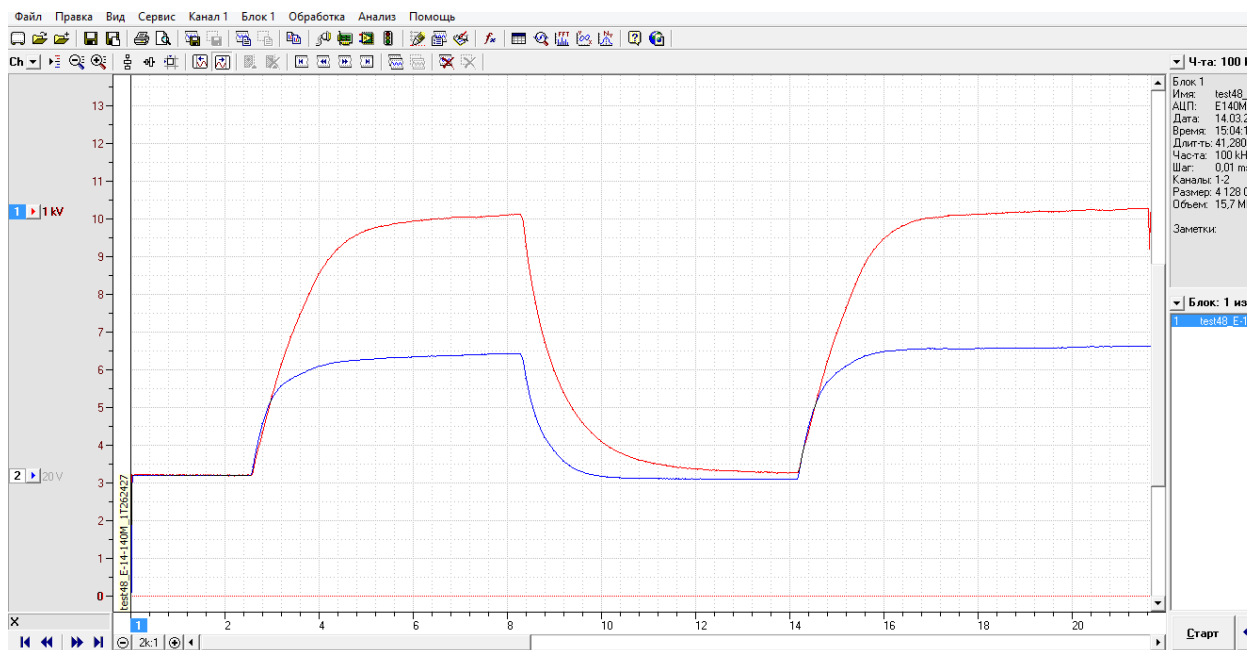


Рисунок 3 - Разгонные характеристики турбокомпрессора и двигателя под нагрузкой, при ступенчатым перемещением рычага управления подачей топлива от минимального положения до максимального

При этом как видно из рисунка характер разгона имеет отличия от разгона без нагрузки, а именно отсутствует инерционный всплеск в конце разгона, а процесс разгона можно разделить на 2 участка, длительность интенсивного разгона на первом участке составляет 3,5 сек., амплитуда значений при этом достигает 100 000 об/мин. На втором участке (время от 3,5 сек. до 5,8 сек.) скорость вращения плавно увеличивается до значения 105 000 об/мин. Из графиков также видно, что синхронность разгона имеет место, также как и в первом случае.

Изложенные выше примеры позволяют глубоко анализировать характер изменения разгонных характеристик при различных эксплуатационных условиях. При этом сформированные для различных условий графики, могут быть использованы при экспертной оценке технического состояния, как турбокомпрессора, так и двигателя в целом.

Заключение. Проведенный анализ существующих средств диагностирования и визуализации динамических показателей системы турбонаддува автотракторных дизелей позволил определить пути их совершенствования и определить наиболее эффективный на сегодня комплекс регистрации сигналов и метод их обработки. Использование предложенного авторами комплекса оборудования и программных средств позволит раскрыть природу формирования динамических показателей быстро развиваемых процессов в двигателе внутреннего сгорания.

Литература

1. Иншаков, А.П. К вопросу модернизации и разработки стендов для обкатки и испытаний автотракторных двигателей / Иншаков А.П., Байков Д.В., Курбаков И.И., Кувшинов А.Н. // Техника и оборудование для села. - 2015. - № 6 (216). - С. 45-48.

2. Иншаков, А.П. Методы оценки работоспособности систем газотурбинного наддува автотракторных двигателей / Иншаков А.П., Курбаков И.И., Кувшинов А.Н. // Саранск. - 2015.

3. Иншаков, А.П. Диагностика турбокомпрессоров с помощью информационно-измерительного комплекса / Иншаков А.П., Курбаков И.И., Кувшинов А.Н. Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвузовский сборник научных трудов, посвященный 100-летию со дня рождения первого декана факультета механизации сельского хозяйства МГУ им. Н. П. Огарева доцента Д. С. Пилипко (1913 – 1989 г.). – Саранск. - 2013. - С. 142-143.

© Иншаков А.П., Курбакова М. С., Курбаков И. И., Гаранин С. А., 2018

УДК 621.43.031

ОБОСНОВАНИЕ ПОЛЕВЫХ МЕТОДОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КПД АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

**Баширов Р.М. – д.т.н., профессор; e-mail: films02@mail.ru,
Сафин Ф.Р. – к.т.н., старший преподаватель; e-mail: films02@mail.ru
Башкирский государственный аграрный университет, г.Уфа, Россия**

Аннотация. Рассмотрены методы регулирования топливной аппаратуры и определения механического коэффициента полезного действия автотракторных дизелей без их демонтажа.

Ключевые слова: дизель; система топливоподачи; аппаратура топливная; коэффициент полезного действия; пропуск подачи, цикловая подача.

JUSTIFICATION OF FIELD METHODS FOR REGULATING FUEL EQUIPMENT AND DETERMINING THE MECHANICAL EFFICIENCY OF AUTOMOTIVE DIESEL ENGINES

Bashirov R.M. - Doctor of Technical Sciences, professor; e-mail: fils02@mail.ru,

***Safin F.R. – PhD of Technics, Senior Lecturer; e-mail: fils02@mail.ru
Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia***

Abstract. Methods for regulating fuel equipment and determining the mechanical efficiency of auto-tractor diesels without dismantling them are considered.

Key words: diesel; fuel supply system; fuel equipment; efficiency; feed pass, cyclic feed.

В настоящее время автотракторные двигатели (далее дизели) зачастую направляются на ремонт, указывая в качестве основной причины падение мощности и увеличение расхода топлива. Практика показывает, что поступившие на ремонт дизели во многих случаях не нуждаются в ремонте и зачастую их показатели можно восстановить подрегулировкой их основных агрегатов, в частности топливной аппаратуры (ТА), механизма газораспределения и некоторых других агрегатов [1, 2]. Такая обстановка во многом объясняется тем, что из-за отсутствия приемлемых для практики достаточно простых стендов и методик до направления дизелей на ремонт не производится предварительный анализ их технического состояния. Решению проблемы может способствовать разработка полевых (бестормозных) методов оценки технического состояния дизелей, которая предпринималась неоднократно [1].

Работами Башкирского ГАУ установлено, что данная проблема относительно просто решается переводом двигателя (на период испытаний) на работу с регулированием нагрузки пропуском подач топлива [3, 4]. Такой перевод позволяет не только определять техническое состояние в целом двигателя и отдельных его цилиндров, но также и его важнейшего агрегата – топливной аппаратуры и даже регулировать ее непосредственно на двигателе.

Техническое состояние дизеля при предлагаемом методе оценивается, как и обычно, по его механическому КПД. Суть метода – дизель переводится (на период испытаний) на холостой ход с номинальной частотой вращения, пропуская часть впрысков топлива. При этом расход топлива оказывается пропорциональным эффективной мощности двигателя, затрачиваемой на преодоление его механических потерь.

Механический КПД дизеля в этом случае можно определить по выражениям [5]

$$\eta_m = \frac{G_{ч.н} - G_{ч.хх}}{G_{ч.н}}; \quad (1)$$

$$\eta_m = \frac{g_{ц.н} \cdot i - g_{ц.н} \cdot \tau}{g_{ц.н} \cdot i} = \frac{(i - \tau)}{i} = \frac{z}{i}, \quad (2)$$

где $G_{ч.хх}$ и $G_{ч.н}$ – часовой расход топлива на холостом ходу при номинальной частоте вращения и на номинальном режиме;

z и τ – числа всех пропущенных и реализованных впрысков;

$i = (z + \tau)$ – полное число впрысков, соответствующее номинальному режиму работы;

$g_{ц.н}$ – цикловая подача топлива на номинальном режиме работы.

Второе соотношение справедливо только для случая, когда обеспечивается равенство цикловых подач топлива на холостом ходу и номинальном режиме (когда неравномерность распределения топлива по цилиндрам будет близка к нулю).

Предлагаемая методика может применяться в дизелях с реечным механизмом регулирования подачи топлива, причем с регуляторами как центробежного типа, так и электронными.

Когда ТА регулируется на современных стендах без противодействия впрыску при работе ее на дизеле достигнутая равномерность топливоподачи нарушается (из-за действия противодействия впрыску и гидравлической неидентичности ее секций). Из-за этого необходимая высокая равномерность топливоподачи не достигается и погрешность определения механического КПД по выражению (2) возрастает.

Например, для случая, когда неравномерность распределения топлива достигает за счет увеличения подачи на холостом ходу 5%, изменение механического КПД составит

$$\Delta \eta_m = \frac{g_{ц.н} \cdot i - z \cdot (1,05 \cdot g_{ц.н})}{g_{ц.н} \cdot i} = 1 - 0,05 = 0,95, \quad (2)$$

т.е. достигает 5%.

Эту погрешность можно снизить, регулируя ТА на стендах с противодавлением впрыску топлива, меняющимся в процессе впрыска аналогично давлению газов в цилиндре дизеля. Необходимого эффекта можно достичь регулируя ТА, в частности ее насоса высокого давления непосредственно на двигателе (без его демонтажа) поэтапно следующим образом.

На первом этапе задаваясь ориентировочным значением механического КПД определяется минимальное количество впрысков (при номинальных цикловых подачах топлива), обеспечивающее работу дизеля на холостом ходу на номинальной частоте вращения, и вычисляется число пропущенных при этом впрысков топлива.

Ориентировочное значение механического КПД у современных дизелей находится в диапазоне от 0,7 до 0,85. Если к примеру, для случая четырехцилиндрового четырехтактного дизеля при номинальной частоте вращения $n_n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ общее количество впрысков равно 4000, то при работе на холостом ходу с номинальной частотой вращения и механическим КПД в указанном диапазоне в соответствии с выражением (2) получается, что реализованное число впрысков будет находиться в пределах 1200...600, а число пропущенных будет 2800...3400. Это обеспечится работой дизеля с полным отключением подач в два или три цилиндра. Например, при $\eta_m = 0,8$ будут выключены три цилиндра, а четвертый будет работать с полными 800 подачами топлива (200 подач будут пропущены).

На втором этапе все форсунки дизеля снимаются, диагностируются и регулируются принятым методом. Затем форсунка секции, пропускающая впрыски, устанавливается на место, а в его топливопровод монтируется электронно регулируемое устройство пропуска подач.

Другие форсунки выключенных цилиндров устанавливаются в мерные емкости (их отверстия в головке цилиндров заглушаются) для сбора подаваемого ими топлива.

На третьем этапе рейка насоса высокого давления устанавливается в положение, соответствующее номинальному скоростному и нагрузочному режиму работы ТА (номинальной цикловой подачи), и дизель запускается. При необходимости частота вращения дизеля корректируется числом выключенных подач топлива цилиндра, работающего с пропуском подач, и определяется количество реализованных подач.

На четвертом этапе регулируются цикловые подачи секций, не работающих цилиндров (ориентируясь на собранные в мерных емкостях топлива).

По окончании описанных работ одна из отрегулированных и работавшая с пропуском секция ТА меняются местами и все операции повторяются.

Механический КПД двигателя определяется с отрегулированной ТА описанным образом (по выражению (2)). Полученное его значение сравнивается с рекомендованным и оценивается техническое состояние дизеля. При необходимости проводится регулировка других узлов дизеля (например, механизма газораспределения) и после всего этого принимается окончательное решение о необходимости его ремонта.

Литература

1. Ждановский, Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей / Н.С. Ждановский // Учебник – Л.: Машиностроение. - 1966. – 178 с.
2. Болтинский, В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей / В.Н. Болтинский // Учебник – М.: Издательство сельскохозяйственной литературы. - 1962. – 392 с.
3. Баширов, Р.М. Регулирование топливоподачи в тракторных дизелях / Р.М. Баширов, Р.Р. Галиуллин // Учебник – Уфа: БГАУ. - 2008. – 184 с.
4. Гайсин, Э.М. Повышение топливной экономичности автотракторных дизельных двигателей на основе регулирования режимов их работы пропуском подачи топлива / Э.М. Гайсин // Автореферат дис. канд. техн. наук. – Санкт-Петербург-Пушкин. - 2007. - 16 с.
5. Баширов, Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета / Р.М. Баширов // Учебник – М.: Лань. - 2017. – 335 с.

© Баширов Р.М., Сафин Ф.Р., 2018

УДК 621.431

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО – ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ МАШИНО – ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ

Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Потапов Е.А. – аспирант; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Арсланов Ф.Р. – к.т.н.; e-mail: ffanis@mail.ru

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

Аннотация: рассмотрен способ снижения динамических потерь

двигателя машинно – тракторного агрегата путем введения дополнительного опережающего регулирующего импульса по нагрузке. Показаны результаты исследований при работе двигателя МТА с использованием двухимпульсного регулирования.

Ключевые слова: двигатель, агрегат, нагрузка, экономичность.

IMPROVING TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF THE ENGINE OF THE MACHINE AND TRACTOR UNIT BY IMPROVEMENT OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE ENGINE

Vachrameev D.A. – candidate of technical sciences, associate professor; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Potapov E.A. - post-graduate student; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Arslanov F. R. - candidate of technical sciences, associate professor; e-mail: ffanis@mail.ru

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: a method for reducing the dynamic losses of the engine of the machine – tractor unit by introducing an additional forward control pulse on the load is considered. Shows the results of the research when the engine is running MTA, using two-pulse regulation.

Key words: engine, unit, load, efficiency.

В процессе выполнения сельскохозяйственных технологических операций МТА непрерывно претерпевает изменение режимов работы: разгон, установившийся режим, торможение. Данные изменения связаны с непостоянством сопротивления почвы рабочим органам сельскохозяйственной машины, вызванным самыми разнообразными факторами, такими, как наличие местных препятствий, неравномерностью структуры почвы, неровностью рельефа и т.п. По данным исследований, машинно-тракторный агрегат работает в установившемся режиме только до 35% всего рабочего времени [4, 5]. На некоторых видах работ эта цифра много меньше. Это говорит о том, что для машинно-тракторного агрегата характерен неустановившийся режим работы.

В настоящее время наука имеет неполное представление о процессах, происходящих в двигателе во время его работы с неустановившейся нагрузкой. Одним из наиболее эффективных способов улучшения качества работы двигателя на неустановившихся режимах является использование двухимпульсного регулирования. Двухимпульсными автоматическими регуляторами называются автоматические регуляторы, в конструкцию которых включаются чувствительные элементы, обеспечивающие измерение в процессе работы, по крайней мере, двух параметров.

Для регулирования сельскохозяйственных тракторов, в настоящее время предложены два вида двухимпульсных регуляторов. Это двухимпульсный регулятор по частоте вращения и ускорению вала двигателя и регулятор по частоте вращения и давлению наддувочного воздуха. Данные разработки, конечно же, имеют свои положительные стороны. Но обе эти конструкции имеют один общий недостаток: регулирование начинается в тот момент, когда двигатель войдет в переходный процесс, т. е. когда начнется изменение режимов работы двигателя.

Этот недостаток регулятора можно устранить, используя в качестве второго импульса нагрузку, именно тот фактор, который и вызывает появление переходного процесса. Конечно, при изменении нагрузки переходного процесса не избежать, так как изменяются и мощностные и скоростные показатели двигателя. Но, изменение скоростных показателей оказывает наибольшее негативное влияние на двигатель и его работу в связи с появлением различного рода ускорений. Поэтому, в идеальном варианте, используя регулирование двигателя по нагрузке, можно добиться постоянства угловой скорости коленчатого вала во время переходного процесса и устранить это негативное влияние [1].

Регулирование дизелей по нагрузке используется на некоторых установках, например на дизель - генераторах [3]. Измерение нагрузки в этих регуляторах осуществляется электрическими методами. Наиболее эффективным методом регулирования частоты вращения дизель - генераторов является опережающее регулирование по нагрузке. Данный способ регулирования позволяет полностью компенсировать любое чистое запаздывание в системе регулирования. Сущность предлагаемого метода заключается в том, что корректирующий сигнал вводится в систему регулирования не в момент измерения нагрузки, а раньше. В обычном регуляторе такой сигнал вырабатывается измерителем нагрузки, в данном случае этот сигнал формируется устройством, включающим нагрузку.

Опережающее регулирование по нагрузке обеспечивает такие малые динамические отклонения частоты вращения, которые позволяют говорить о практически полной ликвидации изменения скоростного режима двигателя. Полученная величина заброса 0,4% при набросе 100% нагрузки свидетельствует о том, что принцип опережения является эффективным средством повышения качества регулирования частоты вращения дизелей рисунке 1.

При использовании регулятора по нагрузке для транспортного дизеля возникает несколько проблем. И, в первую очередь, это сложность в организации регулирующего импульса по нагрузке.

Если говорить о тракторном двигателе, то можно отметить следующую особенность: при выполнении полевых энергоемких

сельскохозяйственных работ, таких как пахота, культивация и т. д., расчетная мощность двигателя составляет 85 - 95 % от номинальной. Такой запас мощности (5 - 15 %) позволяет двигателю трактора преодолевать возможные перегрузки, появляющиеся в результате изменения сопротивления почвы.

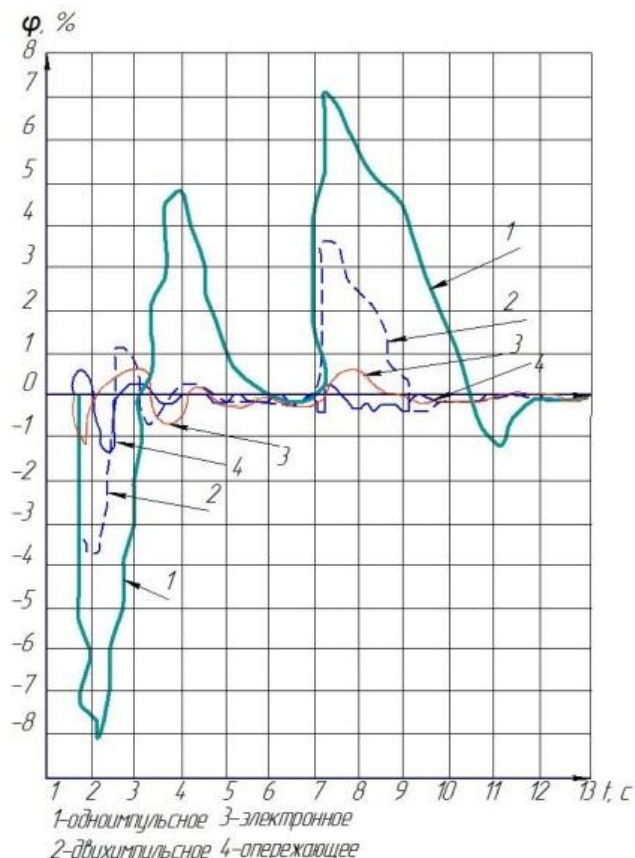


Рисунок 1 - Переходные процессы при набросе и сбросе 100% нагрузки на дизель-генератор при различном регулировании

Благодаря этой особенности, можно достаточно просто осуществить регулирование двигателя трактора по нагрузке. Процесс регулирования выглядит следующим образом: регулирование двигателя при движении машинно-тракторного агрегата производится обычным всережимным регулятором, одновременно датчиком отслеживается состояние почвы. Когда датчик зафиксирует ожидаемое увеличение нагрузки, он даст сигнал регулятору по нагрузке, исполнительный элемент которого установит рейку топливного насоса в положение максимальной подачи топлива. Увеличение подачи топлива, а соответственно, увеличение мощности, будет происходить с некоторым опережением момента, когда сельскохозяйственная машина окажется на участке с повышенным сопротивлением [2].

Анализируя реальные условия эксплуатации, рассмотрим работу двигателя при выполнении одной сельскохозяйственной операции, в этом случае масса и передача, на которой работает трактор, постоянны.

Чтобы упростить составление математической модели переходного процесса при использовании регулятора по нагрузке предлагается ввести ряд допущений:

- во-первых, изменение нагрузки находящееся в пределах степени нечувствительности регулятора не учитывается;
- во-вторых, изменение нагрузки превышающее степень нечувствительности регулятора происходит скачкообразно.

В связи с характером принятых допущений, переходный процесс во время срабатывания опережающего регулятора по нагрузке можно условно разделить на три фазы. Во время первой фазы переходного процесса происходит увеличение цикловой подачи топлива до упора рейки топливного насоса в ограничитель, нагрузка двигателя не изменяется. Вторая фаза процесса характеризуется резким, скачкообразным увеличением нагрузки, цикловая подача топлива в это время не изменяется. Третья фаза переходного процесса характеризуется плавным уменьшением цикловой подачи топлива до момента перехода на регулятор по частоте вращения, характер изменения нагрузки, при этом, оценить очень сложно. Наибольшие изменения показателей работы двигателя будут происходить во время первых двух фаз переходного процесса.

При исследовании динамических процессов желательно более полное использование существующих показателей, чтобы получить картину переходного процесса в полном виде. Но при исследовании переходных и неустановившихся процессов целый ряд показателей становится трудно определяемыми, появляется необходимость введения дополнительных условий и допущений. В результате получаемая информация о качестве процесса становится достаточно необоснованной. Поэтому из всего многообразия показателей качества необходимо выбрать основные, с помощью которых можно было бы с минимальными затратами средств и времени определить нарушения в процессах и изменения в выходных показателях двигателя при переходных режимах.

Переходный процесс нарушает нормальную работу всех систем и механизмов двигателя. Причиной этих нарушений в первую очередь можно считать ускорения, появляющиеся во время переходного процесса [4, 5]. Чем более значительны изменения скоростного режима, тем большие по величине ускорения будут иметь движущиеся детали двигателя, что, в конечном итоге, приведет к более тяжелым последствиям. Поэтому, наиболее полно оценить качество переходного процесса можно по величине заброса частоты вращения.

В целом работу регулятора можно оценить по двум показателям качества переходного процесса [2]: величиной заброса частоты вращения и временем регулирования. Приняв первый показатель в качестве основного, после проведения оптимизации параметров необходимо убедиться в том, что величина второго показателя находится в допустимых пределах.

Для определения функциональных зависимостей воспользуемся уравнением движения двигателя:

$$t_d \cdot d(n/n_0) / dt + k_d \cdot (n/n_0) = -(h/h_0) - O_d \cdot (N/N_0), \quad (1)$$

где t_d – коэффициент, характеризующий относительную инерционность регулируемого объекта;

k_d – коэффициент, характеризующий способность регулируемого объекта к самовыравниванию (коэффициент самовыравнивания);

O_d – коэффициент, характеризующий эффективность воздействия на двигатель настройки потребителя.

Частные решения уравнения движения двигателя для первой и второй фаз переходного процесса представляют математическую модель опережающего регулирования по нагрузке.

$$n = (h/h_0) \cdot [1 - e^{-(k_d \cdot t / t_d)}] / k_d, \quad \text{при } 0 < t < t_1 \quad (2)$$

$$n = O_d \cdot (N/N_0) \cdot [1 - e^{-(k_d \cdot t / T_d)}] / k_d, \quad \text{при } t_1 < t < t_2$$

Чтобы получить оптимальные значения параметров регулирования, необходимо, чтобы разница между максимальным и минимальным значениями частоты вращения была наименьшей.

$$n_{\max} - n_{\min} \rightarrow \min. \quad (3)$$

В нашем случае предлагается применить опережающее регулирование двигателя МТА в случае резкого увеличения нагрузки на сельскохозяйственную машину и изменения местного рельефа обрабатываемого участка почвы. Для этого датчик с определенным оптимальным опережением подает регулирующий сигнал об увеличении нагрузки на бортовой компьютер или штатный регулятор дизеля, и совместно с увеличением нагрузки происходит увеличение топливоподачи с целью добиться равенства

$$\Delta M_c = \Delta M_{кр} \quad (4)$$

где ΔM_c – изменение момента сопротивления, Н*м;

$\Delta M_{кр}$ – изменение крутящего момента, Н*м.

Доказано на основании решения математической модели и подтверждено экспериментальными исследованиями необходимость опережения увеличения цикловой подачи топлива относительно увеличения приведенного момента сопротивления двигателя МТА, характеризуемого $\delta = 0,18 - 0,30$, при котором произойдет переход режима двигателя на корректорную ветвь, на 0,5 – 1 секунду, что позволяет уменьшить заброс частоты вращения на 100 – 400 об/мин.,

сократить время переходного процесса на 0,4 – 0,8 секунды.

Использование системы опережающего регулирования по нагрузке двигателя МТА при выполнении им энергоемких сельскохозяйственных работ позволит увеличить производительность МТА на 3 – 5%.

Литература

1. Халиуллин, Ф.Х. Математическая модель определения эксплуатационных показателей энергетических установок мобильных машин в неустановившихся режимах работы / Ф.Х. Халиуллин, В.М. Медведев, Р.Р. Шириязданов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2015. - Т. 10. - № 1. - С. 71-74.

2. Вахрамеев, Д.А. Математическое обоснование работы двухимпульсного регулятора по частоте вращения и нагрузке тракторного двигателя / Д.А. Вахрамеев, Н.Д. Давыдов, Р.Р. Шакиров, Ф.Р. Арсланов // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства - 2016. - № 18. - С. 229-230.

3. Шакиров, Р.Р. Особенности работы машинно-тракторного агрегата на неустановившихся режимах / Р.Р. Шакиров, Д.А. Вахрамеев // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики АНТЭ-2009: материалы V Всероссийской научно-технической конференции. – Казань: ГОУ ВПО Казанский государственный университет им. А.Н. Туполева. - 2009. - С. 16-18.

4. Вахрамеев, Д.А. Характер нагружения двигателей тракторов и комбайнов / Д.А. Вахрамеев, Е.Н. Струна, И.В. Лукиных // Наука, инновации и образование в современном АПК: материалы Международной научно-практической конференции. – Ижевск: ФГБОУ ВПО Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2014. - С. 190-192.

5. Синицкий, С.А. Влияние нагрузки машинно-тракторного агрегата на показатели двигателя в условиях эксплуатации / С.А. Синицкий // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук – Казань. – 2005.

© Вахрамеев Д.А., Потапов Е.А., Арсланов Ф.Р., 2018

УДК 621.432

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО ПАРАМЕТРАМ СОПУТСТВУЮЩИХ ПРОЦЕССОВ

Ворончихин Н.В. – к.т.н., e-mail: nike110277@mail.ru,

Никонов А.Н. – к.т.н.

Военная академия материально-технического обеспечения,

г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация: В статье приведена методика позволяющая поставить диагноз о степени работоспособности рабочих полостей цилиндров путем определения величины компрессии каждого цилиндра по параметру сопутствующего процесса в виде силы потребляемого тока при прокрутке КВ электрическим стартером.

Ключевые слова: дизельный двигатель, коленчатый вал двигателя, компрессорный цикл.

DIAGNOSING OF DIESEL ENGINES IN PARAMETERS OF THE ACCOMPANYING PROCESSES

Voronchikhin N.V. PhD of Technics, e-mail: nike110277@mail.ru,

Nikonorov A.N. – PhD of Technics

Military academy of material support, St. Petersburg, Russia

Abstract: The technique *pozvolyaeyushchy* is given in article to make the diagnosis about degree of operability of working cavities of cylinders by determination of size of a compression of each cylinder in the parameter of the accompanying process in the form of force of the consumed current when scrolling KV the electric starter.

Keywords: diesel engine, bent shaft of the engine, compressor cycle.

Массовое использование на автомобильной технике силовых установок на основе дизельных двигателей требует повышения эффективности их диагностирования с использованием новых оперативных методов.

Для диагностирования дизельных двигателей в режиме компрессорного цикла был создан измерительно-вычислительный комплекс (ИВК)(рис.1).

В качестве измерительной и анализирующей аппаратуры в соответствии с рис.1 использовался (ИВК) в составе: персональной ЭВМ, дизельного модуля (рис. 2) с пьезоэлектрическим датчиком (рис. 3), диагностического прибора «MotoDoc III» (рис. 4).

Были исследованы закономерности формирования параметров сопутствующих процессов дизеля и их взаимосвязь с техническим состоянием (ТС) силовой установки.

В отличие от реального рабочего цикла, так называемый «компрессорный цикл» реализуется путем подвода энергии извне, то есть при принудительном прокручивании коленчатого вала (КВ) двигателя внутреннего сгорания без подачи топлива. Этот цикл имеет место при стартерной прокрутке КВ на режиме пуска двигателя.

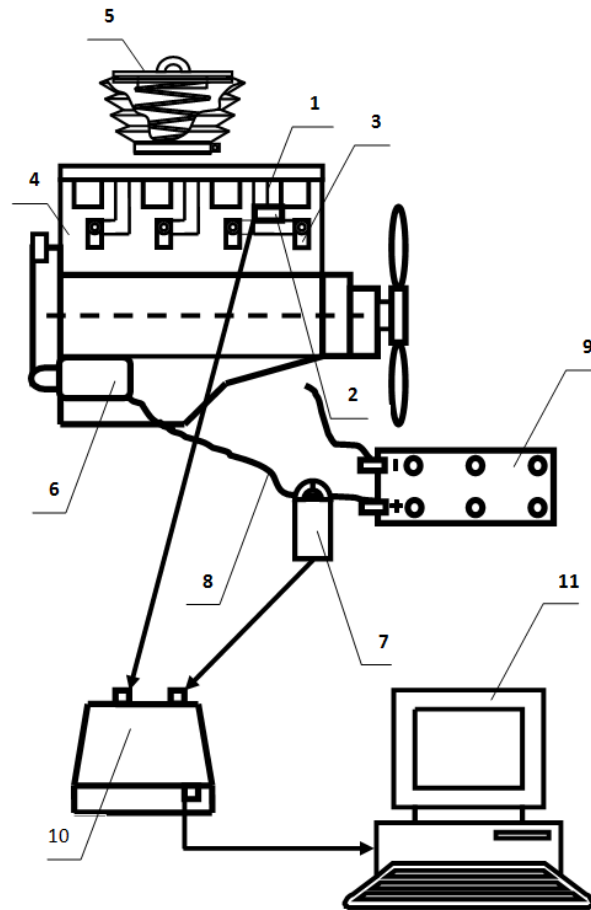


Рисунок 1 - Измерительно-вычислительный комплекс для диагностирования дизелей на основе анализа силы стартерного тока в режиме компрессорного цикла: 1 – топливопровод; 2 - пьезоэлектрический датчик; 3 – форсунка 1-го цилиндра; 4 – двигатель; 5 – заглушка воздухозаборника; 6 – стартер; 7 - преобразователь тока АРРА-32; 8 – плюсовой провод стартера; 9 – аккумуляторная батарея; 10 - диагностический прибор MotoDoc III; 11 - персональный компьютер



Рисунок 2 - Дизельный модуль



Рисунок 3 - Пьезоэлектрический датчик



Рисунок 4 - Диагностический прибор MotoDoc III

При изношенной цилиндро-поршневой группе, нарушении плотности посадки клапанов, а также низкой частоте вращения КВ при стартерной прокрутке давление в конце сжатия значительно уменьшается. В дизелях это приводит к отсутствию самовоспламенения топлива и невозможности пуска.

Для установления зависимостей параметров рабочего тела в конце такта сжатия и сопутствующему изменению тока при стартерной прокрутке КВ было проведено моделирование характер изменения момента сопротивления на валу якоря электродвигателя и степень его корреляции с током, потребляемым стартером.

При электростартерной прокрутке коленчатого вала на зажимы электродвигателя подается напряжение U , под действием которого возникает ток в обмотке якоря. Магнитное поле машины действует на ток в проводниках обмотки, отчего образуется электромагнитный момент $M_{эм}$, заставляющий якорь электродвигателя вращаться. Величина $M_{эм}$ пропорционально зависит от тока в обмотке якоря и магнитного потока

$$M_{эм} = C_M \Phi I_{я}, \quad (1)$$

где C_M – коэффициент, зависящий от конструкции стартера;

Φ – магнитный поток, Вб;

$I_{я}$ – сила тока в обмотке якоря, А.

При вращении якоря и взаимодействии его обмотки с магнитным полем статора в обмотке якоря создается электродвижущая сила (ЭДС) самоиндукции. Направления вращения якоря и магнитного потока таковы, что ЭДС в обмотке якоря направлена навстречу току (ее называют встречной ЭДС).

Встречная ЭДС формирует индуктивную составляющую сопротивления и уменьшает ток якоря, а значит и крутящий момент на валу якоря.

Это явление особенно существенно проявляется в электродвигателях последовательного возбуждения, которые

используются в электрических стартерах СТ-142Б дизельных двигателей КамАЗ, так как ток одновременно меняется в обмотке якоря и в обмотке статора. Исходя из этого, изменение тока электродвигателя стартера четко соответствует изменению частоты вращения вала якоря при колебаниях момента сопротивления.

$$U = E_D + I_{\text{я}} R_{\text{я}}, \quad (2)$$

где E_D – ЭДС, В;

$R_{\text{я}}$ – сопротивление в обмотке якоря, Ом.

Частота вращения якоря будет постоянной при условии энергетического баланса в виде равенства моментов $M_{\text{эм}} = M_c$, где M_c – момент сопротивления на валу двигателя. Основную долю этого момента составляет момент сопротивления, создаваемый сжатым воздухом при реализации компрессорного цикла в режиме стартерной прокрутки КВ двигателя.

Из равенства (2), умножив его на ток $I_{\text{я}}$, можно получить баланс мощностей:

$$U I_{\text{я}} = E_D I_{\text{я}} + I_{\text{я}}^2 R_{\text{я}} \quad (3)$$

В левой части уравнения баланса находится электрическая мощность на входе (на внешних зажимах) двигателя, правая состоит из двух слагаемых: первое выражает электромагнитную мощность

$$P_{\text{эм}} = E_D I_{\text{я}}, \quad (4)$$

второе - мощность потерь в цепи якоря

$$\Delta P_{\text{я}} = I_{\text{я}}^2 R_{\text{я}}. \quad (5)$$

Моменту сопротивления на валу якоря соответствует мощность сопротивления

$$P_c = M_c \omega, \quad (6)$$

где $\omega = 2\pi n/60$ - угловая частота вращения якоря электродвигателя.

Учитывая равенство моментов, получим равенство электромагнитной мощности и мощности сопротивления:

$$P_{\text{эм}} = C_m \Phi I_{\text{я}} \omega = M_{\text{эм}} \omega = M_c \omega = M_c 2\pi n/60 \quad (7)$$

Это равенство показывает, что механическая энергия, передаваемая коленчатому валу от электродвигателя, соответствует электрической. Электрическая энергия, поступающая в обмотку якоря электродвигателя, частично преобразуется в теплоту, а большая ее часть преобразуется в механическую энергию и передается на КВ двигателя при стартерной прокрутке.

Из выше сказанного видно, что изменения электромагнитной мощности соответствует изменению момента сопротивления на валу якоря и определяется его характером. В свою очередь характер момента сопротивления определяется динамикой изменения давления в рабочей полости при стартерной прокрутке коленчатого вала.

Из термодинамического анализа процесса сжатия можно считать, что давление в рабочей полости при компрессорном сжатии составляет

$$P_u = P_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^n, \quad (8)$$

где P_a – давление в цилиндре в конце наполнения, Па;

V_a – полный объем цилиндра, м³;

V – текущее значение внутрицилиндрового объема во время впрыскивания, м³;

n – показатель политропы сжатия (1,36...1,38).

Исходя из уравнения кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) это значение (V) определяется формулой:

$$V = F_n R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (9)$$

где F_n – площадь поршня, м²;

R – радиус кривошипа, м;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, м;

φ – текущее значение угла поворота КВ относительно верхней мертвой точки начала впуска, град.

Из выражения (9) следует, что изменение объема рабочей полости, а значит связанные с ним изменение давления (8), изменение тока (7) имеют одинаковый характер при компрессорном сжатии.

Результаты математического моделирования подтверждают это предположение (рис. 5).

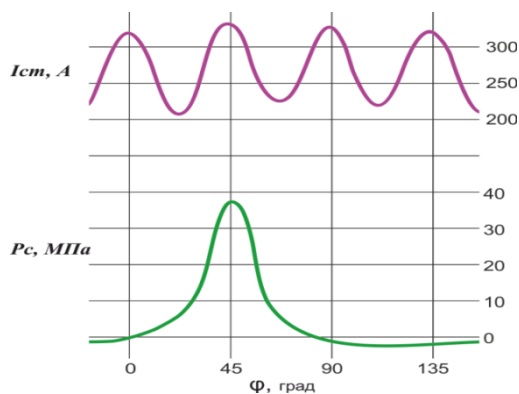


Рисунок 5 - Зависимость силы тока, потребляемого стартером, от давления в рабочей полости цилиндра

Таким образом, предлагаемая методика позволяет поставить диагноз о степени работоспособности рабочих полостей цилиндров путем определения величины компрессии каждого цилиндра по параметру сопутствующего процесса в виде силы потребляемого тока при прокрутке КВ электрическим стартером.

Литература

1. Афанасьев, А.С. Диагностирование военной автомобильной техники / А.С. Афанасьев, Ю.В. Михалев // СПб.: ВА МТО. - 2013.
2. Бурячко, В.Р. Теоретические основы эффективности энергопреобразования в поршневых двигателях / В.Р. Бурячко, С.В. Мась, Р.М. Хабиров // СПб.: ВАТТ - 1993.

© Ворончихин Н.В., Никоноров А.Н., 2018

УДК 621.3; 628.1

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССАХ ПОЛУЧЕНИЯ ТЕПЛА И ЭЛЕКТРИЧЕСТВА

***Рудаков А.И. – д.т.н., профессор; e-mail:
look-rus@mail.ru***

*Казанский государственный энергетический университет, г. Казань,
Россия*

Аннотация: в статье рассматриваются вопросы использования биогаза, который можно сжигать и получать тепловую и электрическую энергию одновременно. Для этого используются когенерационные установки. Одной из возможностей использования когенерационной энергии является применение ее в двигателе Стирлинга - одной из разновидностей двигателя внешнего сгорания.

Ключевые слова: двигатель Стирлинга, биогаз, тепло, электроэнергия, когенерационный процесс, термодинамический цикл.

USE OF STIRLING ENGINE IN COGENERATION PROCESSES OF RECEIPT OF HEAT AND ELECTRICITY

***Rudakov A.I. - doctor of technical Sciences, Professor; e - mail:
look - rus@mail.ru***

Kazan state power university, Kazan, Russia

Annotation: the article discusses the use of biogas which can be burned to obtain heat and electricity at the same time. Cogeneration plants are used for this purpose. One of the possibilities of using cogeneration energy is its use in the Stirling engine - one of the varieties of the external combustion engine.

Keywords: the Stirling engine, biogas, heat, electric power, cogeneration process, thermodynamic cycle.

Из двух задач, поставленных и решаемых современной биогазовой технологией, - получение высококачественного реструктурированного

навоза и получение биогаза, который можно сжигать и получать тепловую и электрическую энергию, будем решать вторую.

В настоящее время большинство индивидуальных потребителей получают различные виды энергии отдельно, то есть, при использовании нагревательного оборудования потребители в лучшем случае получают энергоноситель для отопления и горячего водоснабжения, а электрическая энергия поступает из центральных сетей. Использование когенерационных процессов позволяет получать тепло и электричество одновременно.

В последнее время наряду с когенерационными процессами, используются тригенерационные процессы, в которых используется холод, а именно, холодильные вбсорбционный установки, хладоноситель для которых получают из недоиспользуемого тепла [4, 5].

Одной из возможностей использования когенерационной энергии может быть применение ее в двигателе Стирлинга [1, 2], одной из разновидностей двигателей внешнего сгорания.

Машины Стирлинга - это машины, работающие по замкнутому термодинамическому циклу, в котором циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление рабочим телом происходит путем изменения его объема.

Технологии использования когенерационных установок

Когенерация - это производство электрической и тепловой энергии с использованием одного вида топлива. Когенерационные энергетические установки, не только имеют более высокий КПД по сравнению с центральными электростанциями (40% против 30%) – они также позволяют утилизировать теплоту выхлопных газов, теплоту сгорания биогаза от органических отходов и т.п..

Принципы когенерации известны давно и используются в различных сферах – от первой энергетической установки Томаса Эдисона до современных химических производств, муниципальных электростанций, вырабатывающих электрическую и тепловую энергию.

В Казанском государственном энергетическом университете разработан и изготовлен малогабаритный двигатель Стирлинга, параметры которого приведены ниже. В настоящее время готовится небольшая партия из десяти двигателей для апробации в производственных условиях [3].

На рисунке1 показано фото двигателя Стирлинга.



Рисунок 1 – Фото двигателя Стирлинга (разработка КГЭУ 2014 г)

На рисунке 2 приведен двигатель Стирлинга в сборе с маховиком.

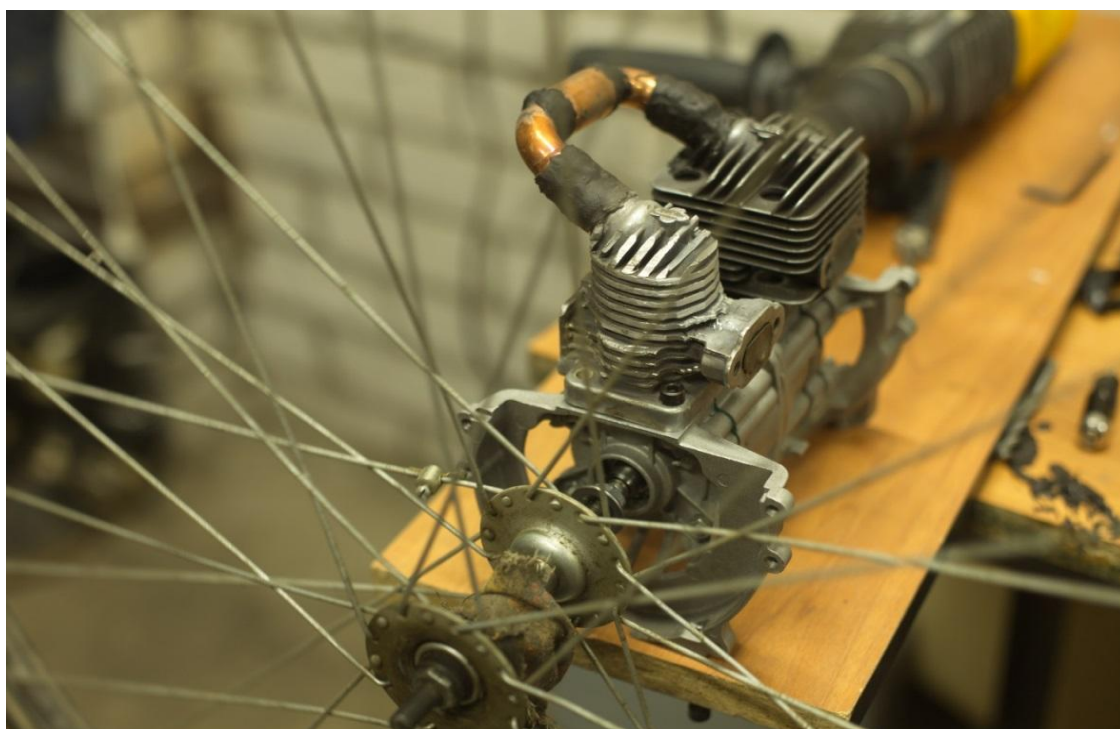


Рисунок 2- Двигатель Стирлинга в сборе с маховиком

Разработанный двигатель Стирлинга относится к типу «Альфа», имеет горячий и холодный цилиндры и рекуператор. В качестве маховика временно использовано велосипедное колесо.

Мощности КПД.

Мощность двигателя Стирлинга при исходных параметрах:

- температура охладителя, T_1 ;
- температура нагревателя, T_2 ;
- рабочий объем, V_1 ;
- рабочее давление P_1 .

Полезная работа за один цикл идеального стирлинга:

$$A = 0.37 \times P_1 \times V_1 \times (T_2 - T_1) \times \text{Log}((T_2 + 273)/(T_1 + 273)) \text{ Дж}, \quad (1)$$

где P_1 - в Кг/см^2 , V_1 - в дц^3 , температура - в $^\circ\text{C}$, (Log - натуральный логарифм).

Давление в горячем цилиндре

$$P_2 = P_1 \times (T_2 + 273)/(T_1 + 273) = 1,536 \text{ Кг/см}^2. \quad (2)$$

Для двигателя Стирлинга объемом ($0,3 \text{ дц}^3$), и атмосферном давлении (1 Кг/см^2), температуре нагрева равной 300°C , температуре охлаждения равной 100°C , полезная работа цикла равна $\sim 14,5 \text{ Дж}$.

Если принять оптимальное 10 циклов в секунду, то мощность будет 145 Вт. Для перехода к практическим значениям необходимо уменьшить значение мощности, как минимум в 3 раза. Окончательно получим $\sim 50 \text{ Вт}$.

Значит, если создадим давление 10 Кг/см^2 - получим $\sim 0,5 \text{ кВт}$.

КПД для цикла Стирлинга совпадает с максимально достижимым КПД тепловых машин:

$$\text{КПД} = (T_2 - T_1)/(T_2 + 273).$$

Для низкотемпературного стирлинга ($T_1 = 50^\circ$, $T_2 = 100^\circ$) получаем КПД = 13,4%,

для высокотемпературного стирлинга ($T_1 = 100^\circ$, $T_2 = 300^\circ$) - КПД = 34,9%.

Поделив, результат на 3, делаем вывод, что низкотемпературные стирлинги имеют КПД несколько единиц процентов, и только высокотемпературные - больше 10 - 15%.

Расчёт электрической мощности генератора.

Для точного определения области применения и пригодности любого электроагрегата необходимо определить суммарную мощность потребителей тока. Таким образом можно определить, какой электроагрегат может быть использован для данных целей.

Потребители, имеющие индуктивную составляющую мощности (компрессоры, насосы и прочие электродвигатели) потребляют большой ток при пуске и выходе на рабочий режим. В этом случае, сначала необходимо определить точное значение мощности одновременно подключаемых потребителей. Далее следует выбрать мощность электроагрегата.

Полная мощность такого электроагрегата должна быть не менее, чем в 3,5 раза больше суммарной мощности потребителей. В исключительных случаях она должна превышать мощность потребителей в 4-5 раз.

Электрогенераторы малой мощности.

Известно много областей применения электрогенераторов малой мощности, способных работать автономно в отдаленных районах в течение длительного времени. Уровень их мощности колеблется от 5 Вт до 5 кВт, но особый интерес представляет диапазон от 200 до 500 Вт. Такие электрогенераторы требуются для многих целей, но в основном для снабжения электроэнергией систем навигации (маяки и буи), автоматических метеостанций, для телеметрии и станций усиления связи. Они могут быть использованы под водой в гражданских и военных целях, в горах, в недоступных районах Арктики и в аварийных навигационных ситуациях. В качестве местного топлива для стирлингенераторов может использоваться торф, измельченный уголь, сланцы, отходы сельского хозяйства и лесоперерабатывающей промышленности.

Для большинства областей применения главным критерием является надежность. Практических ограничений по массе, габаритам и частоте вращения для таких энергоустановок нет. Не важны режимы пуска и останова, поскольку в большинстве случаев есть возможность подключения системы аккумуляторных батарей для отвода избыточной мощности (например, ночью), в то время как электрогенератор продолжает вырабатывать постоянную мощность в устойчивом режиме. Регулирование двигателя и контроль его работы не являются серьезной проблемой. В большинстве случаев предпочтительней (и легче) регулировать электрические параметры системы, чем параметры самого двигателя.

Автономные системы электроснабжения на основе двигателей Стирлинга.

Двигатель Стирлинга можно использовать во всех областях, где требуется преобразование тепловой энергии в механическую. В мировых обзорах по энергопреобразующей технике двигатель Стирлинга рассматривается как обладающий наибольшими возможностями для дальнейшей разработки. Все его преимущества дают возможность машинам Стирлинга в ближайшее время значительно потеснить двигатели внутреннего сгорания. Двигатели Стирлинга могут применяться для превращения в электроэнергию любого вида теплоты.

Литература

1. Мевлиянов, М.Д. Использование биогаза для получения электрической энергии с помощью двигателя Стирлинга. /М.Д.

Мевлиянов, А.И. Рудаков // Ж. «Вестник магистратура». - №1 (52). -Том 1
ISN 2223-4047.

2. Рудаков, А.И. Получение электрической энергии при помощи двигателя Стирлинга с использованием биогаза / А.И. Рудаков, М.Д. Мевлиянов, Д.А. Касимова // Молодой ученый: гипотезы и апробация результатов исследований: матер. Международной молод. н. - практ. конф. Душанбе, Таджикистан. Изд-во «Мир Науки». – 2016. - С.50 – 58.

3. Рудаков, А.И. Патент на полезную модель №150764 Российская Федерация, МПК C02F 3/02 C02F 11/04 Биореактор периодического действия для анаэробного сбраживания органических отходов. /А.И. Рудаков, И.Р. Нафиков, И.Х. Гайфуллин, П.С. Курочкин // Заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО КГАУ. - №2014120276/05; Заявл. 20.05.2014. Оpubл. 27.02.2015 Бюл. № 6.

4. Фирсова, Е.В. Возможность использования двигателя Стирлинга в комбинированном источнике энергии /Е.В. Фирсова // Энергетика: состояние, проблемы перспективы: Всероссийская научно-техническая конференция. – Оренбург. - 2010. – С. 55–58.

5. Фирсова, Е.В. Использование двигателя Стирлинга в тригенерационном цикле. /Е.В. Фирсова, В.Ю. Соколов// Ж. Фундаментальные исследования. – 2012. – № 3 – С. 141-144.

(©) Рудаков А.И., 2018 г.

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ И СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ

Зимагулов А.Х. - Заслуженный изобретатель ТССР, д.т.н., профессор,

Нуруллин Р.Г. - Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н., доцент

***Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия***

Аннотация: в работе проведен анализ технических решений по оптимизации работы системы питания и системы смазки двигателя. Приведены математические модели расчета некоторых параметров системы смазки.

ORGANIZATION OF WORK OF POWER SUPPLY SYSTEM AND THE LUBRICATION SYSTEM OF THE ENGINE

Zimagulov A.X. - Honored inventor, doctor of technical Sciences, Professor,

Nurullin R.G. - Honored inventor, Ph. D.

Abstract: in this work the analysis of technical solutions for optimisation of the power system and the lubrication system of the engine. Mathematical models of calculation of some parameters of lubrication system are given.

Для организации эффективной работы системы питания рекомендуется система с электрическим управлением впрыска топлива [1].

Электромагнит, установленный в форсунке, сердечником которого является толкатель, соединен с источником тока и электрическим датчиком, встроенным в нагнетательную магистраль [2]. На внутреннем торце корпуса установлены изолированные контакты. Для регулирования усилия прижатия подвижного контакта плунжера, давления и выключения электромагнита на другом торце корпуса установлен регулирующий орган.

Датчик размещен у насоса и настроен на регулирование по волне топлива, чтобы своевременно поднять прижатую иглу форсунки. Пружина удерживает иглу в закрытом положении от действия давления газов из камеры сгорания, когда волна топлива еще не дошла до иглы. Датчики устанавливаются в каждую секцию насоса. Нагнетательная магистраль соединена с камерой нагнетания насоса, в которой имеется нагнетательный клапан. При этом топливо по нагнетательной магистрали подается в корпус, в камеру под иглой распылителя и по магистрали во встроенный в нее датчик. В нерабочем состоянии контакты замкнуты, и ток от источника тока течет к катушке электромагнита. В таком режиме производится удерживание штанги и иглы в закрытом положении при помощи катушки электромагнита и пружины.

При номинальном давлении контакты размыкаются, катушка электромагнита отключается от источника тока, топливо по каналам поступает в камеру подъема иглы распылителя. При увеличении давления распылитель открывается, и топливо подается в камеру сгорания. В конце процесса подачи топлива в канале подъема иглы распылителя давление начинает падать. Тогда в полости датчика, соединенной с нагнетательной магистралью, происходит падение давления, и при помощи подпружиненного плунжера контакты замыкаются. По цепи протекает ток, создающий электромагнитную силу в катушке электромагнита. Электромагнитная сила втягивает штангу, выводя пружину из сжатого состояния, тем самым отключается впрыск топлива. При этом происходит точная отсечка топлива, увеличивается скорость распыления топлива и ликвидируется подвпрыск в конце подачи. Объем нагнетательной магистрали практически не меняется.

На обеспечение нормального режима работы системы смазки по давлению при снижении частоты вращения и компенсацию износа коленчатого вала двигателя для привода масляного насоса затрачивается в 2-3 раза больше мощности, чем это необходимо. В номинальном режиме редукционный клапан перепускает 50-60 % масла от общего расхода.

Для исключения указанных недостатков предложены и разработаны самоорганизующие процессы в системе смазки.

Рассмотрим объект по авторскому свидетельству СССР № 1353896 «Система смазки двигателя внутреннего сгорания» [3]. В этом объекте ведущий вариатор 1 установлен на коленчатом валу двигателя и состоит из двух дисков, поджатых пружиной, а вариатор 2 состоит из двух дисков, поджимаемых друг к другу кольцевым поршнем 3, установленным в цилиндре 4 (рис. 1 а). Надпоршневая полость цилиндра соединена с главной магистралью. При снижении частоты вращения коленчатого вала падает давление в главной магистрали 5 и, соответственно, в надпоршневой полости. Вследствие этого пружина вариатора 1 сжимает диски, заставляя расходиться диски вариатора 2, что приводит к увеличению давления масла.

При составлении математической модели приняты следующие допущения:

1. Подведенное в магистраль количество масла равно отведенному $Q_n = Q_o$.

2. За регулируемое давление принимается давление в основной магистрали или в связанном с ней датчике.

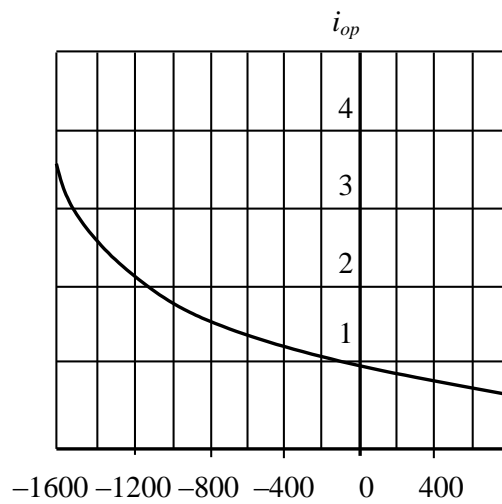
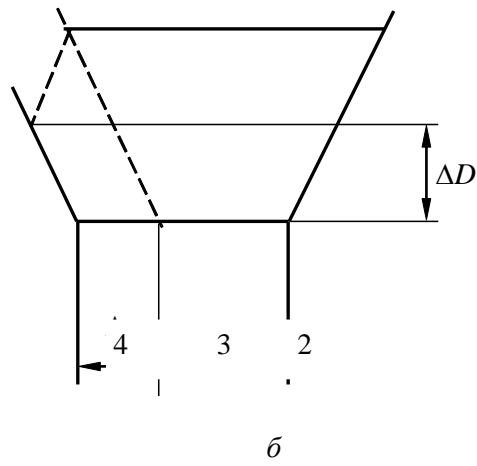
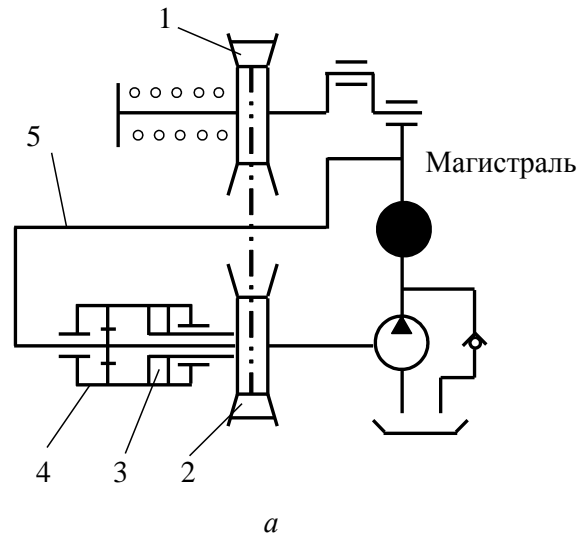
3. Влиянием изменения температуры масла пренебрегают.

В известных двигателях передаточное отношение в приводе масляного насоса постоянное. Поставим задачу поддержания частоты вращения вала масляного насоса n_{op} постоянным:

$$n_{op} = i_{op} (n_n \pm \Delta n), \quad (1)$$

где i_{op} – передаточное отношение привода насоса; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала; Δn – изменение частоты вращения двигателя в зависимости от нагрузки (при M_{max} изменение частоты вращения двигателя принимает значение $\Delta n = 120-180$ об/мин) привода масляного насоса от частоты вращения коленчатого вала

Из зависимости (1) следует, что $i_{op} = \frac{n_{op}}{n_n \pm \Delta n}$.



в

Рисунок 1 - Оптиматор давления масла в системе смазки:
 а – принципиальная схема; б – схема перемещения ремня вариатора по его неподвижному диску; в – график зависимости передаточного числа

Переменными величинами являются i_{op} и Δn . Часовая подача насоса Q_{op} по Болтинскому В.Н. ([4], стр. 391) равна:

$$Q_{op} = \eta_{op} \frac{D_{op} m b_z n_{op}}{2660}, \quad (2)$$

где η_{op} – коэффициент полезного действия насоса; D_{op} – диаметр начальной окружности ведущей шестерни, мм; m – модуль зацепления; b_z – длина зуба, мм; n – частота вращения вала насоса, об/мин.

Подставляя значение n_{op} из уравнения (1) получим часовую подачу:

$$Q_{op} = c_1 i_{op} (n_n \pm \Delta n); \quad \text{или} \quad \frac{Q_{op}}{i_{op}} = c_1 (n_n \pm \Delta n).$$

На примере двигателя марки Д-240 подсчитаем постоянную c_1 при $D_{op} = 36$ мм, $m = 3$, $b_z = 20$ мм, $\eta_{op} = 0,8$:

$$c_1 = \frac{0,8 \cdot 36 \cdot 3 \cdot 20}{2660} = 0,65.$$

В литературе приводятся основные величины частот вращения коленчатого вала двигателя. Двигатель Д-240 имеет номинальную частоту вращения $n_n = 2200$ об/мин (230 рад/с), на холостом ходу минимальную 600 об/мин; мощность $N_n = 55,2$ кВт. Передаточное отношение от коленчатого вала к валу насоса $i = 1$. Приведем пример расчета передаточного отношения i_{op} :

$$i_{op} = \frac{n_{op}}{n_n \pm \Delta n} = \frac{2200}{2200 + 100} = 0,96.$$

В табл. 1 приведены передаточные отношения привода насоса, полученные расчетным путем. По этим сведениям можно ориентироваться в том, насколько следует изменять передаточное отношение привода, чтобы обеспечить оптимальную работу системы смазки.

Таблица 1 - Расчетные передаточные отношения привода насоса

Δn	i_{op}	Δn	i_{op}	Δn	i_{op}
500	0,81	0	1,0	-500	1,29
400	0,84	-100	1,04	-600	1,38
300	0,88	-200	1,10	-1000	1,80
200	0,92	-300	1,15	-1400	2,75
100	0,96	-400	1,22	-1600	3,66

Рассчитаем некоторые параметры элементов системы смазки.

Усилие от давления масла на поршне P_n меняется от первоначального состояния до конечного в пределах:

$$P_n = pS_n; \quad \Delta P_n = pS_n + \Delta pS_n,$$

где S_n – площадь поршня; Δp – изменение давления масла.

Усилие пружины P меняется в пределах:

$$P = C_y y; \quad \Delta P = C_y \Delta y,$$

где C_y – жесткость пружины; Δy – ход поршня.

Усилие от давления масла на поршне и усилие пружины уравнивают друг друга: $P_n = P$; $\Delta P_n = \Delta P$. Таким образом, получается ряд зависимостей:

$$C_y \Delta y = pS_n + \Delta pS_n;$$

$$\Delta P_n = \Delta pS_n;$$

$$\Delta P = C_y \Delta y;$$

$$\Delta pS_n = C_y \Delta y.$$

Отсюда $\frac{S_n}{C_y} = \frac{\Delta y}{\Delta p}$, то есть $y'_p = \frac{S_n}{C_y}$; $\int_0^y y = \frac{S_n}{C_y} \int_0^p dP$; $dy = \frac{S_n}{C_y} dP$;

$$y = P \frac{S_n}{C_y} + C.$$

Если усилие пружины равно P_{nom} , то $y=0$. Тогда получаем

$$0 = P_{nom} \frac{S_n}{C_y} + C, \text{ откуда получаем выражение для } C = -\frac{S_n}{C_y} P_{nom}.$$

Следовательно,

$$y = P \frac{S_n}{C_y} - \frac{S_n}{C_y} P_{nom}; \quad S_n = C_y \frac{\Delta y}{\Delta p}.$$

По Л.В. Колесову ([5], стр. 258 и 67) расход Q_d (m^3/c) датчика дросселя-диафрагмы связан с перепадом давления следующим соотношением:

$$Q_d = b_p S_o \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}},$$

где b_p – коэффициент расхода жидкости; S_o – сечение отверстия диафрагмы; g – ускорение свободного падения; γ – плотность масла.

Отсюда получаем $\Delta p = \frac{Q_d^2 \gamma}{b_p^2 S_o^2 2g}$. Следовательно, $S_n \frac{Q_d^2 \gamma}{b_p^2 S_o^2 2g} = C_y \Delta y$.

В номинальном режиме при $P_{nom} S_n = y_n C_y$ диаметры вариаторов одинаковы. Отсюда следует:

$$\frac{\Delta D}{0,5\Delta y} = tg\alpha; \quad \Delta D = \frac{\Delta y tg\alpha}{2}; \quad i_{op} = \frac{n_{op}}{n_n \pm \Delta n}.$$

При снижении частоты вращения коленчатого вала диаметр ведущего вариатора, где размещается трапецеидальный ремень, увеличивается на величину ΔD , а ведомого снижается на такую же величину, так как длина ремня остается постоянной. Давление масла в магистрали восстанавливается, одновременно поршень восстанавливает номинальный режим работы вариатора, давление снова понижается и восстанавливается режим работы вариатора.

В случае $i_{op} = \frac{n_{op}}{n_n \pm \Delta n}$ можно записать:

$$\frac{D_{dv} + \Delta D}{D_{op} - \Delta D} = \frac{n_{op}}{n_n \pm \Delta n},$$

где D_{dv} – диаметр диска ведущего вала; D_{op} – диаметр диска масляного насоса.

Поскольку $\Delta D = \frac{\Delta y \operatorname{tg} \alpha}{2}$, то следует:

$$\frac{D_{dv} + \frac{\Delta y \operatorname{tg} \alpha}{2}}{D_{op} - \frac{\Delta y \operatorname{tg} \alpha}{2}} = \frac{n_{op}}{n_n \pm \Delta n}.$$

После упрощения этого выражения получаем:

$$\frac{2D_{dv} + \Delta y \operatorname{tg} \alpha}{2D_{op} - \Delta y \operatorname{tg} \alpha} = \frac{n_{op}}{n_n \pm \Delta n}.$$

Продолжим математические преобразования:

$$2D_{dv}n_n + \Delta y \operatorname{tg} \alpha n_n - 2D_{dv}\Delta n - \Delta y \operatorname{tg} \alpha \Delta n = 2D_{op}n_{op} - \Delta y \operatorname{tg} \alpha n_{op};$$

$$2D_{dv}n_n - 2D_{dv}\Delta n - 2D_{op}n_{op} = \Delta y \operatorname{tg} \alpha \Delta n - \Delta y \operatorname{tg} \alpha n_n - \Delta y \operatorname{tg} \alpha n_{op};$$

$$2 \left(n_n - \Delta n - \frac{D_{op}n_{op}}{D_{dv}} \right) = \Delta y \frac{\operatorname{tg} \alpha (\Delta n - n_n - n_{op})}{D_{dv}}.$$

Отсюда получаем:

$$\Delta y = \frac{2(D_{dv}n_n - D_{dv}\Delta n - D_{op}n_{op})}{\operatorname{tg} \alpha (\Delta n - n_n - n_{op})};$$

$$\Delta p = \frac{C_y \Delta y}{S_n} = \frac{2C_y (D_{dv}n_n - D_{dv}\Delta n - D_{op}n_{op})}{S_n \operatorname{tg} \alpha (\Delta n - n_n - n_{op})}.$$

Количественно процесс самовыравнивания оценивается коэффициентом самовыравнивания:

$$\rho_c = \frac{d\Delta n}{dG_{reg}},$$

где Δn – приращение внешнего воздействия в относительных единицах, $\Delta n = \frac{(n_1 - n_2)}{n_{op}}$; n_1, n_2 – номинальные значения частоты вращения коленчатого вала двигателя; G_{reg} – регулируемая величина в относительных единицах, $G_{reg} = \frac{I}{I_{op}}$; I – текущее значение давления насоса; I_{op} – номинальное значение давления насоса.

Чем больше коэффициент самовыравнивания ρ_c , тем легче осуществить процесс самовыравнивания, то есть меньше перепад давления, а, следовательно, тем качественнее оптиматор.

Между коэффициентом самовыравнивания ρ_c , чувствительностью ν и постоянным времени T существует связь $T = \frac{1}{\nu \rho_c}$. Следовательно, чем больше T , тем хуже происходит процесс самовыравнивания

$$\rho_c = \frac{n}{P_{max}}$$

Коэффициент усиления объекта равна $c_o = \frac{1}{\rho_c}$.

Основные пути интенсификации функциональных свойств и эффективности системы смазки двигателей внутреннего сгорания (ДВС) перечислены в табл. 2.

Таблица 2 - Пути интенсификации функциональных свойств и эффективности системы смазки ДВС

Наименование методов, средств и устройств интенсификации	Получаемый эффект	Оцениваемые параметры
1	2	3
1. Обеспечение качественной очистки масла	Повышение долговечности	Наработка
2. Устройство автоматизации доливки масла	Сокращение времени на обслуживание, повышение срока службы масла	Продолжительность работы масла
3. Регулирование теплового режима работы: – непосредственное;	Уменьшение окисления и старения масла, увеличение	Средняя и оптимальная температура и кинематическая

<ul style="list-style-type: none"> – охлаждением в поддоне; – воздушно-радиаторное; – смешанными системами; – охлаждением масла в водомасленных теплообменниках и воды в воздушных радиаторах; – клапанами-термостатами 	долговечности масла и двигателя, снижение нагара	вязкость масла
4. Устройство освежения масла	Увеличение срока старения масла	Наработка
5. Уменьшение давления в системе смазки	Энергоснабжение на приводе масляного насоса, увеличение срока старения масла	Мощность привода и наработка
6. Формирование циркуляции масла	Улучшение охлаждения деталей и узлов, повышение долговечности	Долговечность
7. Центрифугирование масла центрифугой с комбинированным гидравлическим приводом ротора и разгонными соплами	Увеличение качества очистки масла при неустановившихся режимах	Наличие износных примесей в масле
8. Уменьшение удельного объема масла	Быстрый прогрев в период пуска	Температура масла при пуске
9. Стабилизация давления масла: <ul style="list-style-type: none"> – аккумулярование при помощи корректора регулятора топливного насоса; – варьирование частоты вращения вала масляного насоса 	Энергоснабжение на приводе масляного насоса, стабилизация процессов и повышение долговечности	Давление, мощность привода, температура, качество очистки и срок службы масла

Литература

1. А.с. 1364767 СССР. Топливная система / Казанский СХИ. Зимагулов А.Х. // №4103309; заявл. 22.05.86; опубл. 1988, Бюл. № 1.

2. Зимагулов, А.Х. Технические и технологические пути повышения эффективности и безопасности агрегатов на базе мобильных энергетических средств / А.Х. Зимагулов, Р.Г. Нуруллин, Т.А. Зимагулов // Казань: КГУ. - 2012. – 278 с.

3. А.с. 1353896 СССР. Система смазки двигателя внутреннего сгорания с корректором-регулятором топливного насоса / А.Х. Зимагулов, Р.Ш. Сагдеев, Г.А. Зимагулова, Р.Р. Юнусов // №3911452; заявл. 12.06.85; опубл. 1988. - Бюл. № 43.

4. Болтинский, В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей / В.Н. Болтинский // М: Сельхозиздат. - 1962.

5. Колесов, Л.В. Основы автоматики / Л.В. Колесов // М.: Колос. - 1978. – 258 с.

© Зимагулов А.Х. Нуруллин Р.Г., 2018

УДК 621.431

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ПРЕПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Потапов Е.А. – аспирант; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Арсланов Ф.Р. – к.т.н.; e-mail: ffanis@mail.ru,

Давыдов Н.Д. – старший преподаватель,

Корепанов Ю.Г. – старший преподаватель

Ижевская государственная сельскохозяйственная академия, г.

Ижевск, Россия

Аннотация: рассмотрен сравнительный анализ распространенных на сегодняшний день методов предпускового подогрева. В комплексе факторов преимущество в применении имеет тепловой аккумулятор.

Ключевые слова: двигатель, виды предпускового подогрева, предпусковая подготовка, экологичность.

ANALYSIS METHODS PRE-LAUNCH PREPARATION ENGINE TRACTOR UNIT

Potapov E.A. - post-graduate student; e-mail: vdaig@yandex.ru,

*Vachrameev D.A. – candidate of technical sciences, associate
professor; e-mail: vdaig@yandex.ru,*

*Arslanov F. R. - candidate of technical sciences, associate professor; e-
mail: ffanis@mail.ru,*

Davydov N.D. – Senior Lecturer,

Korepanov U.G. - Senior Lecturer
Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: a comparative analysis of common methods of preheating is considered. In the complex of factors the advantage in the application has a thermal battery.

Keywords: engine, types of pre-heating, pre-launch preparation and environmental friendliness.

В условиях российского климата среднемесячная температура воздуха выше $+5^{\circ}\text{C}$ наблюдается лишь в течение 5 месяцев в году, а среднегодовая температура составляет $-5,5^{\circ}\text{C}$. Между тем, согласно требованиям производителей автотракторной техники, при понижении температуры окружающей среды ниже $+5^{\circ}\text{C}$ рекомендуется производить предпусковую тепловую подготовку [5]. Данная подготовка существенно снижает время прогрева двигателя, расход топливо-смазочных материалов (моторное масло в процессе прогрева интенсивно расходуется на угар), износ деталей, уровень вибрации и количество токсичных компонентов отработавших газов [2,4].

На сегодняшний день широкое распространение приобрели следующие виды предпускового подогрева двигателей: применение электрических подогревателей, применение автономных подогревателей, работающих на применяемом топливе, использование подогрева горячей газовойдушной смесью, подогрев горячей водой или паром [3].

Из представленных методов наиболее удобно использование автономных подогревателей [1], не требующих внешнего источника питания, но обладающих достаточно высокой стоимостью и необходимостью использования топлива для работы. Ситуация с использованием электрических подогревателей прямо противоположная. Стоит отметить, что данный метод обладает лишь одним существенным недостатком — это необходимость в наличии электрической сети, что удается обеспечить далеко не всегда. Подогрев двигателя горячей газовойдушной смесью и применение пара достаточно энергозатратные мероприятия и требуют повышенной трудоемкости процесса.

В настоящее время начинают приобретать все большее распространение тепловые аккумуляторы для двигателей, предназначенные для сохранения тепловой энергии охлаждающей жидкости в период стоянки или хранения техники в период между сменами. Данные устройства представляют особый интерес поскольку не требуют дополнительных затрат топлива на подогрев, подведения электрической энергии, процесс тепловой подготовки к пуску

занимает считанные минуты. Стоимость подобных устройств зачастую ниже, чем у автономных предпусковых подогревателей. Поэтому данная тематика имеет большие перспективы дальнейшего развития [6].

Основным критерием, ограничивающим широкое распространение тепловых аккумуляторов на сегодняшний день, является ограниченный объем свободного пространства в моторном отсеке легковых автомобилей и время эффективного использования после остановки двигателя (максимальный временной интервал составляет от 24 до 48 часов в зависимости от типа конструкции). Но приведенными критериями можно пренебречь, если речь идет о сельскохозяйственной или промышленной технике, где конструктивно имеется возможность встраивать подобные устройства различных объемов.

Рассмотрим предварительный конструктивный расчет на примере двигателя серии Д-240 трактора МТЗ — 82. Исходными данными для расчета являются:

-объем малого контура системы охлаждения двигателя (V_0) — 8 литров;

-примерная масса блока цилиндров с головкой цилиндров (M_d) — 250 кг;

-удельная теплоемкость охлаждающей жидкости ($C_{ж}$) — 3780 Дж/кг x К;

-удельная теплоемкость блока и головки цилиндров (C_d) — 540 Дж/кг x К.

Особый интерес представляют значения удельных теплоемкостей самого материала двигателя (чугуна) и его рабочих жидкостей (антифриза либо тосола и моторного масла). Физический смысл данной величины заключается в способности материалов накапливать внутреннюю (тепловую) энергию или отдавать ее в процессе теплопередачи. Поэтому в представленных далее расчетах примем удельную теплоемкость охлаждающей жидкости за эталонную.

В соответствии с результатами экспериментальной работы, проведенной авторами данной статьи на опытном образце теплоаккумулятора, при средней температуре окружающей среды не выше -15°C температура охлаждающей жидкости за период межсменного хранения техники (15 часов) снижается с 90°C до 50°C , температура моторного масла за данное время снижается с 90°C до 39°C . Стоит пояснить, что температура воздуха, равная -15°C , выбрана с учетом средней температуры января в средней полосе России.

Перед началом расчета, следует обратить внимание на процесс смешивания жидкостей. В ходе проведения экспериментальной работы были использованы две емкости с антифризом. Одна емкость была нагрета до температуры 50°C , соответствующей температуре жидкости в тепловом аккумуляторе после периода межсменного хранения. Вторая

емкость была охлаждена до температуры -15°C , соответствующей средним климатическим условиям. Далее данные жидкости смешивались между собой в разных пропорциях и проводился замер их конечной температуры. По результатам работы были построены следующие зависимости:

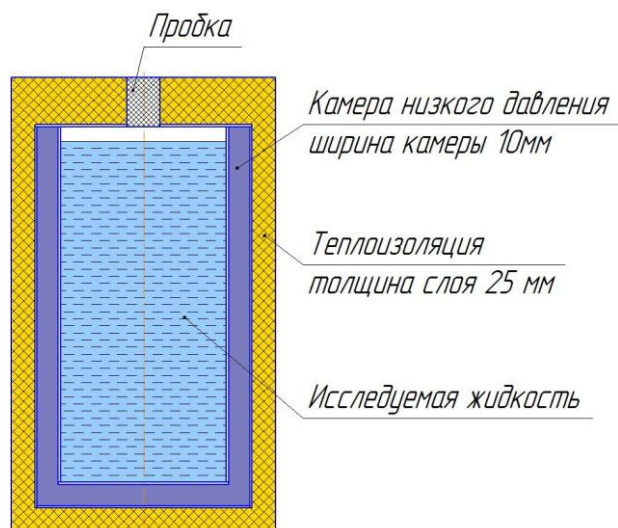


Рисунок 1 - Опытный образец теплового аккумулятора

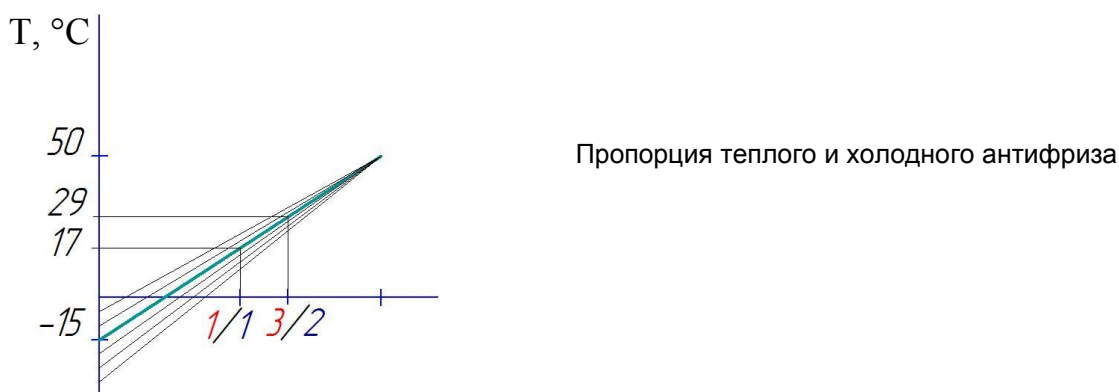


Рисунок 2 - Процесс смешивания антифриза

Из графика видно, что при смешивании антифриза в равных долях мы получаем конечную температуру, равную 17°C . Если смешать теплый и охлажденный антифриз в пропорции $3/2$, то конечная температура составит уже 29°C .

Условимся, что минимальная температура двигателя после тепловой подготовки к запуску, должна составлять не ниже 5°C , в

соответствии с рекомендациями производителей автотракторной техники.

Итак, приведенная к свойствам жидкости масса блока цилиндров и головки блока двигателя:

$$M_{пр} = M_d \times C_d / C \quad (1)$$

$$M_{пр} = 250 \times 540 / 3780 = 35,7 \text{ кг}$$

В соответствии с пропорцией смешивания жидкостей 3/2, приведенной ранее по тексту, необходимый объем теплового аккумулятора:

$$V_T = 3V_0 / 2 \quad (2)$$

$$V_T = (3 \times 8) / 2 = 12 \text{ л.}$$

Полный объем охлаждающей жидкости в малом контуре системы охлаждения двигателя с учетом теплового аккумулятора:

$$V_{п} = V_0 + V_T \quad (3)$$

$$V_{п} = 8 + 12 = 20 \text{ л.}$$

По графику рис.2 определим примерную температуру двигателя после прогрева при его первоначальной температуре -15°C . Данная температура составит -5°C , что не соответствует исходным требованиям. Поэтому, анализируя вышеуказанный график, минимально необходимый полный объем малого контура системы охлаждения двигателя с учетом теплового аккумулятора составит 33 литра. Тогда в соответствии с формулой 3, объем теплового аккумулятора равен 25 литрам.

Подобные расчеты возможно провести и для других двигателей тракторов и автомобилей.

Таким образом, минимальный необходимый объем теплового аккумулятора для тепловой подготовки двигателя серии Д-240 к запуску не так уж и существенен. Поэтому проблемы с его размещением на тракторе МТЗ — 80/82 не возникнет. А эффект от применения подобного устройства будет значительным, как в плане снижения износа деталей двигателя, так и с точки зрения снижения количества вредных компонентов отработавших газов, что особенно актуально в настоящее время.

Литература

1. Денисов, Р.В. Перспективы использования автономных предпусковых подогревателей в условиях ужесточающихся экологических требований к двигателям автомобилей / Р.В. Денисов, М.Ю. Петухов // Экология и научно-технический прогресс. Урбанистика: матер. науч.-практ. конф.: в 2т. - Пермь: Изд-во ПНИПУ. - 2014. - Т.2. - С.120-126.

2. Каллимуллин, Р.Ф. Эффективность предпускового подогрева автомобильного двигателя // Вестник сибирской государственной автомобильно - дорожной академии. - 2015. - №1 (41). - С.11-16.

3. Ловцов, И.А. Применение современных инженерных решений в

методах предпускового подогрева автомобильных двигателей / И.А. Ловцов, В.И. Козликин // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016): сборник статей VIII Международной научно-технической конференции. - 2016. - С. 236-239.

4. Неговора, А.В. Обоснование конструктивно-режимных параметров предпускового подогревателя / А.В. Неговора, Д.А. Гусев // Труды ГОСНИТИ. - 2016 - Т.- 125. - С. 90-96.

5. Потапов, Е.А. Снижение токсичности отработавших газов дизельного двигателя в период пуска / Е.А. Потапов, Д.А. Вахрамеев, Н.Д. Давыдов // Современные проблемы экологии: доклады XIX Междунар. науч.-технич. Конференции. - Тула: Инновационные технологии. - 2017. - С. 3-6.

© Потапов Е.А., Вахрамеев Д.А., Арсланов Ф.Р.
Давыдов Н.Д., Корепанов Ю.Г., 2018

УДК 621.431

ТЕПЛОЙ АККУМУЛЯТОР ДЛЯ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Потапов Е.А. – аспирант; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Арсланов Ф.Р. – к.т.н.; e-mail: ffanis@mail.ru,

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

Богданов А.С. – специалист,

Попов А.В. – специалист

*Ижевский электромеханический завод АО «ИЭМЗ «Купол»
г. Ижевск, Россия*

Аннотация: рассмотрен вопрос перспективности применения теплового аккумулятора для предпусковой подготовки двигателей машинно-тракторных агрегатов, грузовых автомобилей и специализированной техники. Данный метод в сравнении с другими видами тепловой подготовки двигателя обладает большими преимуществами и имеет широкие перспективы.

Ключевые слова: двигатель, тепловой аккумулятор, предпусковая подготовка, экологичность.

HEAT ACCUMULATOR FOR PRE-LAUNCH PREPARATION ENGINE TRACTOR UNIT

Potapov E.A. - post-graduate student; e-mail: vdaig@yandex.ru,

*Vachrameev D.A. – candidate of technical sciences, associate
professor; e-mail: vdaig@yandex.ru,*

Arslanov F. R. - candidate of technical sciences, associate professor; e-mail: ffanis@mail.ru

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Bogdanov A.S. - specialist,

Popov A.V. - specialist

Izhevsk electromechanical plant «Kupol», Izhevsk, Russia

Abstract: the question of the prospects of the use of heat accumulator for the pre-start preparation of engines of machine-tractor units, trucks and specialized equipment is considered. This method in comparison with other types of thermal preparation of the engine has big advantages and has wide prospects.

Keywords: engine, heat accumulator, pre-start preparation, environmental friendliness.

Идея сохранить тепловую энергию двигателя внутреннего сгорания в период перерыва его работы не является новой. Устройством, обеспечивающим данный процесс, является тепловой аккумулятор, способный накапливать нагретую охлаждающую жидкость двигателя при его работе и сохранять ее тепловую энергию (с учетом определенных потерь) для подогрева при следующем пуске. На сегодняшний день существует ряд конструкций тепловых аккумуляторов, отличающихся между собой как габаритными размерами, так и эффективностью ввиду применения различных материалов и узлов. Данные устройства не получили широкого распространения из-за достаточно высокой стоимости по сравнению с другими типами предпускового подогрева двигателя и больших габаритных размеров, так как их применение было ориентировано на легковой транспорт.

Если рассматривать применение тепловых аккумуляторов для предпусковой подготовки двигателей машинно-тракторных агрегатов, то здесь открываются достаточно широкие перспективы. Приведем сравнительную таблицу применения способов тепловой подготовки двигателя машинно-тракторного агрегата.

Таким образом, проанализировав данные таблицы 1, можно заметить, что в сравнении с другими типами подогрева двигателя [1,2] применение теплового аккумулятора является самым перспективным методом. А если учесть тот факт, что в нашем случае габаритными размерами можно пренебречь (на любом тракторе достаточно места для установки теплового аккумулятора), то минусы подобных устройств сводятся лишь к их стоимости. Но и здесь необходимо отметить, что период межсменного хранения эксплуатируемых тракторов сельскохозяйственного производства в зимний период составляет не более 15 часов. Поэтому как конструкции, так и к материалам теплового

аккумулятора в данном случае нецелесообразно применять высокие требования, что, безусловно, существенно снижает и стоимость конечного продукта.

Таблица 1 Сравнительный анализ методов предпускового подогрева

Вид обогрева	Безопасность	Время прогрева	Автономность	Источники энергии	Экологичность	Габариты	Трудоемкость	Цена
Автономный подогрев	-	-	+	-	-	+	+	-
Электрический подогрев	-	-	+	-	+	+	+	+
Подогрев газоз-воздушной смесью	-	-	-	-	-	+	-	+
Тепловой аккумулятор	+	+	+	+	+	-	+	-

Для увеличения эффективности использования теплового аккумулятора необходимо сохранять тепловую энергию не только охлаждающей жидкости, но и моторного масла с топливом. А в процессе работы двигателя тепловой аккумулятор будет являться еще и теплообменником, позволяющим подогревать топливо в зимнее время, что существенно улучшит качество смесеобразования в цилиндрах двигателя, приведет к уменьшению расхода топлива и снижению образования токсичных компонентов в отработавших газах. Поэтому предлагается использовать конструкцию следующего типа.

Данная конструкция предусматривает три изолированные друг от друга камеры, предназначенные для охлаждающей жидкости, моторного масла и топлива.

Проведенные испытания позволили построить графики зависимости падения температуры охлаждающей жидкости (моторного масла) от времени.

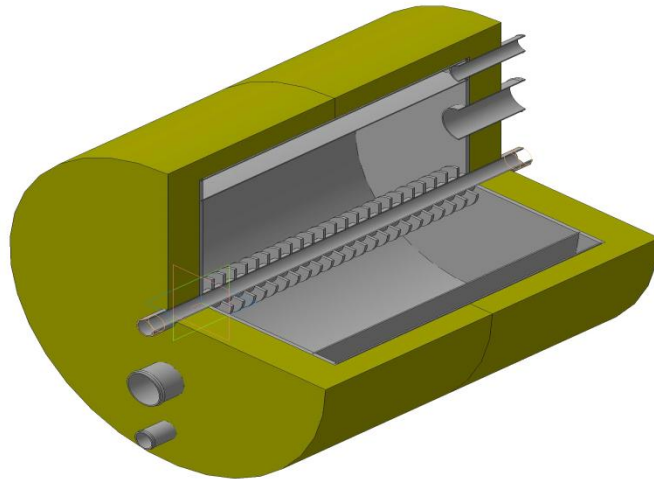


Рисунок 1 - Предлагаемая конструкция теплового аккумулятора

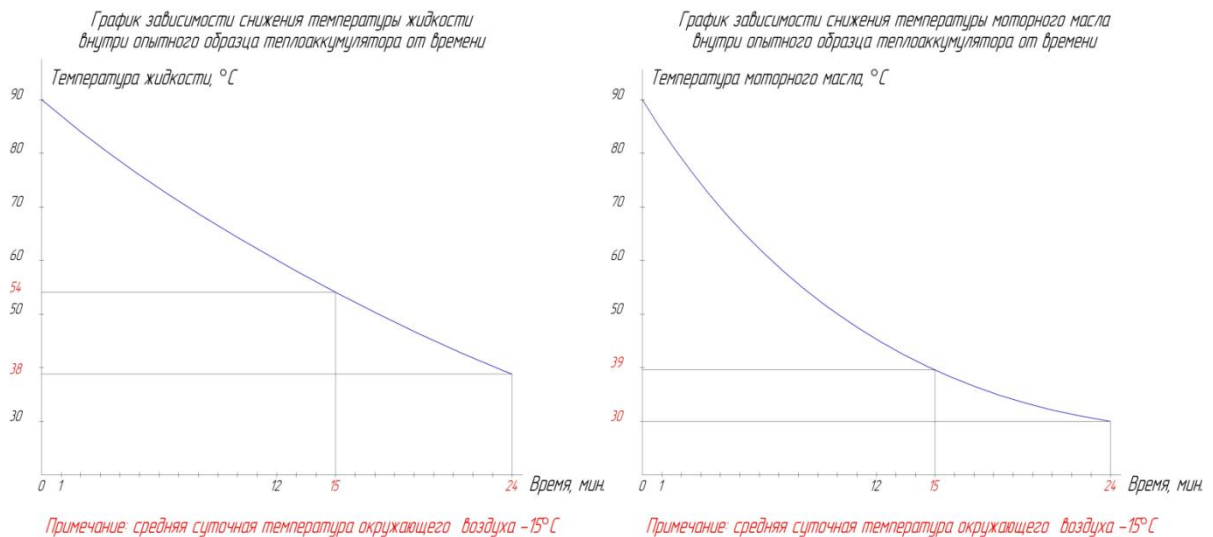


Рисунок 2 - Зависимость снижения температуры охлаждающей жидкости и моторного масла в зависимости от времени

Как видно из представленных графиков температура охлаждающей жидкости и моторного масла после 15 часов (время между рабочими сменами) хранения в опытном образце теплового аккумулятора составляет 54°С и 39°С соответственно. Такая разница в температуре обусловлена различной удельной теплоемкостью антифриза и моторного масла. Удельная теплоемкость моторного масла существенно ниже, соответственно оно в закрытом объеме и остывает быстрее.

Полученные результаты являются достаточно хорошими и позволяют произвести предварительный расчет минимального

необходимого объема теплового аккумулятора. Для этого на базе одного из ведущих сельскохозяйственных предприятий Удмуртской республики были проведены исследования процесса прогрева двигателя на степень токсичности отработавших газов. Объектом исследования стал двигатель Д-243 трактора МТЗ-82. Пуск двигателя производился при температуре -5°C . По данным результатов исследования были построены зависимости концентрации основных токсичных компонентов отработавших газов [3] в зависимости от температуры двигателя.

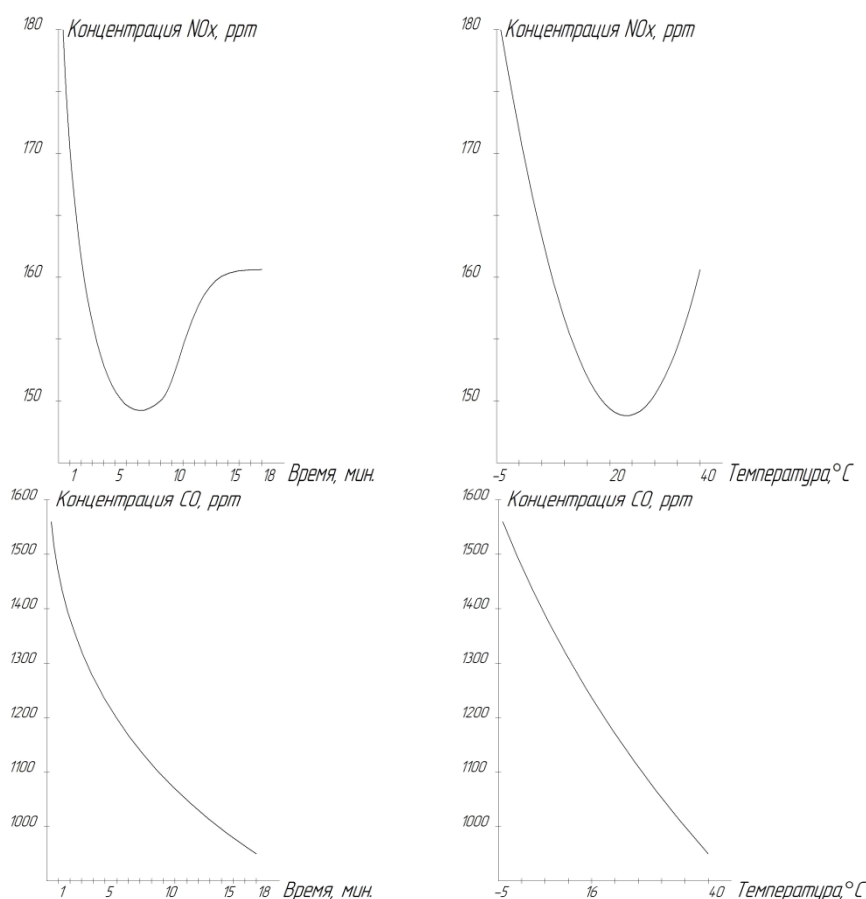


Рисунок 3 - Изменение концентрации токсичных компонентов отработавших газов в процессе прогрева двигателя Д-243

Из представленных графиков видно, что сразу после пуска двигателя наблюдается высокая концентрация в отработавших газах монооксида углерода (СО) и оксидов азота (NOx). Это объясняется очень плохим смесеобразованием топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя ввиду низких температур процесса. Но при этом в процессе горения такой смеси образуются местные очаги с очень высокой температурой, для которой характерно интенсивное образование NOx. По мере прогрева двигателя качество смеси улучшается, результатом чего является снижение концентрации в газах СО и NOx. При достижении температуры двигателя 20°C , концентрация

NOx вновь начинает возрастать. Это объясняется общим увеличением температуры цикла работы двигателя.

Таким образом, при предпусковом подогреве двигателя хотя бы до 20°C удастся в несколько раз снизить токсичность отработавших газов по сравнению с холодным пуском. При этом можно добиться значительной экономии топлива и уменьшить износ деталей двигателя [4, 5].

При расчете минимального необходимого объема теплового аккумулятора необходимо учитывать тот факт, что предлагаемая конструкция теплового аккумулятора предусматривает и подогрев моторного масла, и подогрев топлива. То есть при запуске двигателя температура и качество топливо-воздушной смеси будет значительно выше, чем при поступлении в цилиндры двигателя холодного топлива, а теплота моторного масла позволит значительно повысить температуру стенок цилиндра. Следовательно, если учесть данные аргументы, можно ориентироваться на минимальную допустимую температуру двигателя перед запуском 5°C — температуру, рекомендуемую производителем двигателей серии Д-240. Тогда минимальный объем теплового аккумулятора составит около 25 литров, что вполне приемлемо для установки на трактор МТЗ.

Анализируя представленную информацию, нужно отметить, что применение в качестве источника предпускового подогрева тепловых аккумуляторов для двигателей машинно-тракторных агрегатов, специальной техники, грузовых автомобилей, множества моделей легкового транспорта вполне обоснованно и ввиду представленных преимуществ имеет большие перспективы в будущем. Вместе с тем, требуется проведение достаточно большого объема экспериментальных и теоретических исследований с целью определения оптимальной конструкции данных устройств и созданию общей методики расчета теплового аккумулятора для различных моделей двигателей.

Литература

1. Каллимуллин, Р.Ф. Эффективность предпускового подогрева автомобильного двигателя / Р.Ф. Каллимуллин // Вестник сибирской государственной автомобильно - дорожной академии. - 2015. - №1 (41). - С.11-16.

2. Ловцов, И.А. Применение современных инженерных решений в методах предпускового подогрева автомобильных двигателей / И.А. Ловцов, В.И. Козликин // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2016): сборник статей VIII Международной научно-технической конференции. - 2016. - С. 236-239.

3. Марков, В.А. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд. перераб. и доп. / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов / М.:

издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2002. - 376 с., ил.

4. Неговора, А.В. Повышение эффективности работы жидкостного предпускового подогревателя / А.В. Неговора, М.М. Рязанов, Н.А. Шерстнев // Технологии реновации машин и оборудования: материалы Всероссийской научно-практической конференции в рамках XI Промышленного салона и специализированных выставок «Промэкспо, станки и инструмент», «Сварка, контроль, диагностика». - 2016. - С.184-188.

5. Неговора, А.В. Обоснование конструктивно-режимных параметров предпускового подогревателя / А.В. Неговора, Д.А. Гусев // Труды ГОСНИТИ. - 2016 - Т.- 125. - С. 90-96.

© Потапов Е.А., Вахрамеев Д.А., Арсланов Ф.Р.
Богданов А.С., Попов А.В., 2018

УДК 637.372.631.43

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛЫ
СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСНЫХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ**

*Лопарев А.А. – д.т.н. профессор,
Комкин А.С. – к.т.н. доцент; e-mail:
akomkin@yandex.ru*

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия
г. Киров, Россия*

Аннотация: В статье рассмотрены и проанализированы различные методы определения силы сопротивления качению и предложен наиболее перспективный, связывающий двигатель трактора (через частоту вращения коленвала), тяговое усилие и силу сопротивления качению. Разработка бортового прибора позволит оперативно определять величины буксования ведущих колес, тяговой мощности, тягового КПД, часового и удельного тягового расхода топлива.

Ключевые слова: трактор, сопротивление качению

**IMPROVEMENT OF THE METHOD OF DETERMINATION OF FORCE
OF RESISTANCE TO SWING OF WHEEL AGRICULTURAL TRACTORS**

*Loparev A.A. – Doctor of Technics, professor,
Komkin A.S. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:
akomkin@yandex.ru*

*Vyatka state agricultural academy,
Kirov, Russia*

Сила сопротивления качению трактора определяется при буксировке последнего или аналитически при помощи общеизвестного выражения

$$P_f = f \cdot G_{\text{тр}} \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

где $G_{\text{тр}}$ – вес трактора;

α – угол преодолеваемого подъема трактора;

f – коэффициент сопротивления качению, который определяется по таблицам или методом отката [1, 2] при скорости $V \rightarrow 0$

$$f \approx \text{tg} \alpha_{\text{отк}}, \quad (2)$$

где $\alpha_{\text{отк}}$ – угол отката трактора после остановки.

В работе [3] предлагается определять показатели работы движителей трактора, в том числе и коэффициент сопротивления качению, на холостом ходу с помощью математических моделей. Однако при использовании этого метода не учитывается коэффициент сцепления пневматических колес с опорной поверхностью.

Указанные способы не позволяют учесть режим работы трактора, т.е. тяговое усилие $P_{\text{тяг}}$, рабочую скорость V_p , а также конструктивные особенности его движителей и физико-механические свойства почвы. Следовательно, отсутствует возможность оперативного измерения величины P_f при работе трактора.

Анализ экспериментальных и теоретических тяговых характеристик тракторов [4] показал, что при работе трактора в диапазоне тяговых усилий, соответствующих регуляторной области характеристики его двигателя, зависимость частоты вращения коленчатого вала двигателя от тягового усилия трактора на каждой передаче является линейной, т.е.

$$n = a_i + b_i P_{\text{тяг}}, \quad (3)$$

где a_i и b_i – коэффициенты, зависящие от номера передачи.

Значения a_i и b_i нетрудно определить при аппроксимации аналитических или экспериментальных зависимостей $n = f(P_{\text{тяг}})$ для каждой рабочей передачи.

Отрицательные значения угловых коэффициентов b_i для каждой рабочей передачи трактора дают основание утверждать, что графические зависимости (прямые) хотя бы для двух передач пересекаются левее нулевой точки оси $P_{\text{тяг}}$ тяговой характеристики трактора.

Абсцисса точки пересечения находится при решении равенства

$$a_k - b_k P_{\text{тяг},f} = a_q - b_q P_{\text{тяг},f}, \quad (4)$$

где a_k и b_k – коэффициенты, соответствующие передаче k ;

a_q и b_q – коэффициенты, соответствующие передаче q ;

$P_{\text{тяг},f}$ – абсцисса точки пересечения графических зависимостей $n = f(P_{\text{тяг}})$ для передач k и q , имеет отрицательное значение.

Величина $P_{\text{тяг},f}$ представляет из себя силу P_f качения трактора при работе в данных условиях, ордината точки – частоту n_{xx} вращения

коленчатого вала на режиме холостого хода тракторного двигателя (передача или муфта сцепления выключены, трактор неподвижен). Величина n_{xx} вычисляется с помощью уравнения (3) при подстановке в него значения P_f .

Данное утверждение проверено экспериментами [2] и аналитических тяговых характеристик различных тракторов, работающих в разнообразных условиях. При этом координаты точки пересечения (P_f , n_{xx}) для любых двух передач тракторов практически остаются неизменными а расчетные величины коэффициентов f практически не отличаются от табличных значений.

Вышеизложенное предполагает возможность оперативного измерения силы P_f сопротивления качению трактора с учетом конкретных условий его работы. Для этого составляется программа обработки показания электрического тягового динамографа и тахометра частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Обработка производится следующим образом. За определенный промежуток времени t (5, 10, 15 и т.д. минут) работы трактора на одной из передач в компьютер поступают текущие значения $P_{тяг,i}$ и n_i , где автоматически вычисляются средние значения тяговых усилий $P_{тяг}$ и частоты n вращения коленчатого вала двигателя за время t , и величины их средних квадратичных отклонений σ_p и σ_n , что позволяет найти три точки на прямой $n = a_i - b_i P_{тяг}$ с координатами $(P_{тяг}, n)$, $(P_{тяг} - 3\sigma_p, n + 3\sigma_n)$ и $(P_{тяг} + 3\sigma_p, n - 3\sigma_n)$ (рис.1).

Из подобия изображенных на рисунке треугольников составляются уравнения

$$(n_{xx} - n)/(P_f + P_{тяг} = (n_{xx} - n')/(P'_{тяг} + P_f) \quad (5)$$

и

$$(n_{xx} - n) / (P_f + P_{тяг}) = (n_{xx} - n'') / (P''_{тяг} + P_f) \quad (6)$$

После решения системы уравнений (5) и (6) компьютер выдает осредненные значения силы сопротивления качению трактора и частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу (значения n_{xx} практически особого значения не представляет).

Заложив в бортовой компьютер соответствующие программы, легко получить осредненные значения силы сопротивления качению при прохождении тракторным агрегатом гона, за смену, для всего участка, где работал трактор. Оценить конструктивно-технические свойства трактора, его соответствие физико-механическим свойствам почвы. Конечно, полученная информация о силе сопротивления качению трактора должна быть использована при составлении технологических карт на возделывание сельскохозяйственных культур и выполнения других тракторных работ.

Оперативно выдаваемое компьютером отношение осредненной силы сопротивления качению трактора к силе тяги его позволит

трактористу непосредственно иметь представление об эффективности тракторного агрегата за определенный промежуток времени при прохождении гона, за смену, при работе на всем участке, принять меры к уменьшению этого отношения.

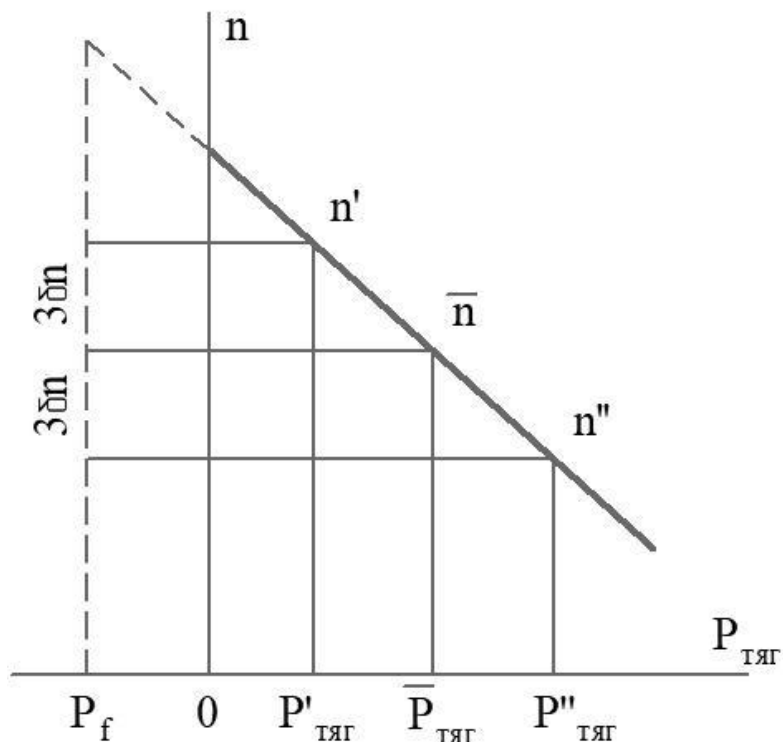


Рисунок 1 – Порядок определения осредненных значений силы сопротивления качению трактора

Использование предложенного метода определения осредненной силы сопротивления качению трактора позволит оперативно определять величины буксования ведущих колес, тяговой мощности, тягового КПД, часового и удельного тягового расхода топлива, что позволит трактористу обеспечить эффективную работу тракторного агрегата, а инженерной службе организовать оптимальную систему эксплуатации тракторного парка.

Литература

1. Лопарев, А.А. Характеристики сопротивления качения колес мобильных энергетических средств на эластичных движителях / А.А. Лопарев, В.И. Судницын, К.В. Новиков // Улучшение эксплуатационных показателей мобильной энергетики: материалы 12-ой научно-практической конференции вузов Поволжья и Предуралья. – Киров. - 2001. - С 63...67.
2. Лопарев, А.А. / А.А. Лопарев, К.В. Новиков, А.С. Комкин // Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики: материалы VIII Международной научно-практической

конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение - 2015. - С. 117-120.

3. Черемисинов, В.И. Совершенствование методов определения показателей работы двигателей трактора на холостом ходу/ В.И. Черемисинов // Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики материалы VIII Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение – Киров: ФГБОУ ВПО Вятская ГСХА. - 2015. – Вып.16. - С. 184...187.

4. Колобов, Г.Г. Тяговые характеристики тракторов / Г.Г. Колобов, А.П. Парфенов // М.: Машиностроени. - 1972. -153 с.

© Лопарев А.А., Комкин А.С., 2018

УДК 629.331

ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Филькин Н.М. – д-р техн. наук, профессор, e-mail: fnm@istu.ru,

Шаихов Р.Ф. – канд. техн. наук, доцент, e-mail: shr84@list.ru

Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, Ижевск, Россия; Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова, Пермь, Россия

Аннотация: В статье представлен разработанный алгоритм управления муфтой сцепления и коробкой переключения передач для его применения при математическом моделировании эксплуатационных свойств машин на ПЭВМ или при исследовании динамики работы указанных агрегатов при проектировании механических и автоматических ступенчатых трансмиссий.

Ключевые слова: муфта сцепления, коробка передач, синхронизатор, транспортная машина, процесс переключения передач.

FOUNDATIONS OF MATHEMATICAL MODELING OF THE PROCESS OF THE SHIFT OF THE TRANSPORT MACHINE

Filkin N.M. – Dr. Sci. Tech., professor, e-mail: fnm@istu.ru,

Shaihov R.F. – PhD of Technics, associate professor, e-mail: shr84@list.ru

Izhevsk state technical University named after M. T. Kalashnikov, Izhevsk, Russia; Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Perm State Agro-Technological University named after Academician D.N. Pryanishnikov», Perm, Russia

Abstract: The article presents the developed algorithm of clutch and gearbox control for its application in mathematical modeling of the operational properties of machines on the PC or in the study of the dynamics of these units in the design of mechanical and automatic speed transmissions.

Key words: clutch, gearbox, synchronizer, shuttle machine, gear shift process.

При разработке математических моделей движения транспортной машины наиболее сложно построить математическую модель процесса переключения передач в ступенчатой коробке перемены передач (КПП) [1]. За короткий промежуток времени, связанный с переключением передач, происходят существенные изменения в динамике работы двигателя, муфты сцепления и КПП машины. Процесс переключения передач, зависящий от профессионального опыта и особенностей управления оператором, управляющего машиной, также определяется конструктивными особенностями и назначением машины. Поэтому необходимо разработать и обосновать алгоритм совместной и параллельной во времени работы двигателя, муфты сцепления и КПП, базирующийся на последовательности действий оператора при переключении передач.

На основе анализа из практики считаем, что правильное переключение в КПП – это последовательность следующих действий с соответствующими интервалами времени:

- уменьшение частоты вращения вала и вращающего момента двигателя путем уменьшения подачи топлива в цилиндры двигателя – $\Delta t_{\text{дв}}$ при одновременном выключении муфты сцепления – $\Delta t_{\text{сц}}^{\text{вык}}$;

- переключение в КПП на необходимую передачу – $\Delta t_{\text{пер}}$;

- включение муфты сцепления при одновременном увеличении частоты вращения и вращающего момента двигателя (для тепловых двигателей увеличение подачи топлива) – $\Delta t_{\text{сц}}^{\text{вкл}}$.

Для обеспечения быстрого и плавного переключения передач частоты вращения зубчатых колес выравнивают путем применения синхронизаторов, позволяющих проводить процесс переключения без шумов, увеличивая ресурс КПП и уменьшая вероятность выхода ее из строя.

Считаем, что в начале переключения передач вращающий момент двигателя, который передается на ведомые детали муфты сцепления, уменьшается в течение времени $\Delta t_{\text{дв}}$ по линейному закону от некоторого значения $M_{\text{дв}}^H$ до нуля. Отметим, что в расчетных исследованиях конкретного двигателя можно брать эту характеристику, полученную

экспериментально. Это допущение при разработке математической модели, описывающей данный режим работы машины, не принципиально.

Машина в течение времени $\Delta t_{\text{дв}}$ продолжает работу с заблокированной муфтой сцепления. На вращающиеся детали двигателя и муфты сцепления действует момент:

$$M_{\text{дв3}} = M_{\text{дв}}^{\text{пер}} - M_{\text{всп}} - M_{\text{тр1}}^0, \quad (1)$$

$$\text{где } M_{\text{дв}}^{\text{пер}} = \begin{cases} M_{\text{дв}}^{\text{н}} \left(1 + (t_{\text{пер}}^0 - t) / \Delta t_{\text{дв}} \right) & \text{если } |t_{\text{пер}}^0 - t| < \Delta t_{\text{дв}} \\ 0., & \text{если } t \geq t_{\text{пер}}^0 + \Delta t_{\text{дв}}; \end{cases} \quad (2)$$

$t_{\text{пер}}^0$ – время начала процесса переключения передач;

t – текущее время работы машины;

$M_{\text{всп}}$ – момент, приводящий вращающиеся детали вспомогательного оборудования двигателя;

$M_{\text{тр1}}^0$ – момент, который затрачивается на силы трения на участке от сцепления до первичного вала КПП (включая первичный вал).

Если при выключении сцепления начинает выполняться неравенство $M_{\text{дв}}^{\text{пер}} > M_{\text{сц}}^{\text{вык}}$, где $M_{\text{сц}}^{\text{вык}}$ – момент трения в муфте сцепления при ее выключении, тогда на вращающиеся детали двигателя и ведущие детали сцепления действует момент $M_{\text{дв1}} = M_{\text{дв}}^{\text{пер}} - M_{\text{всп}} - M_{\text{сц}}^{\text{вык}}$, а на ведомые детали сцепления – момент $M_{\text{сц1}} = M_{\text{сц}}^{\text{вык}} - M_{\text{тр1}}^0$.

В течение промежутка времени $\Delta t_{\text{пер}}$ муфта сцепления выключена. В коробке передач разъединяются зубчатые колеса включенной передачи и вводятся в зацепление зубчатые колеса включаемой передачи.

Частота вращения коленчатого вала двигателя $\dot{\phi}_{\text{дв}}$ уменьшается под действием вращающего момента:

$$M_{\text{дв4}} = -M_{\text{всп}} - M_{\text{дв}}^{\text{тор}}, \quad (3)$$

где $M_{\text{дв}}^{\text{тор}}$ – момент, затрачиваемый на механические потери в двигателе.

Ведомые массы сцепления тормозятся вращающим моментом:

$$M_{\text{сц4}} = -M_{\text{тр1}}^0. \quad (4)$$

В течение времени $\Delta t_{\text{пер}}$ на ведомый вал КПП действует момент трения в синхронизаторе $M_{\text{сх}}$, направление которого зависит от значений частот вращения входного вала КПП $\dot{\phi}_{\text{кпп1}}$ и выходного $\dot{\phi}_{\text{кпп2}}$. Это момент

с учетом разности частот вращения равен:

$$M_{кп4} = -M_{сх} \text{Sign}(\dot{\varphi}_{кпп1}/i_k - \dot{\varphi}_{кпп2})/i_k, \quad (5)$$

$$\text{где } \text{Sign}(\dot{\varphi}_{кпп1}/i_k - \dot{\varphi}_{кпп2}) = \begin{cases} -1, & \text{если } \dot{\varphi}_{кпп1}/i_k - \dot{\varphi}_{кпп2} < 0 \\ 0, & \text{если } \dot{\varphi}_{кпп1}/i_k - \dot{\varphi}_{кпп2} = 0 \\ 1, & \text{если } \dot{\varphi}_{кпп1}/i_k - \dot{\varphi}_{кпп2} > 0; \end{cases} \quad (6)$$

i_k - передаточное число КПП включенной передачи.

Вращающий момент, действующий на вращающиеся массы выходного вала КПП, равен:

$$M_{кпп2} = -M_{тр2}^0 + M_{сх} \text{Sign}(\dot{\varphi}_{кпп1}/i_k - \dot{\varphi}_{кпп2}) - M_{сопр}, \quad (7)$$

где $M_{тр2}^0$ – момент преодоления сил трения от синхронизатора до следующего агрегата в трансмиссии машины, например, редуктора главной передачи;

$M_{сопр}$ – момент сопротивления машины, приведенный к выходному валу КПП.

Плавное включение сцепления при параллельном увеличении частоты вращения и вращающего момента двигателя выполняется в промежуток времени $\Delta t_{сц}^{вкл}$. В течение времени $\Delta t_{сц}^{вкл}$ на вращающиеся детали двигателя, муфты сцепления и КПП действуют следующие вращающиеся моменты:

- на детали двигателя и ведущие детали сцепления действует момент двигателя $M_{дв}$ за вычетом момента на привод вспомогательного оборудования $M_{всп}$ и момента трения муфты сцепления на режиме ее включения $M_{сц}^{вкл}$;

- на ведомые детали муфты сцепления действует разность моментов $M_{сц}^{вкл} - M_{тр1}^0$;

- на вращающиеся детали КПП (передача включена) действует отрицательный момент $-(M_{тр2}^0 + M_{сопр})$.

Суммарный момент преодоления сил сопротивления движению для транспортной машины $M_{сопр}$ зависит от типа машины, условий ее эксплуатации и ряда других факторов. Основными составляющими $M_{сопр}$ являются крутящие моменты, необходимые для преодоления следующих сил: сопротивление воздуха, сопротивление качению движителя, сопротивление подъему и силы, затрачиваемой на выполнение рабочих процессов.

Разработанные основы математического моделирования процесса переключения передач являются базой создания систем дифференциальных уравнений для расчета показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности транспортной машины [1, 2], а также при оптимизации конструктивных параметров агрегатов, например, количества ступеней трансмиссии [3], передаточных чисел трансмиссии [4], законов переключения передач при создании автоматических трансмиссий [5] и др.

Литература

1. Филькин, Н.М. Оптимизация параметров конструкции энергосиловой установки транспортной машины. - Дис. ... д-ра техн. наук. - Ижевск: ИжГТУ. - 2001. - 430 с.
2. Кондрашкин, А.С. Для улучшения топливно-скоростных показателей легкового автомобиля / А.С. Кондрашкин, В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин // Автомобильная промышленность. - 1987. - № 1. - С. 11-13.
3. Кондрашкин, А.С. Оптимизация числа ступеней трансмиссии легкового автомобиля / А.С. Кондрашкин, В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин // Автомобильная промышленность. - 1987. - № 12. - С. 16-17.
4. Кондрашкин, А.С. Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля / А.С. Кондрашкин, В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин // Автомобильная промышленность. - 1986. - № 2. - С. 16-17.
5. Кондрашкин, А.С. Оптимизация законов переключения передач / А.С. Кондрашкин, В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин // Автомобильная промышленность. - 1988. - № 10. - С. 19-20.

© Филькин Н.М., Шаихов Р.Ф., 2018

УДК 621.833

МОДЕРНИЗАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КПП С ЭЛЕМЕНТАМИ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ

***Иванов А.Г. – к.т.н., доцент; e-mail:ivalgen@inbox.ru,
Шакиров Р.Р., к.т.н., доцент; e-mail:renmar@yandex.ru,
Валеев Р.Ф., бакалавр; e-mail:rinas.valeev.1996@mail.ru***

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

Аннотация: предложена модернизация зубчатых колес КПП УАЗ; произведен расчет шлицевого соединения модернизированной муфты включения передач; обоснована надежность модернизированного узла.

Ключевые слова:зубчатое колесо, зацепление, шпоночное зацепление, КПП, напряжение, модуль, условие прочности.

MODERNIZATION OF GEAR WHEELS ELEMENTS OF CALCULATION AND DESIGN

Ivanov A.G.– PhD of Technics, associate professor; e-mail:

ivalgen@inbox.ru,

Shakirov R.R. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:

renmar@yandex.ru,

Valeev R. F., baccalaureate, ; e-mail:*rinas.valeev.1996@mail.ru*

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: modernization of cogwheels gearbox UAZ; the spline connection of the upgraded transmission clutch is calculated; reliability of the modernized node is grounded.

Key words: gear wheel, gearing, key gearing, gearbox, tension, module, strength condition.

Зубчатые механизмы являются наиболее распространенным в машиностроении и приборостроении видом механических передач. Такие передачи применяют для передачи вращательного движения с одного вала на другой или для преобразования вращательного движения в поступательное и изменение скорости вращения валов [1]. Механическая коробка передач является самым распространенным типом трансмиссии: она проста относительно других типов коробок передач, таких как вариатор [2], автоматическая КПП и «робот». Но как любой механизм, механическая коробка передач может выйти из строя. Со временем это неизбежно из-за износа деталей коробки передач.

Одно из самых распространенных проявлений «усталости» элементов механической трансмиссии – «вылетающие» передачи. Включенная передача выскакивает и рычаг переходит в нейтральное положение, как правило, при сбросе газа или напротив – нажатии на педаль газа. Причина «вылетающей» передачи – износ блока шестерен этой передачи. Замки на муфте и шестерне изношены и их необходимо заменить.

Причин износа блока шестерней может быть несколько:

- неправильная эксплуатация КПП: переключение без пауз после нажатия педали сцепления, переключения на больших оборотах под большой нагрузкой. Все это ускоряет износ трансмиссии;
- несвоевременное обслуживание МКПП: замена масла и синхронизаторов.

Следует помнить, что первым «звонком» является хруст при переключении передач. Со временем этот хруст приведет к

«вылетанию» передач, поэтому с ремонтом тянуть не стоит. При замене синхронизатора рекомендуется также менять муфту включения передачи, так как, скорее всего, она также изношена [3, 4]. В Ижевской ГСХА разработан простой и эффективный способ, предотвращающий «вылет» передач. Для этого на муфте переключения передач нарезают канавки на токарном станке, рисунок 1, б. Принцип защиты от самовыключения передачи основан на явлении износа активных поверхностей зубьев полумуфт. Эвольвентный профиль зуба сминается под действием внешних нагрузок. В зацеплении возникают зазоры, которые добавляют полумуфтам дополнительную степень свободы: угловое смещение друг относительно друга в пределах износа. Наличие кольцевой выточки в шлицевой втулке приводит к самозаклиниванию полумуфт от осевого перемещения.



а

б

Рисунок 1-Муфта переключения передач до (а [3])и после (б) обработки на токарном станке

Произведем расчет на прочность зубчатого зацепления, которое представляет собой шлицевое эвольвентное зацепление полумуфт. Расчет сводится к определению напряжений смятия и их ограничению исходя из допускаемых напряжений, определяемых с учетом износных явлений [6, 7]:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{zh_p l d_{ср}} \leq [\sigma_{см}], \quad (1)$$

где T - крутящий момент, Н·мм; z - число шлицев (зубьев); l - длина поверхности контакта, мм; $d_{ср}$ - средний диаметр поверхности контакта зубьев, мм; h_p - рабочая высота поверхности контакта зубьев, мм; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия для шлицевых соединений (примем $[\sigma_{см}] = 80\text{МПа}$) исходя из [5], тип соединения подвижное (перемещение без нагрузки), условия эксплуатации средние, твердость поверхности ($\geq HRC 40$).

Для расчета выбрана первая передача, так как она является самым

нагруженным вариантом. Двигатель, установленный на УАЗ, дает максимальный крутящий момент $T_{\text{двиг}} = 270000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$. С учетом кинематической схематрёхвальной КПП, в ней имеются два зубчатых зацепления и шлицевое соединение, тогда крутящий момент на вторичном валу определяется по формуле:

$$T = T_{\text{двиг}} \cdot U \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (2)$$

где U -передаточное отношение первой передачи КПП УАЗ, $U=3,83$; η_1 - КПД шлицевой муфты, $\eta_1 = 0,98$; η_2 и η_3 - КПДдвух пар цилиндрически закрытых косозубых передач, $\eta_2 = \eta_3 = 0,97$.

По формуле (2) находим величину момента на вторичном валу КПП на первой передаче

$$T = 270000 \cdot 3,83 \cdot 0,98 \cdot 0,97^2 = 953525 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выразим из формулы (1) длину поверхности контакта $l_{\text{доп}}$:

$$l_{\text{доп}} = \frac{2 \cdot T}{[\sigma_{\text{см}}] \cdot z \cdot h_p \cdot d_{\text{ср}}}, \quad (3)$$

Число зубьев полумуфты КПП УАЗ равно $z = 39$, высота рабочей поверхности h_p и средний диаметр согласно рисунка 2 равны:

$$h_p = d_a - d_f, \quad (4)$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_a + d_f}{2}, \quad (5)$$

где d_a - диаметр вершин зубчатой полумуфты с внешними зубьями, $d_a = 80 \text{ мм}$; d_f - диаметр впадинполумуфты с внутренними зубьями, $d_f = 76 \text{ мм}$ (рисунок 2).

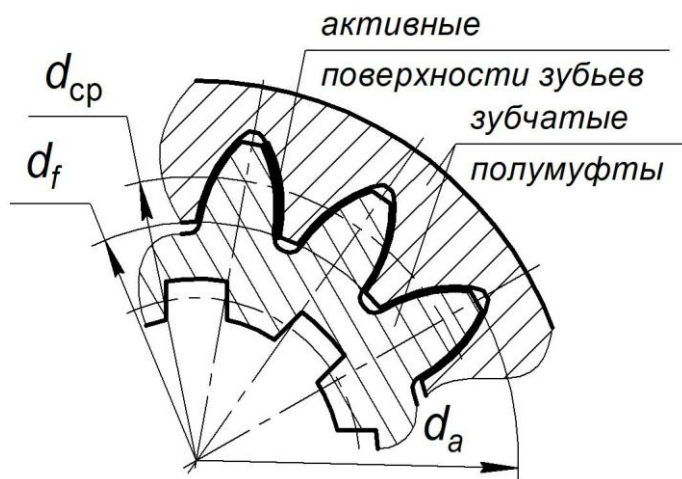


Рисунок 2 - Диаметры вершин зубчатых колес

Подставим в формулы (4) и (5) числовые значения, измеренные по деталям КПП

$$h_p = 80 - 76 = 4 \text{ мм},$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{80 + 76}{2} = 78 \text{ мм}.$$

Эти значения подставим в выражение (3)

$$l_{доп} = \frac{2 \cdot 953525}{80 \cdot 39 \cdot 4 \cdot 78} = 1,96 \text{ мм.}$$

Рассчитаем и сравним коэффициенты запаса прочности для базового и модернизированного вариантов изготовления полумуфт:

$$\frac{l}{l_{доп}} = n_1 \text{ и } \frac{l_{раб}}{l_{доп}} = n_2, \quad (6)$$

где l - длина поверхности контакта до обработки, $l_{доп}$ - допустимая длина поверхности контакта (из расчетов), $l_{раб}$ - длина поверхности контакта после обработки.

После расчетов по формулам (6) получаем

$$n_1 = \frac{4}{1,96} = 2,04 \text{ и } n_2 = \frac{3}{1,96} = 1,53.$$

Таким образом, применение кольцевой выточки в шлицевой втулке (полумуфте) приводит к снижению коэффициента запаса прочности на 23,5 %. Однако, рабочая длина зубчатого зацепления после обработки, больше минимально необходимой в 1,53 раза, то есть имеется достаточный запас прочности. Следовательно, подобная модернизация полумуфт переключения скоростей в КПП может быть рекомендована как для изношенных и подвергнутых ремонту деталей, так и для установки в новые КПП для профилактики указанных отказов при эксплуатации.

Литература

1. Леонова, Л. М. Зубчатые передачи. Элементы расчета и конструирования: Методические указания / Л. М. Леонова, Н. Н. Чигрик, В. П. Татурова. // Омск: Изд-во ОмГТУ. - 2005. – 45 с.

2. Иванов, А.Г. Кинематический и прочностной синтез вариатора на базе замкнутой дифференциальной передачи для грузовых автомобилей / А.Г. Иванов, А.В. Костин, Д.Ю. Исаев // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. - 2011. - № 3 (28). - С. 45-47.

3. Дефектовка деталей УАЗовской коробки. © Константинов А. – Режим доступа : http://www.uazbuka.ru/repair_gearbox_2.html (дата обращения: 18.02.2018).

4. Основные ошибки при создании трансмиссий вездеходов. – Режим доступа : http://off-roader.ru/publ/osnovnye_oshibki_pri_sozdanii_transmissij_vezdekhodov/1-1-0-3 (дата обращения: 08.02.2018).

5. Лебедев, Л.Я. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие для студентов вузов / Л.Я. Лебедев, А.В. Костин, А.Г. Иванов // ФГБОУ ВПО Ижевская ГСХА. – 2014 - 204 с.

© Иванов А.Г., Шакиров Р.Р., Валеев Р.Ф., 2018

УДК 621.81

**ПРОВЕРКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОЛУРАМЫ НА БАЗЕ
ТРАКТОРА ЛТИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ
СИСТЕМ**

*Дородов П.В., д.т.н., профессор; e-mail: kostin_izhevsk@rambler.ru,
Костин А.В., к.т.н., доцент; e-mail: kostin_izhevsk@rambler.ru,
Шакиров Р.Р., к.т.н., доцент; e-mail: renmar@yandex.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

Аннотация: В статье рассмотрены способы применения современных систем САПР при проектировании и модернизации существующей техники и оборудования при создании объемных моделей.

Ключевые слова: модель, САПР, эпюр, прочность, изгиб, деформация.

**DETERMINATION OF THE CARRYING CAPACITY OF SEMINARS
ON THE BASIS OF THE LTE TRACTOR**

*Dorodov P.V. Doctor of Technical Sciences, Prof.; e-mail:
kostin_izhevsk@rambler.ru,
Kostin A.V. Ph.D., Assoc. Prof., e-mail: kostin_izhevsk@rambler.ru,
Shakirov R.R. Ph.D., Assoc. Prof.; e-mail: renmar@yandex.ru
Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia*

Annotation: The article discusses the ways of using modern CAD systems in the design and modernization of existing equipment and equipment in the creation of three-dimensional models.

Keywords: model, CAD, epur, strength, bending, deformation.

Применение современных систем САПР при проектировании и модернизации существующей техники и оборудования позволяет наглядно представлять и видеть результат благодаря создаваемым объемным моделям, что упрощает принимать нужные и правильные решения. Так как решаем одновременно и возможности компоновки и оцениваем прочность данных узлов и деталей.

Целью работы является проверка несущей способности полурамы с возможностью установки переднего навесного устройства грузоподъемностью до 2т., а также соответствие теоретическим расчетам. Полурама представляет собой два лонжерона соединенных между собой, в передней части, перемычкой. Так как лонжероны одинаковы и симметрично расположены относительно оси трактора рассмотрим прочность одного лонжерона. Для этой цели была создана

3D модель полурамы и приложены действующие силы от массы двигателя и других механизмов, а также со стороны предлагаемой навески. Как показали ранее полученные результаты расчетов [1] при использовании низкоуглеродистой стали марки 09Г2С и обеспечении коэффициента запаса прочности не менее 10-12 необходимо лонжерон усилить ребром жесткости на длине 1131 мм от опоры балки с толщиной ребра 8 мм и максимальной высотой у опоры – 227,2 мм. При данных геометрических размерах конструкция будет выглядеть следующим образом рис.1а. На рисунке 1б представлено ребро аналогичных размеров, но прямолинейное.

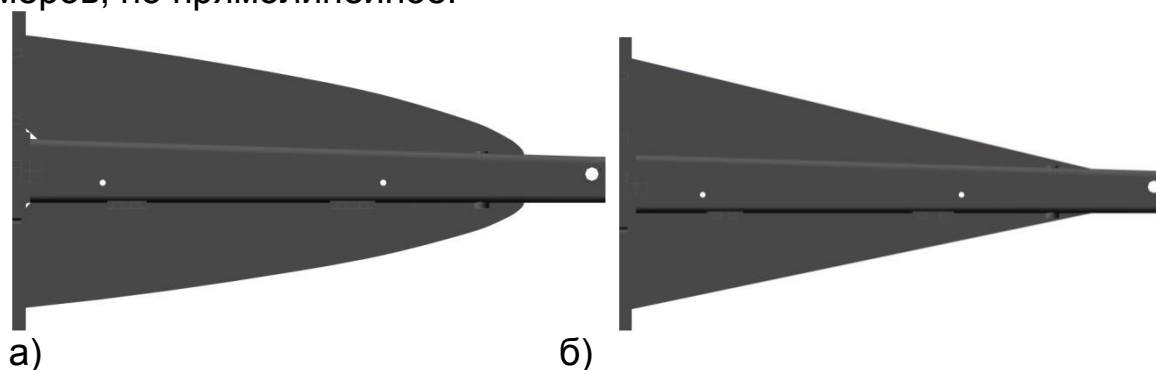
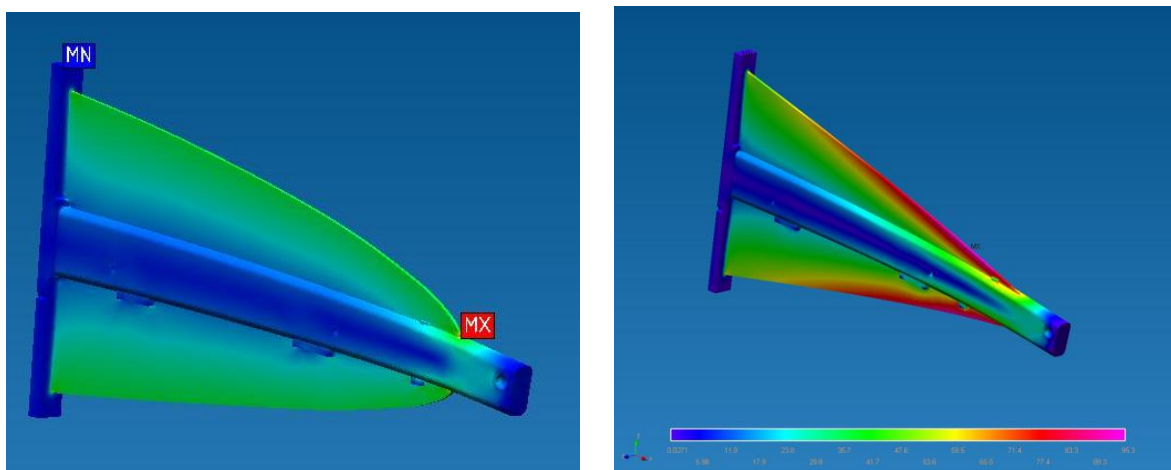


Рисунок 1 – Лонжерон с ребром жесткости:
а) криволинейное ребро жесткости;
б) прямолинейное ребро жесткости

При данных геометрических размерах необходимо полностью пересматривать конструкцию крепления лонжеронов к остову. По результатам расчета системы САПР рис. 2 видно, что при выполнении прямолинейного ребра, а не криволинейного [1] на внешней поверхности ребра жесткости напряжения достигнут величины 95,25 МПа, что будет соответствовать коэффициенту запаса прочности всего 3,6, что меньше рекомендуемого, так как при работе появляются динамические нагрузки. При выполнении криволинейного ребра жесткости прочность будет достаточной рис. 2а. Как видно, из результатов расчета (рис.2б), с прямолинейным ребром на внешней поверхности ребра при изгибе возникают большие нормальные напряжения, следовательно, необходимо данную часть ребра усилить.

Рассмотрим вариант только одного ребра жесткости с целью возможности использовать имеющиеся точки крепления. Как вариант это возможно за счет гнутого П-образного ребра (рис. 3) благодаря увеличенной площади поперечного сечения на внешней поверхности или при выполнении криволинейного ребра жесткости рис. 4, увеличенной толщины.



а)

б)

Рисунок 2 – Эпюры действующих напряжений:
 а) криволинейное ребро жесткости;
 б) прямолинейное ребро жесткости



Рисунок 3 – П-образное гнутое ребро



Рисунок 4 – Криволинейное ребро жесткости

По результатам расчетов П-образного ребра видим (рис. 5), что напряжения на наружном внешней поверхности ребра уменьшились, а следовательно коэффициент запаса прочности увеличился.

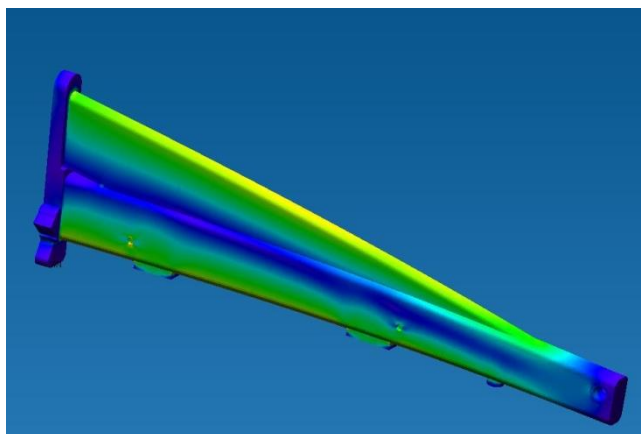


Рисунок 5 Эпюра напряжений П-образного ребра

При использовании криволинейного ребра жесткости напряжения уменьшаются, как видим из рисунка 6. Не смотря на то, что в начале ребра имеется точка с максимальными напряжениями, в действительности эти напряжения будут меньше т.к. будет отсутствовать концентратор – ступенька, а плавный переход за счет образования сварного шва уменьшит и распределит действующие напряжения.

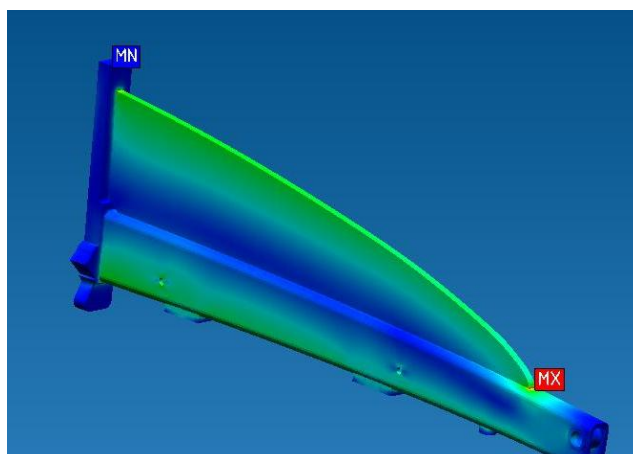


Рисунок 6 – Эпюра напряжений криволинейного ребра

Подводя итог всему вышеизложенному используя системы САПР можем оценить работоспособность конструкции с достаточной степенью точности и одновременно увидеть как изменяется металлоемкость. При использовании криволинейного ребра жесткости, несомненно, напряжения незначительно ниже на 1-2%, однако, металлоемкость увеличивается на 15%. по сравнению с применением П-образного ребра. Недостатком данных систем САПР в настоящий момент является то, что, к сожалению, на данный момент они не могут автоматически подбирать размеры элементов из условия прочности или жесткости, так

как при изменении геометрических размеров можно добиться одинаковых действующих напряжений в предлагаемых вариантах.

Литература

1. Дородов, П.В. Определение несущей способности полурамы на базе трактора ЛТИ / П.В. Дородов, А.В. Костин, Р.Р. Шакиров // Актуальные проблемы агроинженерии в XXI веке: материалы Международной науч.-практ. конф., посвященной 30-летию кафедры технической механики и конструирования машин. - 24 января 2018г. – п. Майский, 2018. – С. 65-69.

2. Костин, А.В. Использование систем автоматизированного проектирования при конструировании элементов машин на примере Компас 3D / А.В. Костин, Р.Р. Шакиров, А.Г. Иванов // Теория и практика - устойчивому развитию агропромышленного комплекса: материалы Всероссийской науч.-практ. конф., 17-20 февраля 2015 г. – Ижевск. - 2015. – С. 170-174.

© Дородов П.В., Костин А.В., Шакиров Р.Р., 2018

УДК 621.436

**ПРЕИМУЩЕСТВА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТАНОЛА
В ДИЗЕЛЕ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ**
Анфилатов А.А. – к.т.н., доцент; e-mail: anfilatov001@mail.ru
*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: Показаны преимущества использования метилового спирта на тракторном дизеле по сравнению с традиционным углеводородным топливом нефтяного происхождения. Рассмотрено потенциальное воздействие метилового спирта, при сгорании его непосредственно в цилиндре дизеля с запальной порцией дизельного топлива при работе с двойной системой топливоподачи в зависимости от различных установочных углов опережения впрыскивания топлива на выбросы вредных веществ с отработавшими газами.

Ключевые слова: дизель, метиловый спирт, отработавшие газы тракторных дизелей, объемная концентрация оксидов азота, относительная концентрация сажеобразования.

**THE ADVANTAGES OF USING METHANOL IN DIESEL
TO REDUCE TOXIC COMPONENTS**
*Anfilatov A.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:
anfilatov001@mail.ru*

Abstract: Showing the benefits of using methyl alcohol on tractor diesel compared to conventional hydrocarbon fuel oil origin. Considered the potential effects of methyl alcohol, burning it directly in the cylinder of a diesel engine with the vent portion of the diesel fuel when dealing with dual fuel injection system, depending on the different installation lead angles fuel injection on the emissions of harmful substances in exhaust gases.

Key words: diesel, methyl alcohol, tractor diesels exhaust gases, concentration of nitrogen oxides, the relative concentration of soot.

Быстрое истощение запасов нефти и ухудшение состояния окружающей среды посредством глобального потепления через выбросы вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) в транспортном секторе, требуют поиск альтернативных видов топлива для двигателей внутреннего сгорания. В предыдущие несколько десятилетий спирты, такие, как этанол и метанол получили широкое внимание среди исследователей из-за наличия в них кислорода. Спирты широко используется в двигателях с воспламенением от сжатия, в качестве дополнительного нефтяного топлива, дизельного топлива (ДТ). Метанол (метиловый спирт - CH_3OH) имеет ряд преимуществ среди альтернативных топлив, благодаря своей низкой цене, высокого октанового числа и большой доли кислорода содержащегося в нем. При использовании метанола с двойной системой топливоподачи удалось добиться одновременного снижения объемной концентрации оксидов азота (r_{NOx}) и относительной концентрации сажеобразования (r) в отработавших газах. Исследования по применению метилового спирта на серийном дизельном двигателе Д-120 (2Ч 10,5/12,0) были проведены на кафедре тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятской ГСХА [1-5].

Кривые зависимости влияния применения метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при разных установочных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ) на объемную концентрацию NOx в ОГ, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, и полученных при номинальной частоте вращения двигателя ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$), снятых при $\Theta_{\text{дт}}$ ($30 \dots 38^\circ$) и $\Theta_{\text{м}}$ ($30 \dots 38^\circ$) представлены на рисунке 1.

Так при оптимальных показателях установочных УОВТ ($\Theta_{\text{дт}} = 34^\circ$ и $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$) объемная концентрация NOx в ОГ дизеля составит 313 ppm, то при следующем показателе $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$ объемная концентрация NOx в ОГ дизеля увеличивается и составит 374 ppm. При показателях $\Theta_{\text{м}} = 30^\circ$ объемное содержание NOx составит 326 ppm.

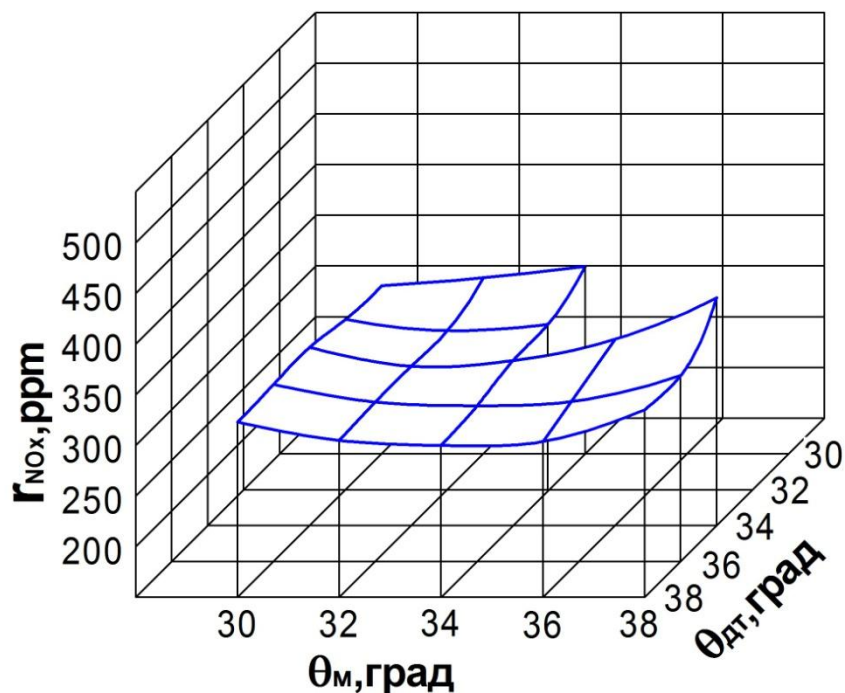


Рисунок 1 - Влияние использования метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от разных установочных УОВТ на объемное содержание NOx в ОГ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,585 \text{ МПа}$, $q_{цдт} = 6,6 \text{ мг/цикл}$

Кривые зависимости изменения показателей объемной концентрации NOx в ОГ дизеля, полученные при установочном УОВТ $\Theta_{дт} = 30^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{м}$, показывают, что при установочных УОВТ $\Theta_{м}$, равных 34° и 30° , объемная концентрация NOx в ОГ дизеля составит, 335 ppm и 316 ppm, соответственно.

Кривые зависимости изменения показателей объемной концентрации NOx в ОГ дизеля, полученные при установочном УОВТ $\Theta_{дт} = 38^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{м}$, показывают, что при установочных УОВТ $\Theta_{м}$, равных 38° , 34° и 30° , объемная концентрация NOx в ОГ дизеля составит, 334 ppm, 299 ppm и 323 ppm, соответственно. Из кривых видно, что при росте УОВТ $\Theta_{м}$ объемная концентрация NOx в ОГ дизеля меняется по сложной зависимости.

Влияния использования метилового спирта на относительную концентрацию сажеобразования в отработавших газах дизеля 2Ч 10,5/12,0 при разных установочных УОВТ на номинальном режиме работы при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ представлены на рисунке 2.

Кривые зависимости изменения относительной концентрации сажеобразования в ОГ дизеля показывают, что при росте установочных УОВТ ДТ и метилового спирта показатели относительной концентрации

сажеобразования уменьшаются во всем диапазоне изменения установочных УОВТ.

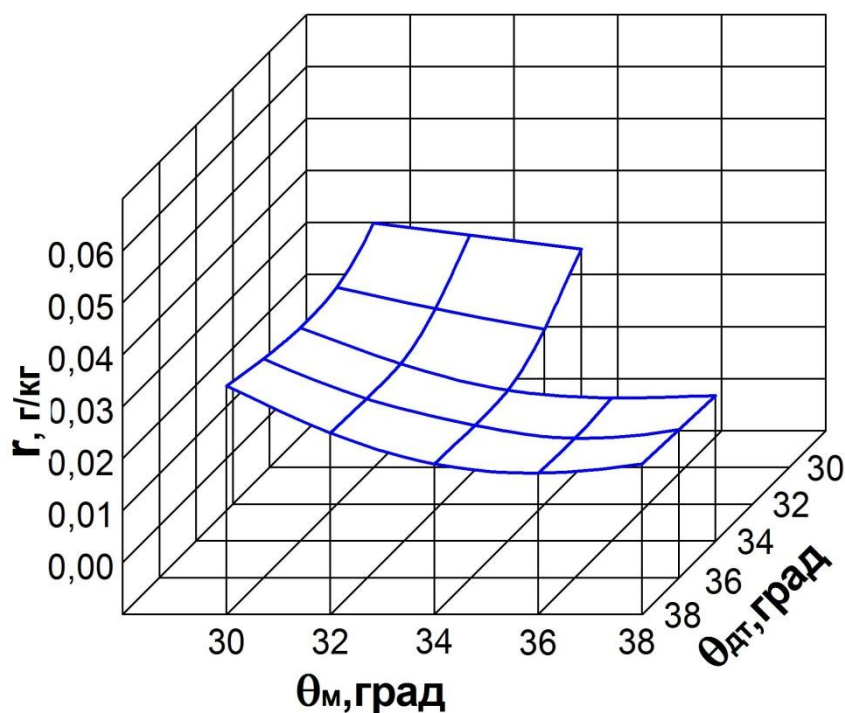


Рисунок 2 - Влияние использования метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от разных установочных УОВТ на относительную концентрацию сажеобразования в ОГ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,585 \text{ МПа}$, $q_{цдт} = 6,6 \text{ мг/цикл}$

При установочных УОВТ ДТ $\Theta_{DT} = 34^\circ$ и метилового спирта $\Theta_M = 34^\circ$ показатель относительной концентрации сажеобразования $r_M = 0,019 \text{ г/кг}$ на номинальном режиме работы при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. При росте установочного УОВТ метилового спирта до $\Theta_M = 38^\circ$ и $\Theta_{DT} = 34^\circ$ показатели относительной концентрации сажеобразования меняется до $r_M = 0,018 \text{ г/кг}$ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$.

При росте установочного УОВТ ДТ до $\Theta_{DT} = 38^\circ$ и $\Theta_M = 38^\circ$ показатель относительной концентрации сажеобразования возрастает до $r_M = 0,019 \text{ г/кг}$ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. При изменении в меньшую сторону установочного УОВТ метилового спирта до $\Theta_M = 34^\circ$ и $\Theta_{DT} = 38^\circ$ показатель относительной концентрации сажеобразования не меняется, и соответствует $r_M = 0,019 \text{ г/кг}$ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. При дальнейшем изменении установочного УОВТ метилового спирта до $\Theta_M = 30^\circ$ и $\Theta_{DT} = 38^\circ$ показатель относительной концентрации сажеобразования возрастает до $r_M = 0,034 \text{ г/кг}$ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$.

При изменении установочного УОВТ ДТ до $\Theta_{DT} = 34^\circ$ и $\Theta_M = 30^\circ$ показатель относительной концентрации сажеобразования меняется до

$r_m = 0,031$ г/кг при $n = 1800$ мин⁻¹. При дальнейшем изменении в меньшую сторону установочного УОВТ ДТ до $\Theta_{ДТ} = 30^\circ$ и $\Theta_M = 30^\circ$ показатель относительной концентрации сажеобразования возрастает до $r_m = 0,037$ г/кг при $n = 1800$ мин⁻¹. При росте установочного УОВТ метилового спирта до $\Theta_M = 34^\circ$ и $\Theta_{ДТ} = 30^\circ$ показатель относительной концентрации сажеобразования меняется до $r_m = 0,032$ г/кг при $n = 1800$ мин⁻¹.

Литература

1. Лиханов, В.А. Влияние применения метилового эфира рапсового масла на индикаторные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. Мосоловские чтения: материалы международной научно-практической конференции. - 2014. - С. 188-190.

2. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

3. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение" - 2009. - С. 176-181.

4. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение": Сборник научных трудов. - 2009. - С. 97-104.

5. Лиханов, В.А. Улучшение экологических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. - 2007. - № 3. - С. 4-5.

**СНИЖЕНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА И САЖИ
В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ
ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА**

Анфилатов А.А. – к.т.н., доцент; e-mail: anfilatov001@mail.ru,

Анфилатова Н.С. – аспирант; e-mail: wtk.kalina@bk.ru

***Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия***

Аннотация: Наиболее токсичными веществами отработавших газов двигателей внутреннего сгорания являются оксиды азота и сажа. Применение метанола в качестве топлива, получаемого из природного газа, синтез-газа производства ацетилен, газы нефтепереработки, твердого топлива, имеет ряд бесспорных преимуществ. Одним из наиболее известных методов снижения токсичности дизелей является применение метилового спирта. В данной статье рассмотрено влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с двойной системой топливоподачи в зависимости от различных установочных углах опережения впрыскивания топлива, а также уменьшение концентрации оксидов азота и сажи в отработавших газах на режиме максимального крутящего момента двигателя.

Ключевые слова: дизель, метиловый спирт, отработавшие газы тракторных дизелей, оксиды азота, сажа.

**REDUCTION OF NITROGEN OXIDES AND SOOT IN DIESEL
EXHAUST GASES THROUGH THE USE OF METHANOL**

***Anfilatov A.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:
anfilatov001@mail.ru,***

***Anfilatova N.S. – graduate student; e-mail: wtk.kalina@bk.ru
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia***

Abstract: The most toxic exhaust gases of internal combustion engines are the nitrogen oxides and soot. The use of methanol as a fuel derived from natural gas, synthetic gas production of acetylene, refining gases, solid fuel, has a number of indisputable advantages. One of the best known methods for reducing the toxicity of diesel engines is the use of methyl alcohol. In this article, the influence of the application of methanol in diesel engine 2H 10,5/12,0 when dealing with dual fuel injection system, depending on the different installation angles lead fuel injection, as well as reducing the concentration of nitrogen oxides and soot exhaust gases for maximum engine torque.

Key words: diesel, methanol, diesel tractor exhaust gases, nitrogen oxides, soot.

Отрицательное воздействие транспорта на человека и окружающую среду, которое в Российской Федерации и за рубежом принято оценивать по критерию «экологическая безопасность» через удельные выбросы вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания, не является в полной мере объективным. Результаты загрязнения атмосферы крупных городов, в значительной мере формируемого транспортом. Транспортные двигатели играют существенную роль в загрязнении окружающей среды. В крупных городах они являются одним из главных источников токсичных веществ. По своей природе в отработавших газах (ОГ) двигателей внутреннего сгорания представляют собой сложную многокомпонентную смесь газов, паров, капель жидкостей и дисперсных твердых частиц. Особую опасность для атмосферы и окружающей среды представляют собой такие токсичные компоненты, как оксиды азота и сажа попадающие из ОГ [1-5].

В ФГБОУ ВО Вятской ГСХА на кафедре тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены исследования по применению метилового спирта (метанола) на серийном дизельном двигателе Д-120 (2Ч 10,5/12,0). Дизель используется на тракторах ВТЗ-2032, ВТЗ-30СШ, Т-30, Т25Ф, самоходные шасси Т-16МГ.

Применение метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при различных установочных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ) и влияние на концентрацию оксидов азота в отработавших газах на режиме максимального крутящего момента двигателя ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$) представлены на рисунке 1, снятые при $\Theta_{дт} (26...42^\circ)$ и $\Theta_{м} (22...38^\circ)$.

Если при оптимальных показателях установочных УОВТ ($\Theta_{дт} = 34^\circ$ и $\Theta_{м} = 34^\circ$) концентрация оксидов азота в ОГ дизеля составит 360 ppm, то при большем показателе $\Theta_{м} = 38^\circ$ концентрация оксидов азота в ОГ растет и составит 410 ppm. При других показателях $\Theta_{м} = 30^\circ, 26^\circ$ и 22° концентрация оксидов азота в ОГ составит, соответственно, 367 ppm, 368 ppm, и 240 ppm. Кривые изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, полученные при установочном УОВТ $\Theta_{дт} = 26^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{м}$, показывают, что при установочных УОВТ $\Theta_{м}$, равных $34^\circ, 30^\circ, 26^\circ$ и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ составляет, 385 ppm, 370 ppm, 320 ppm и 245 ppm, соответственно. Показатели концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, полученные при установочном УОВТ $\Theta_{дт} = 30^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{м}$, показывают, что при установочных УОВТ $\Theta_{м}$, равных $34^\circ, 30^\circ, 26^\circ$ и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ составляет, 375 ppm, 360 ppm, 310 ppm и 250 ppm, соответственно.

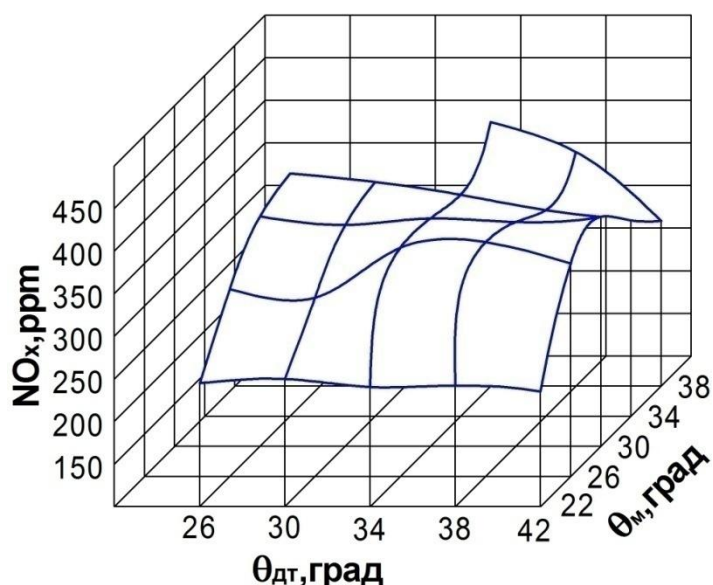


Рисунок 1 - Влияние применения метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от различных установочных УОВТ на концентрацию оксидов азота в ОГ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,594 \text{ МПа}$, $q_{цд} = 6,0 \text{ мг/цикл}$

Изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, полученные при установочном УОВТ $\Theta_{ДТ} = 38^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{М}$, показывают, что при установочных УОВТ $\Theta_{М}$, равных 38° , 34° , 30° , 26° и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ составляет, 375 ppm, 342 ppm, 365 ppm, 375 ppm и 245 ppm, соответственно. Из кривых видно, что тенденция изменений показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля при росте установочного УОВТ $\Theta_{М}$ по-прежнему сохраняется. Изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, полученные при установочном УОВТ $\Theta_{ДТ} = 42^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{М}$, показывают, что при установочных УОВТ $\Theta_{М}$, равных 38° , 34° , 30° , 26° и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ составит, 295 ppm, 330 ppm, 370 ppm, 350 ppm и 235 ppm, соответственно. Из кривых видно, что тенденция изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ при росте угла УОВТ $\Theta_{М}$ также по-прежнему сохраняется.

Зависимость изменения концентрации сажи в ОГ дизеля 2Ч 10,5/12,0 при разных установочных УОВТ ДТ и метилового спирта на режиме максимального крутящего момента при ($n=1400 \text{ мин}^{-1}$) представлены на рисунке 2. Из кривых видно, что увеличение углов впрыскивания ДТ и метилового спирта ведет к уменьшению концентрации сажи в ОГ. Рассматривая концентрацию сажи в ОГ при работе на метиловом спирте с установочным УОВТ $\Theta_{М} = 22^\circ$ можно выделить следующее. При росте угла впрыскивания ДТ значение

концентрации сажи в ОГ уменьшается с 1,3 ед. при $\Theta_{\text{дт}} = 26^\circ$ до 1,0 ед. Bosch при $\Theta_{\text{дт}} = 42^\circ$, т.е. на 30%. При установочном УОВТ метилового спирта $\Theta_{\text{м}} = 26^\circ$ концентрация сажи в ОГ изменяется с 1,2 ед. при $\Theta_{\text{дт}} = 26^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{дт}} = 42^\circ$. При увеличении угла впрыскивания метилового спирта $\Theta_{\text{м}} = 30^\circ$ концентрация сажи в ОГ уменьшается с 1,0 ед. при $\Theta_{\text{дт}} = 26^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{дт}} = 42^\circ$. При увеличении установочного УОВТ метилового спирта $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$ концентрация сажи в ОГ изменяется с 0,9 ед. при $\Theta_{\text{дт}} = 26^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{дт}} = 42^\circ$. При этом минимальное значение достигается при $\Theta_{\text{дт}} = 34^\circ$., уменьшение концентрации сажи составляет 0,1 ед. Bosch или 11%. При угле впрыскивания метилового спирта $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$ концентрация сажи практически не меняется и равна 0,8 ед. Bosch.

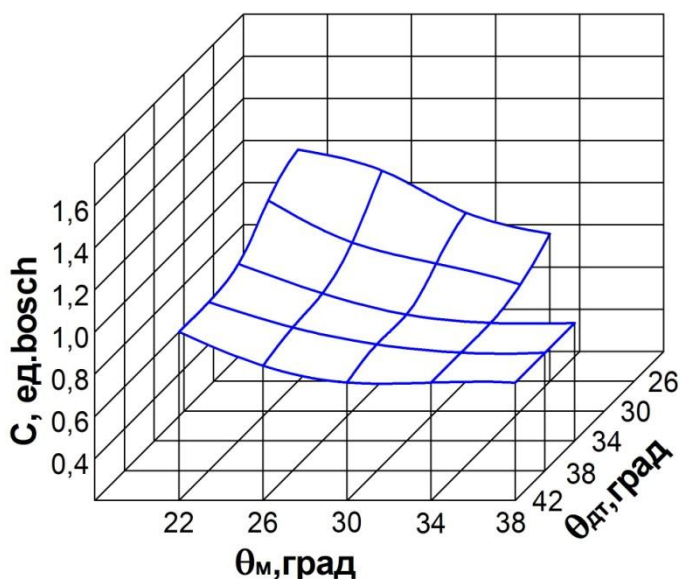


Рисунок 2 - Влияние применения метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от различных установочных УОВТ на концентрацию сажи в ОГ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,594 \text{ МПа}$, $q_{\text{цд}} = 6,0 \text{ мг/цикл}$

Рассматривая концентрацию сажи в ОГ при работе на метиловом спирте при установочном УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 26^\circ$ видно, что при росте угла впрыскивания метилового спирта показатель концентрации сажи в ОГ уменьшается с 1,3 ед. при $\Theta_{\text{м}} = 22^\circ$ до 0,9 ед. Bosch при $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$. При изменении УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$ концентрация сажи в ОГ уменьшается с 1,2 ед при $\Theta_{\text{м}} = 22^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$. При увеличении установочного УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 34^\circ$ концентрация сажи в ОГ уменьшается с 1,05 ед. при $\Theta_{\text{м}} = 22^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$. При этом минимальный показатель достигается при $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 38^\circ$ концентрации сажи в ОГ уменьшается с 1,0 ед. при $\Theta_{\text{м}} = 22^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$. При увеличении УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 42^\circ$

концентрация сажи изменяется с 1 ед. при $\Theta_M = 22^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_M = 38^\circ$.

Такие низкие показатели концентрации сажи в ОГ объясняются тем, что метиловый спирт имеет наименьшую склонность к сажеобразованию, чем ДТ. Величина концентрации сажи в ОГ при работе на метиловом спирте обусловлена наличием запальной порции ДТ.

Таким образом, на основании полученных данных, минимальный показатель концентрации сажи в ОГ наблюдается при установочных УОВТ метилового спирта $\Theta_M = 34^\circ$ и $\Theta_M = 38^\circ$.

Анализируя полученные данные, сочетание углов впрыскивания ДТ $\Theta_{ДТ}=34^\circ$ и метилового спирта $\Theta_M = 34^\circ$ принято за оптимальное на режиме максимального крутящего момента.

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Лиханов, В.А. Влияние применения метилового эфира рапсового масла на индикаторные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. Мосоловские чтения: материалы международной научно-практической конференции. - 2014. - С. 188-190.

3. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

4. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С.

176-181.

5. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение": Сборник научных трудов. - 2009. - С. 97-104.

© Анфилатов А.А., Анфилатова Н.С., 2018

УДК 621.436

**УМЕНЬШЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА
И САЖИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ
ПРИМЕНЕНИЯ МЕТИЛОВОГО СПИРТА**

***Анфилатов А.А. – к.т.н., доцент; e-mail: anfilatov001@mail.ru,
Анфилатова Н.С. – аспирант; e-mail: wtk.kalina@bk.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия***

Аннотация: Основными токсичными компонентами отработавших газов двигателей внутреннего сгорания являются оксиды азота и сажа. Одним из распространенных методов уменьшения токсичности дизелей является применение метилового спирта. В данной статье рассмотрено влияние использования метанола в тракторном дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с двойной системой топливоподачи в зависимости от установленных установочных углов опережения впрыскивания топлива, а также уменьшение концентрации оксидов азота и сажи в отработавших газах на номинальной частоте вращения двигателя.

Ключевые слова: дизель, метиловый спирт, отработавшие газы тракторных дизелей, оксиды азота, сажа.

**REDUCED HARMFUL EMISSIONS NITROGEN OXIDES
AND SOOT OF TRACTOR DIESEL ENGINE
BY APPLYING OF METHYL ALCOHOL**

***Anfilatov A.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:
anfilatov001@mail.ru
Anfilatova N.S. – graduate student; e-mail: wtk.kalina@bk.ru
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia***

Abstract: The main toxic components in exhaust gases of internal combustion engines are the nitrogen oxides and soot. One of the common methods of reducing the toxicity of diesel engines is the use of methyl

alcohol. In this article the influence of use of methanol in tractor diesel engine 2H 10,5/12,0 when dealing with dual fuel injection system, depending on the timing of adjusting corners of fuel injection, as well as reducing the concentration of nitrogen oxides and soot in the exhaust gases at the nominal speed of rotation of the motor.

Key words: diesel, methanol, diesel tractor exhaust gases, nitrogen oxides, soot.

Проблема уменьшения загрязнения окружающей среды давно переместилась за границы отдельных государств и даже целых континентов, приобрела международную тенденцию и стала общей для всех стран мира. Токсичные вещества, проникающие в атмосферу, распространяются воздушными потоками на огромные площади, не считаясь с государственными границами. Транспортные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) играют существенную роль в загрязнении окружающей среды. В крупных городах ДВС являются одним из главных источников токсичных веществ. По своей структуре отработавшие газы (ОГ) ДВС представляют собой сложную многокомпонентную смесь газов, паров, капель жидкостей и дисперсных твердых частиц. В своем составе они содержат более 250 веществ, большинство из которых токсичны. На транспорте дизельный двигатель ежегодно потребляет 24,4 млн. тонн дизельного топлива и выбрасывает в атмосферу 2 млн. тонн вредных веществ. Основными токсичными компонентами в ОГ двигателей являются оксиды углерода, оксиды азота, углеводороды и сажа. Среди перечисленных загрязняющих веществ особую опасность для атмосферы представляют оксиды азота и сажа. По действию на организм человека оксиды азота и сажа более опасны, чем оксид углерода [1-5].

В ФГБОУ ВО Вятской ГСХА на кафедре тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены исследования по применению метилового спирта (метанола) на серийном дизельном двигателе Д-120 (2Ч 10,5/12,0).

Применение метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при различных установочных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ) и влияние на концентрацию оксидов азота в отработавших газах при номинальной частоте вращения двигателя ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$) представлены на рисунке 1, снятые при $\Theta_{\text{дт}}$ (26...42°) и $\Theta_{\text{м}}$ (22...38°). Если при оптимальных показателях УОВТ ($\Theta_{\text{дт}} = 34^\circ$ и $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$) концентрация оксидов азота в ОГ дизеля составит 340 ppm, то при большем показателе $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$ концентрация оксидов азота в ОГ увеличивается и составляет 390 ppm. При других показателях $\Theta_{\text{м}} = 30^\circ$, 26° и 22° концентрация оксидов азота в ОГ составит, соответственно, 347 ppm, 348 ppm и 220 ppm.

Изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, полученные при УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 26^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{\text{м}}$, показывают, что при УОВТ $\Theta_{\text{м}}$, равных 34° , 30° , 26° и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ равно, соответственно, 365 ppm, 350 ppm, 300 ppm и 225 ppm.

Показатели концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, на УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{\text{м}}$, показывают, что при УОВТ $\Theta_{\text{м}}$, равных 34° , 30° , 26° и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ составит, 355 ppm, 340 ppm, 290 ppm и 230 ppm, соответственно. Из рисунка видно, что при росте УОВТ $\Theta_{\text{м}}$ концентрация оксидов азота в ОГ дизеля меняется по сложной зависимости.

Изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, полученных при УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 38^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{\text{м}}$ показывают, что при УОВТ $\Theta_{\text{м}}$, равных 38° , 34° , 30° , 26° и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ составит, 355 ppm, 322 ppm, 343 ppm, 354 ppm и 222 ppm, соответственно. По графику видно, что тенденция изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля происходит по сложной зависимости при росте УОВТ $\Theta_{\text{м}}$.

Изменения показателей концентрации оксидов азота в ОГ дизеля, полученных при УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 42^\circ$ и разных углах впрыскивания метилового спирта $\Theta_{\text{м}}$, показывают, что при УОВТ $\Theta_{\text{м}}$, равных 38° , 34° , 30° , 26° и 22° , концентрация оксидов азота в ОГ составит, 273 ppm, 310 ppm, 349 ppm, 330 ppm и 215 ppm, соответственно.

Из рисунка видно, что тенденция изменения показателей концентрации в ОГ оксидов азота по сложной зависимости при росте УОВТ $\Theta_{\text{м}}$ также сохраняется.

Зависимость изменения концентрации сажи в ОГ дизеля 2Ч 10,5/12,0 при УОВТ ДТ и метилового спирта на номинальном режиме работы при ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$) представлены на рисунке 2. Из кривых видно, что при увеличении УОВТ метилового спирта от $\Theta_{\text{м}} = 22^\circ$ до $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$ концентрация сажи в ОГ уменьшается во всем диапазоне изменения УОВТ ДТ.

Рассматривая концентрацию сажи в ОГ при работе на метиловом спирте с УОВТ ДТ $\Theta_{\text{дт}} = 26^\circ$ можно отметить следующее. При увеличении УОВТ метилового спирта концентрация сажи в ОГ уменьшается с 1,7 ед. Bosch при $\Theta_{\text{м}} = 22^\circ$ до 1,1 ед. Bosch при $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$. Уменьшение составляет 0,6 ед. Bosch или 35,3 %. При росте УОВТ ДТ до $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$ концентрация сажи в ОГ изменяется с 1,6 ед. при $\Theta_{\text{м}} = 22^\circ$ до 0,95 ед. Bosch при $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$, т.е. уменьшается на 40,6 %.

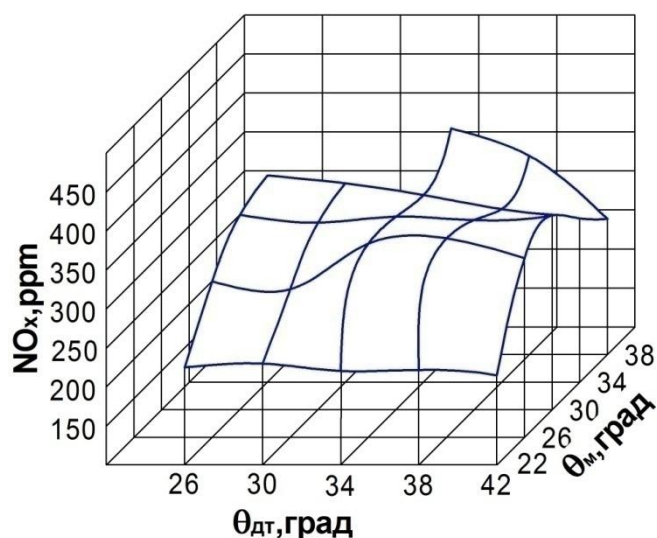


Рисунок 1 - Влияние использования метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от разных УОВТ на концентрацию оксидов азота в ОГ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,585 \text{ МПа}$, $q_{\text{цдт}} = 6,6 \text{ мг/цикл}$

Рассматривая концентрацию сажи в ОГ при работе на метиловом спирте с УОВТ ДТ $\Theta_{\text{ДТ}} = 34^\circ$ видно, что концентрация сажи в ОГ изменяется с 1,45 ед. Bosch при $\Theta_{\text{М}} = 22^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{М}} = 38^\circ$. Уменьшение составляет 0,65 ед. Bosch или 31,0 %. При росте УОВТ ДТ до $\Theta_{\text{ДТ}} = 38^\circ$ концентрация сажи в ОГ уменьшается с 1,3 ед. Bosch при $\Theta_{\text{М}} = 22^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{М}} = 38^\circ$, т.е. 0,5 ед. Bosch или на 38,4 %. При изменении УОВТ ДТ до $\Theta_{\text{ДТ}} = 42^\circ$ концентрация сажи в ОГ уменьшается с 1,1 ед. Bosch при $\Theta_{\text{М}} = 22^\circ$ до 0,8 ед. Bosch при $\Theta_{\text{М}} = 38^\circ$, т.е. на 27,3 %.

Рассматривая концентрацию сажи в ОГ при работе на метиловом спирте с УОВТ метилового спирта $\Theta_{\text{М}} = 22^\circ$ можно отметить следующее. При росте УОВТ ДТ концентрация сажи в ОГ изменяется с 1,7 ед. Bosch при $\Theta_{\text{ДТ}} = 26^\circ$ до 1,1 ед. Bosch при $\Theta_{\text{ДТ}} = 42^\circ$. Уменьшение составляет 0,6 ед. Bosch или 35,3 %. При увеличении УОВТ метилового спирта $\Theta_{\text{М}} = 26^\circ$ концентрация сажи в ОГ изменяется с 1,6 ед. при $\Theta_{\text{ДТ}} = 26^\circ$ до 1,0 ед. Bosch при $\Theta_{\text{ДТ}} = 42^\circ$, т.е. уменьшается на 0,6 ед. Bosch. При УОВТ метилового спирта $\Theta_{\text{М}} = 30^\circ$ концентрация сажи в ОГ уменьшается с 1,5 ед. при $\Theta_{\text{ДТ}} = 26^\circ$ до 0,9 ед. Bosch при $\Theta_{\text{ДТ}} = 42^\circ$, т.е. на 40,0 %.

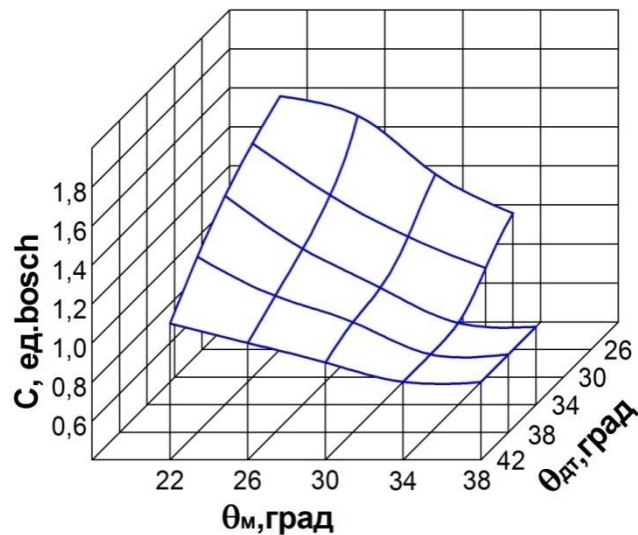


Рисунок 2 - Влияние использования метилового спирта в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при различных УОВТ на концентрацию сажи в ОГ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,585 \text{ МПа}$, $q_{\text{цдт}} = 6,6 \text{ мг/цикл}$

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Лиханов, В.А. Влияние применения метилового эфира рапсового масла на индикаторные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. Мосоловские чтения: материалы международной научно-практической конференции. - 2014. - С. 188-190.

3. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

4. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов

// Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

5. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение": Сборник научных трудов. - 2009. - С. 97-104.

© Анфилатов А.А., Анфилатова Н.С., 2018

УДК 621 436

ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ЭТИЛОВОМ СПИРТЕ И РАПСОВОМ МАСЛЕ НА НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Лиханов В.А. – д.т.н., профессор; e-mail Lihanov.va@mail.ru,

Арасланов М.И. – ассистент; e-mail: araslanov.mi@mail.ru,

Козлов А.Н. – ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в статье представлены результаты стендовых испытаний дизеля, работающего на этиловом спирте и рапсовом масле

Ключевые слова: дизель, рапсовое масло, этиловый спирт, процесс сгорания

INDICATORS OF DIESEL COMBUSTION PROCESS WHEN WORKING ON ETHYL ALCOHOL AND RAPE OIL AT THE NOMINAL FREQUENCY OF ROTATING THE CRANKSHAFT

Likhanov V.A. - Doctor of Technical Sciences, Professor; e-mail Lihanov.va@mail.ru,

Araslanov M.I. - Assistant; e-mail: araslanov.mi@mail.ru

Kozlov A.N. - Assistant; e-mail: dnka59@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article presents the results of bench tests of a diesel engine operating on ethyl alcohol and rapeseed oil

Keywords: diesel, rapeseed oil, ethyl alcohol, combustion process

На существующем этапе развития двигателестроения основными показателями двигателей внутреннего сгорания являются показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. Автотракторные дизели являются одним из основных источников выбросов токсичных веществ в атмосферу. Таким образом, улучшение экологических показателей и в первую очередь – снижение токсичности отработавших газов является приоритетным направлением совершенствования и развития поршневых ДВС [1-5].

Существующую проблему токсичности отработавших газов ДВС возможно эффективно решить, обратившись к исследованиям по применению различных альтернативных топлив. Так одними из наиболее перспективных альтернативных видов топлив можно назвать биотоплива, вырабатываемые из возобновляемого сырья растительного происхождения. Эти топлива отличаются от традиционных развитой сырьевой базой для их производства и хорошими экологическими качествами. К биотопливам в первую очередь, относятся этиловый спирт, а также топлива, производимые из растительных масел. Эти виды топлив возможно использовать в качестве топлива для дизелей и они имеют приемлемую стоимость.

Широкое применение альтернативных топлив, несмотря на их кажущуюся привлекательность, невозможно без проведения стендовых испытаний и исследования их влияния на основные показатели ДВС.

В Вятской ГСХА на кафедре Тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проводились исследования по применению различных альтернативных топлив в том числе, таких как этиловый спирт и рапсовое масло. Частью этих масштабных исследований являлись стендовые испытания широко используемого тракторного дизеля 2Ч10,5/12,0 с полусферической камерой сгорания в поршне. Стендовые испытания включали в себя снятие регулировочных нагрузочных и скоростных характеристик данного дизеля на традиционном дизельном топливе, а также на этаноле и рапсовом масле с использованием двойной системы топливоподачи. В основу стендовых испытаний был положен сравнительный метод.

Наибольший интерес при проведении исследований представлял процесс сгорания дизеля при работе на альтернативном топливе, а также показатели его характеризующие, такие как максимальное давление p_{zmax} , степень повышения давления λ , скорость нарастания давления «жесткость» $(dp/d\varphi)_{max}$, период задержки воспламенения φ_i , и максимальная осредненная температура в цилиндре T_{max} . Данные показатели сравнивались с аналогичными показателями, полученными при работе дизеля на традиционном топливе [83]. Представленные на рисунке 1 показатели были получены при работе дизеля на оптимальных установочных углах опережения впрыскивания топлива

(для этанола $\Theta_{эт}=34^\circ$, для РМ $\Theta_{рм}=34^\circ$) на номинальной частоте вращения коленчатого вала. Из представленных графиков видно, что применение этанола и рапсового масла вызывает снижение максимального давления сгорания практически на всем диапазоне изменения нагрузки можно отметить сходное поведение кривых максимального давления сгорания при увеличении эффективного давления p_e . Однако при p_e превышающем 0,63 МПа можно отметить более интенсивный рост максимального давления сгорания при работе дизеля на этаноле и РМ.

Кривые λ изменяются пропорционально кривым p_{zmax} . но при работе дизеля на этаноле и РМ значения λ ниже аналогичных значений дизельного процесса.

Также можно отметить, что при работе дизеля на этаноле и РМ скорость нарастания давления значительно ниже на всем нагрузочном диапазоне, следовательно процесс сгорания протекает более «мягко» так на номинальном режиме работы снижение скорости нарастания давления составляет 49%. Не меньший интерес, применительно к снижению токсичности составляет осреднённая температура газов в цилиндре дизеля. Из представленных графиков можно сделать о сходном поведении и практическом совпадении значений кривых осреднённой температуры при работе на дизельном топливе и при работе на этаноле и РМ. Однако при повышении нагрузки выше $p_e=0,35$ МПа значения температуры при работе на этаноле и РМ превышают аналогичные значения дизельного процесса на номинальном режиме работы разница составляет 7%.

При работе дизеля на этаноле и РМ можно отметить увеличение периода задержки воспламенения, однако поведение кривой при работе на альтернативном топливе аналогично соответствующей кривой при работе на дизельном топливе, на номинальном режиме работы разница составляет 7°. Подобное увеличение периода задержки воспламенения можно объяснить особенностями распыливания и горения рапсового масла. При распыливании рапсового масла получают крупные капли, на нагрев и испарение которых требуется значительно большее время, чем на испарение дизельного топлива, впрыснутый в цилиндр этиловый спирт же в свою очередь вызывает локальное уменьшение температуры заряда, что также приводит к увеличению периода задержки воспламенения.

Таким образом можно сделать вывод, что применение этилового спирта и рапсового масла не ухудшает процесса сгорания дизеля и благодаря снижению скорости нарастания давления его работа будет более «мягкой» а незначительно повышение осредненной температуры в свою очередь не вызовет значительного повышения содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля.

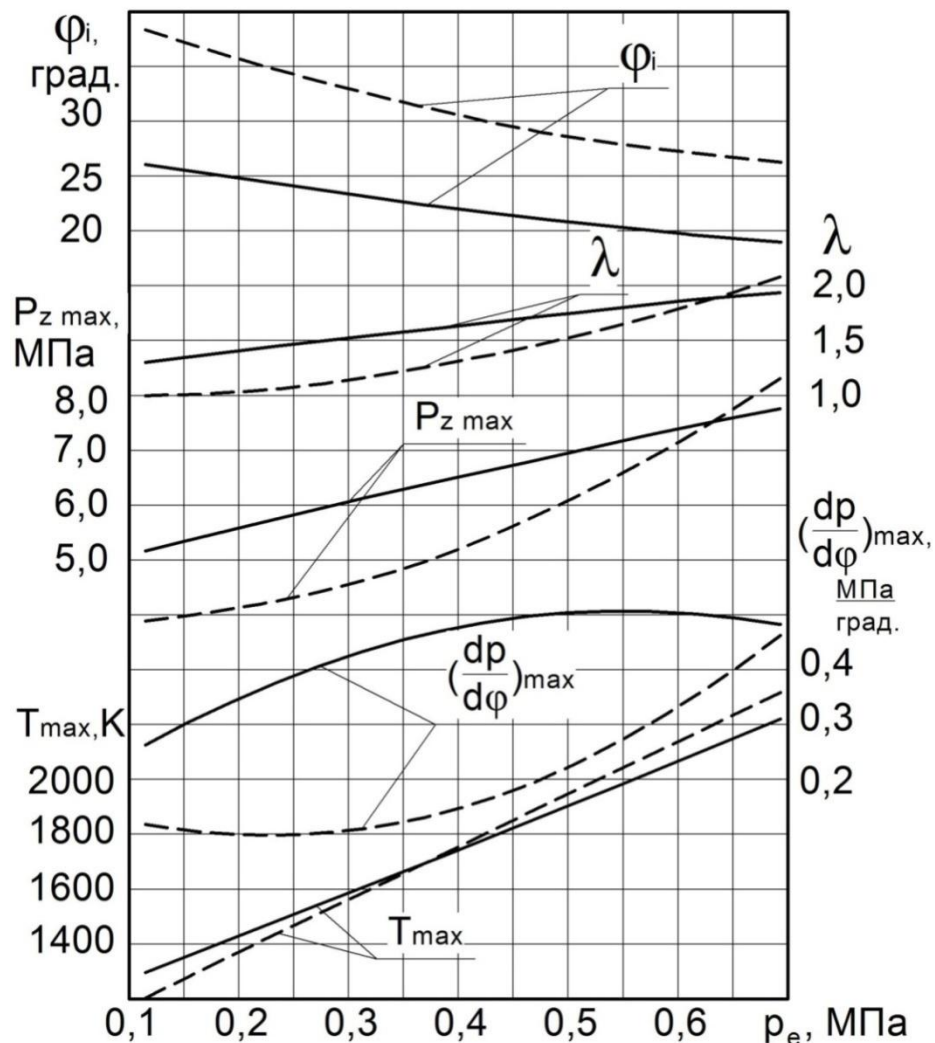


Рисунок 1 - Показатели процесса сгорания дизеля 2С 10,5/12,0 при работе на этаноле и РМ в зависимости от изменения нагрузки при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$;

———дизельный процесс; - - - - этанол с запальным РМ

Литература

1. Лиханов, В.А. Особенности показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения дизеля 2С 10,5/12,0 при работе на метаноле с ДСТ в зависимости от изменения нагрузки / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Улучшение эксплуатационных показателей мобильной энергетики. - 2007. - С. 250-256.
2. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.
3. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного

дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

4. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2017. - Т. 16. № 4. - С. 166-172.

© Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., 2018

УДК 621 436

**ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА
ЭТИЛОВОМ СПИРТЕ И РАПСОВОМ МАСЛЕ**

Лиханов В.А. - д.т.н., профессор; e-mail Lihanov.va@mail.ru,

Арасланов М.И. - ассистент; e-mail: araslanov.mi@mail.ru,

Козлов А.Н. - ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в статье представлены результаты стендовых испытаний дизеля, работающего на этиловом спирте и рапсовом масле

Ключевые слова: дизель, рапсовое масло, этиловый спирт, процесс сгорания

**INDICATORS OF DIESEL COMBUSTION PROCESS WHEN WORKING ON
ETHYL ALCOHOL AND RAPE OIL AT THE NOMINAL FREQUENCY OF
ROTATING THE CRANKSHAFT**

Likhanov V.A. - Doctor of Technical Sciences, Professor; e-mail

Lihanov.va@mail.ru,

Araslanov M.I. - Assistant; e-mail: araslanov.mi@mail.ru,

Kozlov A.N. - Assistant; e-mail: dnka59@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article presents the results of bench tests of a diesel engine operating on ethyl alcohol and rapeseed oil

Keywords: diesel, rapeseed oil, ethyl alcohol, combustion process

На существующем этапе развития двигателестроения основными показателями двигателей внутреннего сгорания являются показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. Автотракторные дизели являются одним из основных источников выбросов токсичных веществ в атмосферу. Таким образом, улучшение экологических показателей и в первую очередь – снижение токсичности отработавших газов является приоритетным направлением совершенствования и развития поршневых ДВС [1-5].

Существующую проблему токсичности отработавших газов ДВС возможно эффективно решить, обратившись к исследованиям по применению различных альтернативных топлив. Так одними из наиболее перспективных альтернативных видов топлив можно назвать биотоплива, вырабатываемые из возобновляемого сырья растительного происхождения. Эти топлива отличаются от традиционных развитой сырьевой базой для их производства и хорошими экологическими качествами. К биотопливам в первую очередь, относятся этиловый спирт, а также топлива, производимые из растительных масел. Эти виды топлив возможно использовать в качестве топлива для дизелей и они имеют приемлемую стоимость.

Широкое применение альтернативных топлив, несмотря на их кажущуюся привлекательность, невозможно без проведения стендовых испытаний и исследования их влияния на основные показатели ДВС.

В Вятской ГСХА на кафедре Тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проводились исследования по применению различных альтернативных топлив в том числе, таких как этиловый спирт и рапсовое масло. Частью этих масштабных исследований являлись стендовые испытания широко используемого тракторного дизеля 2Ч10,5/12,0 с полусферической камерой сгорания в поршне. Стендовые испытания включали в себя снятие регулировочных нагрузочных и скоростных характеристик данного дизеля на традиционном дизельном топливе, а также на этаноле и рапсовом масле с использованием двойной системы топливоподачи. В основу стендовых испытаний был положен сравнительный метод.

Наибольший интерес при проведении исследований представлял процесс сгорания дизеля при работе на альтернативном топливе, а также показатели его характеризующие, такие как максимальное давление p_{zmax} , степень повышения давления λ , скорость нарастания давления «жесткость» $(dp/d\varphi)_{max}$, период задержки воспламенения φ_i , и максимальная осредненная температура в цилиндре T_{max} . Данные показатели сравнивались с аналогичными показателями, полученными при работе дизеля на традиционном топливе. Представленные на рисунке 1 показатели были получены при работе дизеля на оптимальных установочных углах опережения впрыскивания топлива

(для этанола $\Theta_{\text{эт}}=34^\circ$, для РМ $\Theta_{\text{рм}}=34^\circ$) на частоте вращения коленчатого вала соответствующей максимальному крутящему моменту. Из представленных графиков видно, что применение этанола и рапсового масла вызывает снижение максимального давления сгорания практически на всем диапазоне изменения нагрузки можно отметить сходное поведение кривых максимального давления сгорания при увеличении эффективного давления p_e . Однако при p_e превышающем 0,6 МПа можно отметить более интенсивный рост максимального давления сгорания при работе дизеля на этаноле и РМ.

Кривые λ изменяются пропорционально кривым $p_{z\text{max}}$. но при работе дизеля на этаноле и РМ значения λ ниже аналогичных значений дизельного процесса.

Также можно отметить, что при работе дизеля на этаноле и РМ скорость нарастания давления значительно ниже на всем нагрузочном диапазоне, следовательно процесс сгорания протекает более «мягко» так на режиме работы соответствующем максимальному крутящему моменту снижение скорости нарастания давления составляет 2%. Не меньший интерес, применительно к снижению токсичности составляет осреднённая температура газов в цилиндре дизеля. Из представленных графиков можно сделать о сходном поведении и практическом совпадении значений кривых осреднённой температуры при работе на дизельном топливе и при работе на этаноле и РМ. Однако при повышении нагрузки выше $p_e=0,4$ МПа значения температуры при работе на этаноле и РМ превышают аналогичные значения дизельного процесса на номинальном режиме работы разница составляет 7%.

При работе дизеля на этаноле и РМ можно отметить увеличение периода задержки воспламенения, однако поведение кривой при работе на альтернативном топливе аналогично соответствующей кривой при работе на дизельном топливе, на номинальном режиме работы разница составляет 7°. Подобное увеличение периода задержки воспламенения можно объяснить особенностями распыливания и горения рапсового масла. При распыливании рапсового масла получают крупные капли, на нагрев и испарение которых требуется значительно большее время, чем на испарение дизельного топлива, впрыснутый в цилиндр этиловый спирт же в свою очередь вызывает локальное уменьшение температуры заряда, что также приводит к увеличению периода задержки воспламенения.

Таким образом можно сделать вывод, что применение этилового спирта и рапсового масла не ухудшает процесса сгорания дизеля и благодаря снижению скорости нарастания давления его работа будет более «мягкой» а незначительно повышение осредненной температуры в свою очередь не вызовет значительного повышения содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля.

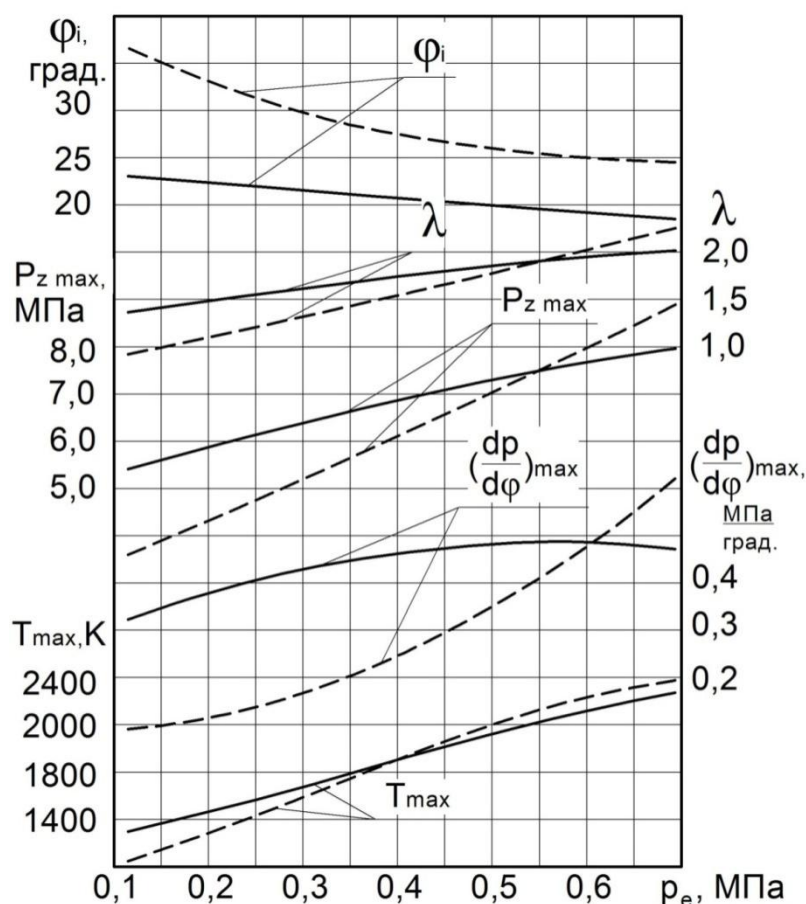


Рисунок 1 - Показатели процесса сгорания дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на этаноле и РМ в зависимости от изменения нагрузки при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$;

—————дизельный процесс; - - - - этанол с запальным РМ

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.
2. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.
3. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.
4. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на

экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2017. - Т. 16. № 4. - С. 166-172.

5. Likhanov, V.A. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants / Likhanov V.A., Lopatin O.P. // Thermal Engineering. - 2017. - Vol.64. - №12. - P.935 - 944.

© Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., 2018

УДК 621.43

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГОРЕНИЯ ЗАПАЛЬНОГО ТОПЛИВА В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Гребнев А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: lv99@mail.ru
*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация. В статье представлена математическая модель горения запального дизельного топлива в среде метано-воздушной смеси в цилиндре газодизеля.

Ключевые слова: горение, запальное топливо, газодизель.

MATHEMATICAL MODEL OF COMBUSTION OF THE PILOT FUEL IN THE CYLINDER OF DIESEL ENGINE

**Grebnev A.V. - Ph.D. of Technics, associate professor; e-mail:
lv99@mail.ru**

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract. The article presents a mathematical model of the combustion of the fuel oil in the environment of methane-air mixture in the cylinder of the gas diesel.

Key words: combustion, glow fuel, gas-diesel engine.

Применение альтернативных видов топлива приводит к необходимости исследования особенностей протекания процесса сгорания в цилиндрах ДВС. При работе ДВС по газодизельному процессу эта задача осложняется наличием в камере сгорания двух видов топлива – дизельного топлива (ДТ) и природного газа (ПГ). Исследование распространения всего пламени невозможно без детального изучения механизма горения одной капли или частицы в атмосфере окислителя [1-5].

Рассмотрим горение капли запального ДТ в метано-воздушной смеси (МВС). Во многих случаях, когда среднее расстояние между каплями достаточно велико, горение каждой капли можно рассматривать как горение одиночной капли. При этом заметные изменения параметров основного потока, вызванные горением капли, происходят в непосредственной близости от поверхности капли в тонком пограничном слое. Для простоты примем, что капля по сечению прогрета равномерно.

В момент воспламенения, когда плотность паров ДТ в газовой фазе невелика, диффузионное пламя образуется в непосредственной близости от поверхности капли ДТ и с течением времени удаляется от нее. Такое поведение диффузионного пламени может быть наглядно проиллюстрировано на примере нестационарного диффузионного горения плоской поверхности горючего в атмосфере окислителя (рисунок 1).

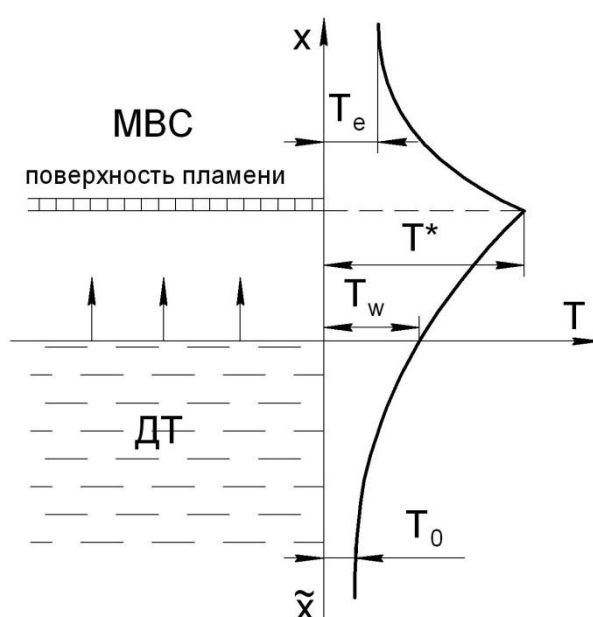


Рисунок 1 – Расчетная схема

Рассмотрим задачу о развитии горения в предварительно не перемешанных системах, когда до зажигания плотность паров ДТ над поверхностью конденсированной фазы близка к нулю и пламя может образоваться только непосредственно у поверхности.

Введем систему координат, связанную с поверхностью раздела фаз: координату x для газообразной фазы, \tilde{x} – для конденсированной фазы. Влиянием внешних массовых сил, включая силы инерции, пренебрежем; плотность ρ_f , удельную теплоемкость cf и коэффициент теплопроводности lf для конденсированной фазы для упрощения примем постоянными. По мере выгорания топливо подается к поверхности раздела со скоростью $Vf(t)$ так, чтобы поверхность раздела оставалась неподвижной.

Система уравнений для описания одномерного плоского нестационарного течения смеси газов переменного состава с химическими реакциями имеет вид [1]:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad (1)$$

$$\rho v \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \tilde{\mu} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial x}; \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \rho D \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \dot{\mathfrak{R}}_i; \quad (3)$$

$$\rho u \frac{\partial H}{\partial x} + \rho \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\tilde{\mu} u \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} \rho D \sum_{i=1}^N h_i \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \lambda \frac{\partial T}{\partial x}; \quad (4)$$

$$p = \rho R T \sum_{i=1}^N \frac{Y_i}{m_i}, \quad (5)$$

где i – номер компонента смеси (для окислителя $i = 1$);

Y_i – массовая концентрация компонента;

ρ , p , \hat{c}_p – соответственно плотность, давление, теплоемкость смеси,

$$\hat{c}_p = \sum_{i=1}^N Y_i c_{pi}; \quad (6)$$

где c_{pi} – удельная теплоемкость компонента;

v – скорость центра масс смеси;

u – скорость движения потока газа относительно капли;

$\tilde{\mu}$ – вязкость капли;

$\dot{\mathfrak{R}}_i$ – массовая скорость образования компонента,

$$\dot{\mathfrak{R}}_i = \omega m_i (v_i'' - v_i'), \quad (7)$$

где ω – скорость химической реакции;

m_i – молекулярная масса компонента;

v_i' , v_i'' – стехиометрические коэффициенты компонента до и после химической реакции;

H – удельная теплота сгорания смеси,

$$H = \hat{c}_p T + \frac{u^2}{2} + \sum_i Y_i h_i^0, \quad (8)$$

где h_i^0 – удельная энтальпия образования компонента;

h_i – удельная энтальпия компонента,

$$h_i = c_{pi} T + h_i^0. \quad (9)$$

Примем, что скорости движения газа, вызванные наличием горения, незначительны, эффектами, связанными с трением и относительными изменениями давления, можно пренебречь. В этом случае вместо уравнения количества движения (2) применим условие гомобаричности ($p = \text{const}$), которое часто используется при решении задач диффузионного горения [2...4].

После алгебраического преобразования получим систему уравнений (1...5) в следующем виде:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad (10)$$

$$\rho = \text{const}; \quad (11)$$

$$\rho u \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \rho \frac{\partial Y_i}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \rho D \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \dot{\mathfrak{R}}_i; \quad (12)$$

$$\frac{\partial \rho u \hat{c}_p T}{\partial x} + \frac{\partial \rho \hat{c}_p T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \lambda \frac{\partial \hat{c}_p T}{\partial x} - \sum_{i=1}^N \dot{\mathfrak{R}}_i h_i^0. \quad (13)$$

Введем вспомогательную функцию:

$$\beta_i = \frac{Y_i}{m_i(v_i'' - v_i')} - \frac{Y_1}{m_1(v_1'' - v_1')}. \quad (14)$$

Используя систему уравнений (10)...(13), определим функцию β_i :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad (15)$$

$$\frac{\partial \rho u \beta_i}{\partial x} + \frac{\partial \rho \beta_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \lambda \frac{\partial \beta_i}{\partial x}; \quad (16)$$

для поверхности пламени:

$$\beta_T = \frac{\hat{c}_p T}{m_N(v_N'' - v_N') \Delta H} - \frac{Y_1}{m_1(v_1'' - v_1')}; \quad (17)$$

для поверхности капли:

$$\beta_c = \frac{\hat{c}_p}{m_1(v_1'' - v_1') \Delta C_p} - \frac{Y_1}{m_1(v_1'' - v_1')}, \quad (18)$$

где $\Delta H = \frac{\sum_{i=1}^N m_i h_i^0 (v_i' - v_i'')}{m_N (v_N' - v_N'')}, \Delta C_p = \frac{\sum_{i=1}^N m_i c_{pi} (v_i'' - v_i')}{m_1 (v_1'' - v_1')}.$

Уравнение энергии в слое топлива (рисунок 1) имеет вид [4]:

$$v_f \frac{\partial T}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial \tilde{x}^2} \left(\frac{\lambda}{\rho c} \right)_f. \quad (19)$$

Граничные условия для системы (15)...(19):

1) для конденсированной фазы ($\tilde{x} \rightarrow +\infty$):

$$T = T_0; \quad (20)$$

2) для поверхности раздела фаз ($x = 0$):

$$(\rho u)_w = -P_f v_f; \quad (21)$$

$$(\rho u)_w Y_{iw} - (\rho D)_w \frac{\partial Y_i}{\partial x} = 0, \quad (\rho u)_w (Y_{Nw} - 1) - (\rho D)_w \frac{\partial Y_N}{\partial x} = 0; \quad (22)$$

$$-\lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{fw} = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_w - (\rho u)_w h_L, \quad (23)$$

ниже поверхности пламени отсутствует окислитель ($i = 1$), а выше – горючее ($i = N$);

3) для внешней границы газа ($x \rightarrow +\infty$):

$$T = T_e; Y_1 = Y_{1e}; Y_{2e} = I - Y_{1e}; Y_{ie} = 0, \quad (24)$$

где h_L – удельная энтальпия фазового перехода.

Начальные условия системы:

$$T = T_e = \text{const}; Y_1 = Y_{1e}; Y_{2e} = I - Y_{1e};$$

$$Y_{ie} = 0, \text{ при } x > 0; T = T_0 \text{ при } \tilde{x} > 0.$$

Система уравнений (15)...(19) пригодна для интегрирования, поэтому можно записать:

$$\beta_i = (\beta_{ie} - \beta_{iw}) \beta + \beta_{iw}, i = 2, \dots, N, T, C, \quad (25)$$

где $\beta = 0$ при $x = 0$ и $\beta = 1$ при $x \rightarrow +\infty$.

Введем вспомогательные переменные:

$$\xi = x / \sqrt{2t}, \quad \varphi(\xi) = \rho / \rho_e; \quad \rho u = \rho_e f(\xi) / \sqrt{2t}; \quad \beta = \beta(\xi). \quad (26)$$

Используя число Прандтля $Pr = \mu \hat{C}_p / \lambda$, преобразуем систему (15), (16) к виду:

$$f' - \varphi' \xi = 0; \quad (27)$$

$$-\xi \varphi \beta' + f \beta' = \frac{1}{\rho_e Pr} (\mu \beta'' + \mu' \beta'), \quad (28)$$

где штрих обозначает дифференцирование по ξ .

Предположим, что выполняется условие $\rho \mu = \text{const}$ во всей области [2]. Из этого условия следует:

$$\varphi' \mu - \mu' \varphi = 0, \quad \mu = \mu_e / \varphi. \quad (29)$$

Подставляя (29) в (28), получим:

$$a^2 \left(\frac{\beta' \varphi'}{\varphi^2} - \frac{\beta''}{\varphi} \right) = \beta' (f - \xi \varphi), \quad (30)$$

где $a^2 = \frac{\mu_e}{\rho_e Pr}$.

Вводя новые переменные для конденсированной фазы ($\tilde{x} > 0$):

$$\xi = \tilde{x} / \sqrt{2t}; \quad \psi(\xi) = T / T_0, \quad (31)$$

учитывая условие (21):

$$(\rho u)_w = -\rho_f v_f = \rho_e f(0) / \sqrt{2t},$$

преобразуем уравнение (16) к виду:

$$\psi'(\xi) (\xi + k) + b^2 \psi''(\xi) = 0, \quad (32)$$

где $k = \frac{\rho_e f(0)}{\rho_f}; \quad b^2 = \frac{\lambda_f}{\rho_f c_f}$.

Полученная система трех уравнений (27), (30), (32) содержит четыре неизвестные функции: $f(\xi)$, $\varphi(\xi)$, $\beta(\xi)$, $\psi(\xi)$. Для замыкания системы воспользуемся выражением (2) и с помощью выражения (5) получим уравнения:

$$\frac{P_e}{\rho_e R} = \varphi(\xi) \left[\beta(\xi) \sum_{i=2}^N (v_i'' - v_i') (\beta_{ie} - \beta_{iw}) + \sum_{i=2}^N \beta_{iw} (v_i'' - v_i') \right] \times \frac{\beta(\xi) (\beta_{Te} - \beta_{Tw}) + \beta_{Tw}}{\beta(\xi) (\beta_{ce} - \beta_{cw}) + \beta_{cw}}, \quad (33)$$

при $\xi < \xi^*$, т.е. ниже поверхности пламени, и

$$\frac{p_e}{\rho_e R} = \varphi(\xi) \left[\sum_{i=2}^N (v_i'' - v_i') \beta_i(\xi) - \beta_N(\xi) \sum_{i=2}^N \frac{\Phi_i}{m_i} \right] \times \frac{\beta_T(\xi) + \beta_N(\xi) \Delta H}{\beta_T(\xi) - \beta_N(\xi) \Delta C_p}, \quad (34)$$

при $\xi > \xi^*$, т.е. выше поверхности пламени.

Из выражений (21)...(25) получим соотношения для определения концентраций и потоков тепла на поверхности раздела фаз:

$$\beta_{iw} = \frac{\beta_{ie}}{1 + \frac{\rho_e f(0)}{(\rho D)_w \beta'(0)}}; \quad (35)$$

$$\beta_{Nw} = \frac{\beta_{Ne} + \frac{\rho_e f(0)}{(\rho D)_w \beta'(0) m_N (v_N'' - v_N')}}{1 + \frac{\rho_e f(0)}{(\rho D)_w \beta'(0)}}; \quad (36)$$

$$-\lambda_f T_0 \psi'(0) = \bar{c}_{pw} (\rho D)_w \beta'(0) \cdot \left[\frac{\beta_{Te} - \beta_{Tw}}{\beta_{cw}} - \frac{\beta_{ce} - \beta_{cw}}{\beta_{cw}^2} \beta_{Tw} - \frac{\rho_e f(0) h_L}{Le \bar{c}_{pw} (\rho D)_w \beta'(0)} \right]. \quad (37)$$

Вводя безразмерный параметр массообмена $B_D = \frac{\rho_e f(0)}{(\rho D)_w \beta'(0)}$,

получим из (25), (35)...(37) следующие соотношения [1]:

$$Y_{ie} = \frac{B_{ie} - \Phi_i Y_{le}}{1 + B_D}, \quad Y_{Nw} = \frac{B_D - \Phi_N Y_{le}}{1 + B_D}; \quad (38)$$

$$-\lambda_f T_0 \psi'(0) = (\rho D)_w \beta'(0) \cdot [\bar{c}_{pe} (T_e - T_w) + Y_{le} Q_p(T_w) - B_D h_L], \quad (39)$$

при этом:

$$Q_p(T_w) = T_w \Delta c_p + \Phi_N \Delta H; \quad (40)$$

$$\Phi = \sum_{i=1}^N Y_i (h_i - T s_i), \quad (41)$$

где s_i – удельная энтропия компонента.

Определим парциальное давление паров горючего у поверхности фазового перехода по формуле:

$$p_{Nw} = Y_{Nw} p_e \frac{m_w}{m_N}, \quad (42)$$

где $\frac{1}{m_w} = \sum_{i=1}^N \frac{Y_{iw}}{m_i}$.

Подставляя соотношения (38) в уравнение (42) и воспользовавшись условием Клапейрона-Клаузиуса, определим параметр B_D :

$$B_D = Y_{le} \Phi_N + \sum_{i=2}^{N-1} (Y_{ie} - Y_{le} \Phi_i) \frac{m_N}{m_i} \times \left\{ \left(\frac{T_{ke}}{T_w} \right) \frac{\Delta C_p m_N}{R} e^{\left[\frac{\Delta C_p T_{ke} m_N}{R} \left(\frac{1}{T_{ke}} - \frac{1}{T_w} \right) \right]} - 1 \right\}^{-1}. \quad (43)$$

Из выражений (33), (34) при $\xi = 0$ получим условие:

$$\frac{p_e m_N}{\rho_e R} = \frac{\varphi(0) T_w}{1 + B_D} \left[\sum_{i=2}^N \frac{m_N}{m_i} (Y_{ie} - \Phi_i Y_{le}) + B_D \right]. \quad (44)$$

Таким образом, уравнения (27), (30), (32)...(34) и соотношения (39), (43), (44) составляют замкнутую систему трех дифференциальных и четырех алгебраических уравнений для определения функций $f(\xi)$, $\varphi(\xi)$, $\beta(\xi)$, $\psi(\xi)$ и параметров T_w , $\varphi(0)$, B_D .

Решение уравнения (32) с граничными условиями $\psi(0) = T_w / T_0$; $\psi(\infty) = 1$ запишется в виде:

$$\psi(\xi) = 1 + \frac{T_w - T_0}{T_0} \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\xi + k}{b\sqrt{2}}\right)}{\operatorname{erfc}\left(\frac{k}{b\sqrt{2}}\right)}, \quad (45)$$

где $\operatorname{erfc}(z) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-z^2} dz$.

Из выражения (45) получим:

$$\psi'(0) = -\frac{T_w - T_0}{T_0} \cdot \frac{\sqrt{2}}{b\sqrt{\pi}} \cdot e^{\frac{k^2}{2b^2}} \left[\operatorname{erfc}\left(\frac{k}{b\sqrt{2}}\right) \right]^{-1}. \quad (46)$$

Уравнение (30) в левой части содержит полный дифференциал:

$$a^2 \left(\frac{\beta'}{\varphi} \right)' = \beta' (f - \xi\varphi). \quad (47)$$

Из уравнения (27) следует:

$$(f - \xi\varphi)' = f' - \xi\varphi' - \varphi = -\varphi, \quad (48)$$

что позволяет переписать (47) в виде:

$$a^2 \left(\frac{\beta'}{\varphi} \right)' = -\frac{\beta'}{\varphi} (f - \xi\varphi)' (f - \xi\varphi), \text{ или } a^2 z' = -z\varphi', \quad (49)$$

где $z = \frac{\beta'}{\varphi}$; $y = f - \xi\varphi$.

Интегрируя (49), получим:

$$\beta'(\xi) = C \varphi(\xi) e^{-\frac{[f(\xi) - \xi\varphi(\xi)]^2}{2a^2}}, \text{ или } \beta'(\xi) = C \varphi(\xi) e^{-\frac{y^2}{2a^2}}. \quad (50)$$

Из условия (48) получим $dy/d\xi = -\varphi$ и, подставляя в уравнение (50), проинтегрируем его:

$$\beta = -C \int_{f(0)}^y e^{-\frac{y^2}{2a^2}} dy. \quad (51)$$

Учитывая, что:

$$\int_{f(0)}^y e^{-\frac{y^2}{2a^2}} dy = \frac{a\sqrt{\pi}}{\sqrt{2}} \left(\operatorname{erf}\left(\frac{f - \xi\varphi}{a\sqrt{2}}\right) - \operatorname{erf}\left(\frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right) \right), \quad (52)$$

константу C определим из условий на бесконечности:

$$C = \frac{\sqrt{2}}{a\sqrt{\pi} \left(1 + \operatorname{erf}\left(\frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right) \right)}. \quad (53)$$

Тогда из (51) получим еще один первый интеграл системы (10)...(13):

$$\beta = \frac{\operatorname{erf}\left(\frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right) - \operatorname{erf}\left(\frac{f - \xi\varphi}{a\sqrt{2}}\right)}{1 + \operatorname{erf}\frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}. \quad (54)$$

Подставим полученное решение (54) в соотношения (33), (34) и выразим функцию φ :

$$\varphi = g(y). \quad (55)$$

Тогда из (48) и (55) получим дифференциальное уравнение:

$$dy/d\xi = -g(y); y(0) = f(0), \quad (56)$$

которое можно проинтегрировать численно, если известно условие $f(0)$.

Определив из (54), (55) функцию $y(\xi)$, получим функции $\beta(\xi)$, $\varphi(\xi)$, $f(\xi)$. Таким образом, для завершения решения задачи необходимо начальное условие $f(0)$ или параметр массообмена B_D .

Воспользовавшись (46) и (54), определим $\beta'(0)$ и $\psi'(0)$ и подставим в условие (39). Учитывая (44), получим

$$\begin{aligned} & \frac{\lambda_f}{(\rho D)_w} \cdot \frac{(T_w - T_0)}{(1 + B_D)} \cdot \frac{\rho_e RT_w}{m_N p_e} \cdot \left[\sum_{i=2}^N \frac{m_N}{m_i} (Y_{ie} - \Phi_i Y_{le}) + B_D \right] \times \\ & \times e^{\frac{f^2(0)}{2} \left(\frac{1}{a^2} - \frac{\rho_e}{\rho_f} \frac{1}{b^2} \right)} = \frac{1 - \operatorname{erf}\left(\frac{\rho_e \cdot f(0)}{\rho_f \cdot b\sqrt{2}}\right)}{1 - \operatorname{erf}\frac{f(0)}{a\sqrt{2}}} \left[\bar{c}_{pe} (T_e - T_w) + Y_{le} Q_p (T_w) - B_D h_L \right]. \end{aligned} \quad (57)$$

Из уравнений (44) и (50) получим

$$\rho_e f(0) = \frac{\sqrt{2} \cdot e^{\frac{f^2(0)}{2a^2}} (\rho D)_w B_D (1 + B_D) p_e m_N}{a\sqrt{\pi} \left(1 + \operatorname{erf}\frac{f(0)}{a\sqrt{2}} \right) \left[\sum_{i=2}^N \frac{m_N}{m_i} (Y_{ie} - Y_{le} \Phi_i) + B_D \right] \rho_e RT_w}. \quad (58)$$

Расположение поверхности диффузионного пламени при известном решении $\beta(\xi)$ определяется из условия, что выше поверхности отсутствуют пары горючего ($Y_N = 0$), а ниже – окислитель ($Y_1 = 0$). Тогда для функции β_N имеем условие [6, 9, 10]:

$$\beta_N(\xi^*) = 0,$$

откуда, используя (25) и условия на межфазной границе (38), получим соотношение для определения координаты поверхности пламени ξ^* :

$$\beta(\xi^*) = \frac{Y_{Nw}}{Y_{Nw} + Y_{le} \Phi_N} = \frac{B_D - Y_{le} \Phi_N}{B_D (1 + Y_{le} \Phi_N)}. \quad (59)$$

Рассмотрим одно из возможных приближений, а именно: будем предполагать, что $T_w = T_{ke}$, где T_{ke} – равновесная температура кипения топлива при давлении p_e . В этом случае из (43) видно, что $Y_{ie} - Y_{le} \Phi_i = 0$ при $Y_{NW} = 1$.

Тогда соотношение (57) упрощается, и из него можно определить параметр массообмена:

$$B_D = \frac{Y_{Ic} Q_{pw}}{h_L} + \frac{\bar{c}_{pe}(T_e - T_{ke})}{h_L} - \frac{\lambda_f}{(\rho D)_w} \cdot \frac{\rho_e RT_{ke}}{m_N p_e} \cdot \frac{(T_{ke} - T_0) \left(1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right)}{1 - \operatorname{erf} \left(\frac{\rho_e}{\rho_f} \cdot \frac{f(0)}{b\sqrt{2}}\right)} \cdot e^{\frac{f^2(0)}{2} \left(\frac{1}{a^2} - \frac{\rho_e^2}{\rho_f^2 b^2}\right)}. \quad (60)$$

Подставляя (60) в уравнение (58), получим уравнение для определения неизвестного граничного условия $f(0)$:

$$\frac{a\sqrt{\pi}}{\sqrt{2}} \rho_e f(0) = \frac{p_e m_N (\rho D)_w [Y_{Ic} Q_{pw} + \bar{c}_{pe}(T_e - T_{ke})]}{\rho_e RT_{ke} h_L \left(1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right)} \cdot e^{\frac{f^2(0)}{2a^2}} - \lambda_f \frac{(T_{ke} - T_0)}{1 - \operatorname{erf} \left(\frac{\rho_e}{\rho_f} \frac{f(0)}{b\sqrt{2}}\right)} \cdot e^{-\left(\frac{\rho_e f(0)}{\rho_f b\sqrt{2}}\right)^2}. \quad (61)$$

Таким образом, выражения (43), (57), (58) представляют замкнутую систему уравнений для определения неизвестных $f(0)$, T_w и B_D .

Полученная система уравнений (27), (30), (32)...(34), (39), (43), (44) позволяет рассчитать основные параметры нестационарного горения поверхности топлива, контактирующей с газообразной средой, содержащей окислитель.

Литература

1. Зверев, И.Н. Газодинамика горения / И.Н. Зверев, Н.Н. Смирнов // М.: Изд-во Моск. ун-та. - 1987. – 307 с.
2. Вильямс, Ф.А. Теория горения / Ф.А. Вильямс // М.: Наука. - 1971. – 615 с.
3. Бояршинов, Б.Ф. Турбулентный пограничный слой со вдувом реагирующих веществ / Б.Ф. Бояршинов, Э.П. Волчков, В.И. Терехов // Физика горения и взрыва. – 1981. – Т. 17. – № 6. – С. 21-28.
4. Marxman, G.A. Turbulent boundary layer combustion in the hibrid rocket / G.A. Marxman, M. Gilbert // 9-th Sympos. (Internat.) on Combust. – N.Y.: Academic Press. - 1963. – P. 371-379.
5. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методической центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

© Гребнев А.В., 2018

УДК 621.43

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Гребнев А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: lv99@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия, г. Киров,
Россия*

Аннотация. В статье описана экспериментальная установка, с помощью которой был исследован рабочий процесс дизеля при работе на природном газе. Описана система подачи природного газа в дизель, особенности подключения измерительных приборов.

Ключевые слова: стендовые испытания, газодизель.

FEATURES OF THE EXPERIMENTAL SETUP FOR THE STUDY OF DIESEL ENGINE OPERATION PROCESS WHEN WORKING ON NATURAL GAS

*Grebnev A.V. - Ph.D. of Technics, associate professor; e-mail:
lv99@mail.ru*

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract. The article describes an experimental setup, which was used to study the working process of the diesel engine when working on natural gas. The system of supply of natural gas to diesel is described, features of connection of measuring devices.

Key words: bench tests, gas-diesel engine.

При применении природного газа (ПГ) в качестве моторного топлива для дизеля, его необходимо подавать во впускной трубопровод двигателя. Для этого во впускной трубопровод до турбокомпрессора встраивался газовый смеситель-дозатор. Попав в цилиндры, газ воспламеняется от запальной порции дизельного топлива (ДТ), впрыскиваемой штатными топливными форсунками [1-5].

Количество ПГ, поступающего в смеситель-дозатор, а за ним и в цилиндры дизеля, регулировалось газовой заслонкой, установленной на газовом трубопроводе, идущем от газового редуктора к дозатору, а максимальное количество газа для получения номинальной мощности, исключая форсирование по среднему эффективному давлению, ограничивалось проходным сечением кольцевой щели диффузора смесителя, которое подбиралось экспериментально. Пуск дизеля и прогрев осуществляется на ДТ без подачи ПГ. После прогрева подавался ПГ, а запальная доза ДТ уменьшалась до пределов, когда

еще отсутствовала неустойчивая работа дизеля, с резким колебанием нагрузки на тормозном стенде испытательной установки.

Установка оснащалась необходимым измерительным оборудованием и приборами. Общий вид испытательного стенда показан на рисунке 1. В качестве загрузочного устройства при испытаниях дизеля применялся электротормозной стенд SAK-N670 с балансирной маятниковой машиной. Двигатель соединялся с балансирной машиной с помощью карданной передачи.

Частота вращения коленчатого вала дизеля измерялась с помощью электронного цифрового тахометра ТЦ-1, датчик частоты вращения которого, был установлен на валу балансирной машины. Расход основного топлива определялся с помощью электронного расходомера АИР-50. Входной штуцер расходомера соединялся с топливным баком, а выходной с входом фильтра грубой очистки топлива дизеля. Расход воздуха, потребляемого дизелем, определялся с помощью газового счетчика РГ-400, установленного перед впускным ресивером, объем которого был выбран согласно ГОСТу 14846-81, и счетчиком импульсов ТЭМП-4.

Расход газа определялся объемным способом с помощью газового расходомера ВКГ-16 с модернизированной системой отсчета на базе счетчика ТЭМП-4 (рисунок 2). На газовом трубопроводе, идущем от газового заправщика к двухступенчатому редуктору устанавливался фильтр с электромагнитным клапаном для обеспечения безаварийной работы, который управлялся с пульта управления. После электромагнитного клапана, для снижения давления, газ подавался в двухступенчатый газовый редуктор, а затем в расходомер. После расходомера ПГ попадал в газовый смеситель-дозатор, установленный на впускном патрубке турбокомпрессора дизеля (рисунок 3).

Индицирование процесса сгорания в цилиндре дизеля проводилось посредством электропневматического стробоскопического индикатора МАИ-5А. Индикатор был смонтирован согласно заводской инструкции [1]. Записывающий механизм был установлен перед двигателем, соосно с коленчатым валом двигателя. Вал записывающего механизма соединялся с носком коленчатого вала через упругую муфту. Датчик давления был установлен в головке двигателя и сообщался каналом с полостью первого цилиндра двигателя (рисунок 4).



Рисунок 1 - Общий вид установки

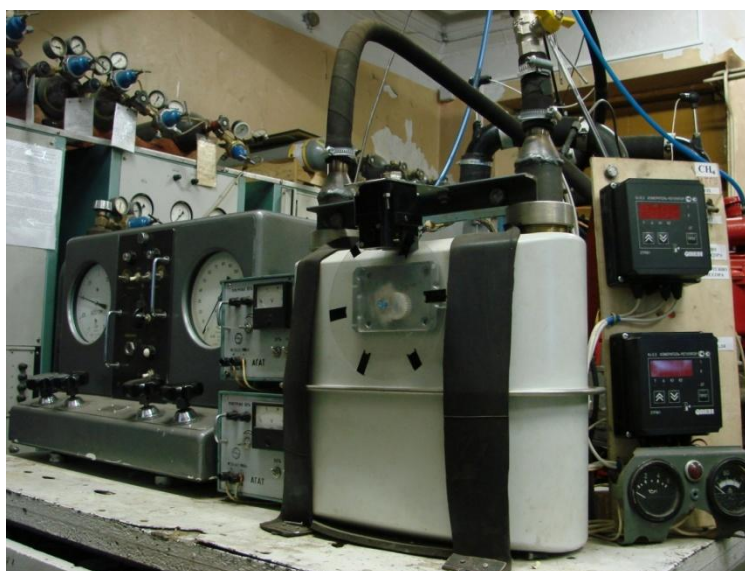


Рисунок 2 - Расходомер природного газа ВКГ-16

Объем камеры сгорания цилиндра дизеля при установке датчика увеличивался за счет соединительного канала в соответствии с нормативом [2] не более чем на 1%, а отношение диаметра соединительного канала к его длине было больше 1. Отметчик ВМТ устанавливался на защитном кожухе маховика двигателя (рисунок 5). Правильность установки отметчика проверялась по положению поршня в ВМТ в первом цилиндре и контролировалась по диаграмме сжатия-расширения без подачи топлива во время принудительной прокрутки двигателя тормозным стендом. Обработка индикаторных диаграмм, полученных на различных режимах работы дизеля, осуществлялась по методике ЦНИДИ–ЦНИИМ.



Рисунок 3 - Газовый смеситель-дозатор

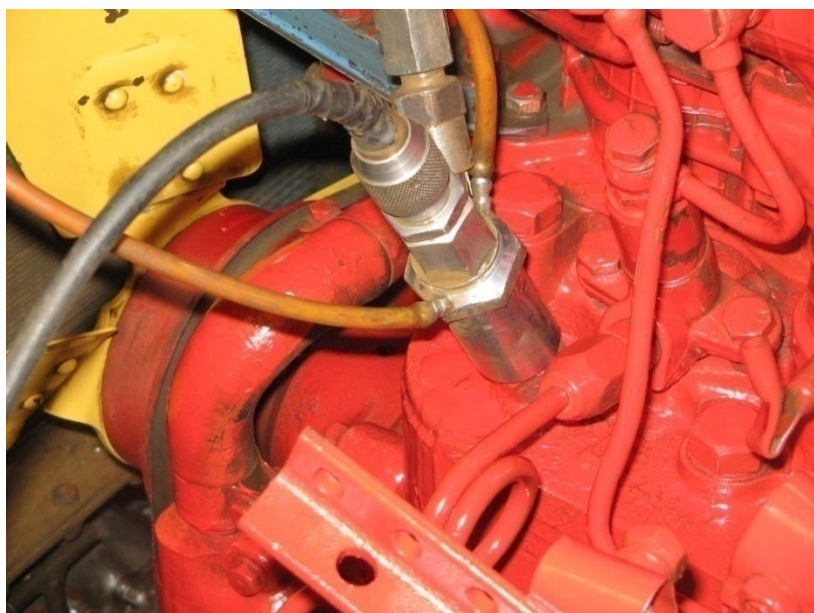


Рисунок 4 - Датчик давления индикатора МАИ-5А

Анализ проб отработавших газов (ОГ) производился на автоматической системе газового анализа АСГА-Т. При помощи ее определялось содержание в ОГ основных токсичных компонентов: CO, CO₂, CH_x, NO_x. Отбор проб ОГ производился газозаборником системы АСГА-Т, установленным на выпускном трубопроводе. Перед началом газоанализа система прогревалась в течение 1,5...2,0 часов, после чего производится калибровка системы поверочными газовыми смесями. Дымность отработавших газов измерялась с помощью дымомера «BOSCH-EFAW-68A».

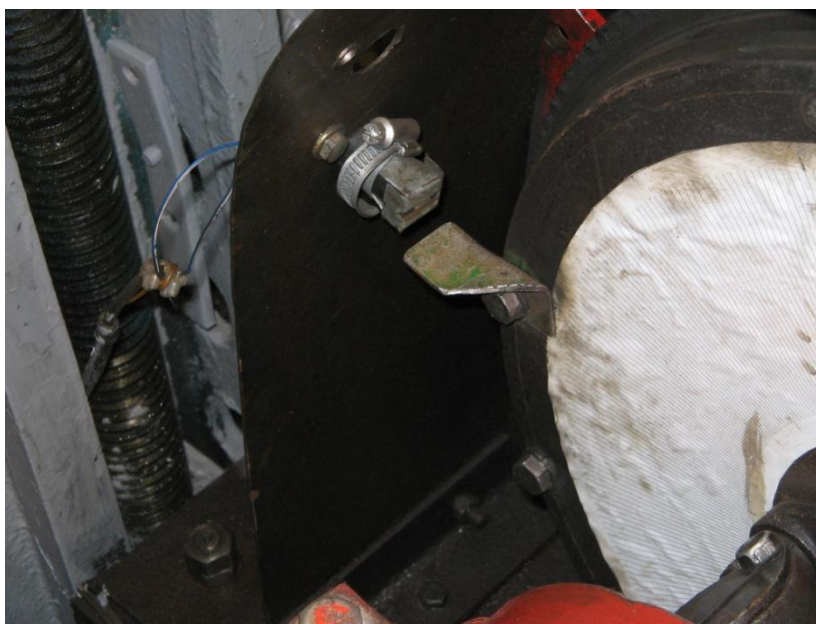


Рисунок 5 - Отметчик ВМТ индикатора МАИ-5А

Для охлаждения воздуха после турбокомпрессора на впуске в цилиндры дизеля применялся заводской охладитель, который устанавливался перед радиатором системы охлаждения. В процессе испытаний измерялось давление и температура в трех точках впускного трубопровода дизеля: 1) на входе в турбокомпрессор; 2) на выходе из турбокомпрессора, на входе в охладитель наддувочного воздуха; 3) на выходе из охладителя, на входе впускного трубопровода. Давление во впускном трубопроводе после турбокомпрессора измерялось при помощи механического барометра МПЗ-У, температура воздуха в системе впуска измерялась электронными термометрами марки «ОВЕН» 2ТРМ1, датчиками которых служили термосопротивления ТС-035, установленные во впускном трубопроводе дизеля.

Температура окружающего воздуха и температура топлива измерялась ртутными термометрами. Влажность окружающего воздуха измерялась психрометром. Температура охлаждающей жидкости измерялась датчиком температуры ТСМ-100. Давление масла измерялось заводским манометром. Температура ОГ дизеля измерялась с помощью хромель-алюмелевых термопар. В качестве вторичного прибора применялся пирометрический милливольтметр типа Ш-4500. Проверка и регулировка ТНВД и форсунок осуществлялась на комплексном стенде для испытаний топливной аппаратуры КИ-22210 и стенде КИ-3333.

Литература

1. Краткое описание и инструкция по эксплуатации электропневматического стробоскопического индикатора модели «МАИ-

5А». – М.: МАИ им. С. Орджоникидзе. Экспериментально – опытный завод, 1986. – 38 с.

2. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 46 с.

3. Лиханов, В.А. Сгорание и тепловыделение в цилиндре тракторного дизеля при работе на метаноле-топливной эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, С.А. Романов, А.В. Патуров // Тракторы и сельхозмашины. - 2016. - № 11. - С. 14-19.

4. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

5. Лиханов, В.А. Влияние применения метилового эфира рапсового масла на индикаторные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. Мосоловские чтения: материалы международной научно-практической конференции. - 2014. - С. 188-190.

© Гребнев А.В., 2018

УДК 621.436

**ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ
ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ Д-243 НА НОМИНАЛЕ**

Деветьяров Р.Р. - к.т.н., доцент

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в статье представлены результаты расчета показателей процесса сгорания в дизеле Д-243 при конвертации на природный газ.

Ключевые слова: Дизель, природный газ, тепловыделение.

**PARAMETERS OF THE COMBUSTION AND HEAT EXCHANGE
PROCESS**

TRACTOR DIESEL D-243 AT THE NOMINAL

R.R. Devetjarov, PhD of Technics, associate professor

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article presents the results of calculating the indicators of the combustion process in diesel D-243 when converting to natural gas.

Keywords: diesel, natural gas, heat generation.

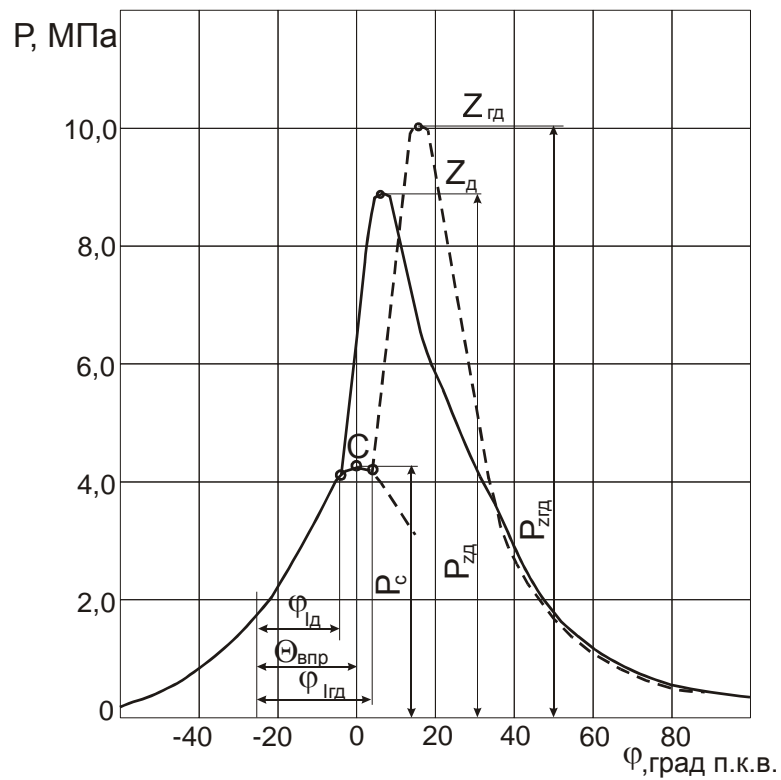
Газодизельные двигатели – на сегодня наиболее распространенный тип двигателя большого литража, работающего на газе. Говоря о газе как об экологически чистом моторном топливе, чаще всего имеют в виду его использование именно в газодизельном варианте. Считается, что это самый эффективный и дешевый способ радикального улучшения эффективных показателей двигателей [1-5].

В дизелях КПГ подают следующим образом. Газ смешивается с воздухом в смесителе-дозаторе, установленном на впускном трубопроводе, и поступает в цилиндр. Жидкое топливо подается через штатную топливную систему в конце такта сжатия. На базе такого дизеля возможно создание газового двигателя, в котором в цилиндры подается газ, а воспламенение происходит с помощью искровой свечи зажигания. Преимущество газового двигателя заключается в возможности работы полностью на газе, исключая жидкое топливо, а недостаток - необходимость серьезных конструктивных изменений, требующих переделки дизеля.

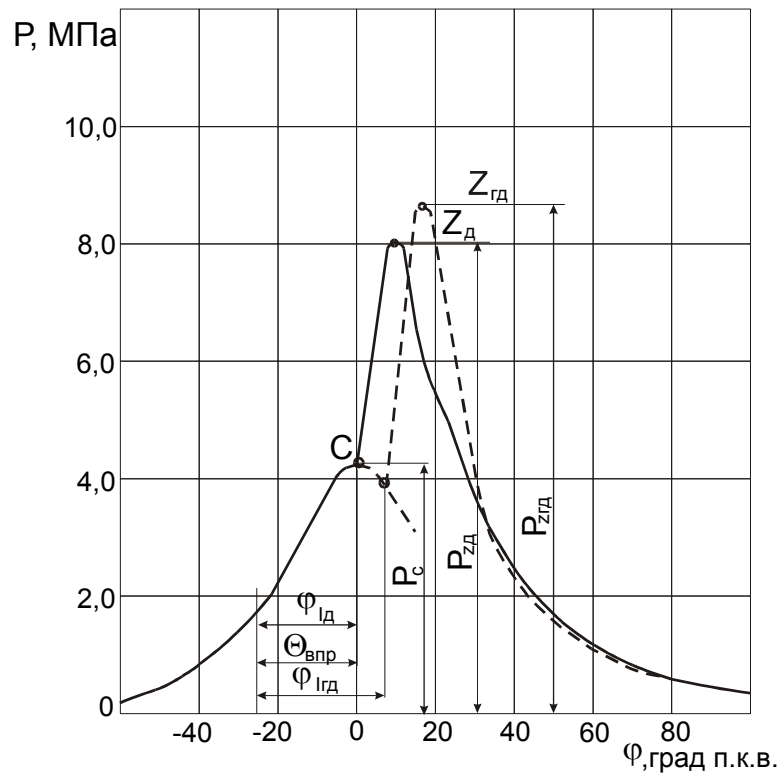
Применение КПГ по газодизельному процессу показало хорошие результаты на автотракторных дизелях семейства ММЗ.

Индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе по газодизельному и дизельному процессам при установочном угле опережения впрыскивания топлива 26 градусов, частоте вращения 2200 мин⁻¹ и номинальной нагрузке представлены на рисунке 1, а.

Из рисунка видно, что при работе на природном газе изменяется, а точнее увеличивается угол периода задержки воспламенения, так же изменяется в большую сторону максимальное давление в цилиндре. Так при работе на дизельном топливе максимальное давление в цилиндре соответствует 8,7 МПа, а при работе на компримированном природном газе уже около 10,2 МПа. Угол наклона кривой давления увеличивается, что говорит о возрастающей жесткости процесса сгорания и скорости нарастания давления. На линии расширения кривая давления газодизельного процесса проходит ниже аналогичной кривой дизельного процесса. Индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на природном газе и дизельном топливе при установочном угле опережения впрыскивания топлива 23 градуса (оптимальном для работы дизеля на природном газе) и частоте вращения 2200 мин⁻¹ и номинальной нагрузке представлены на рисунке 1, б.



а



б

Рисунок 1 - Индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на природном газе: а - $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$;

$\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$; $p_e = 0,64 \text{ МПа}$; б - $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$; $p_e = 0,64 \text{ МПа}$;

— - дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

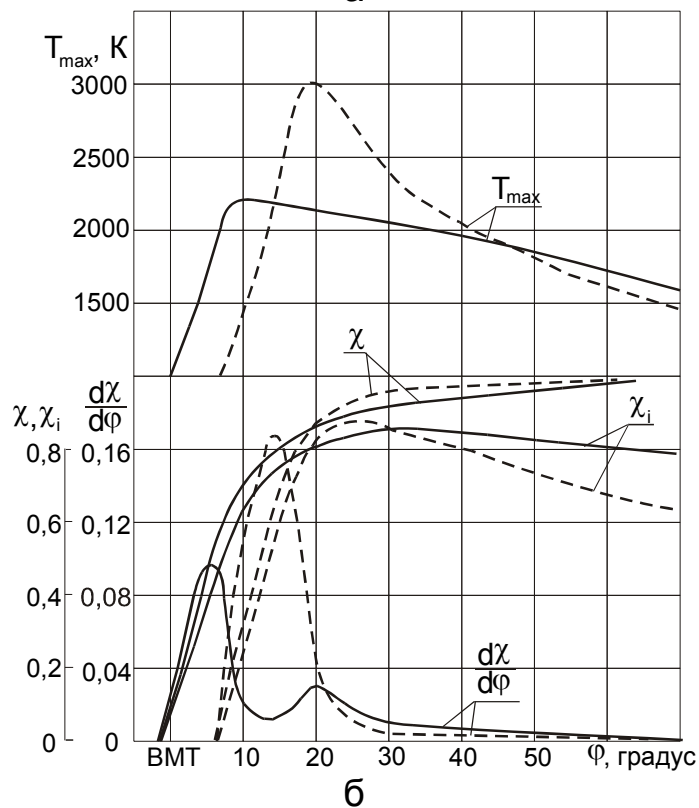
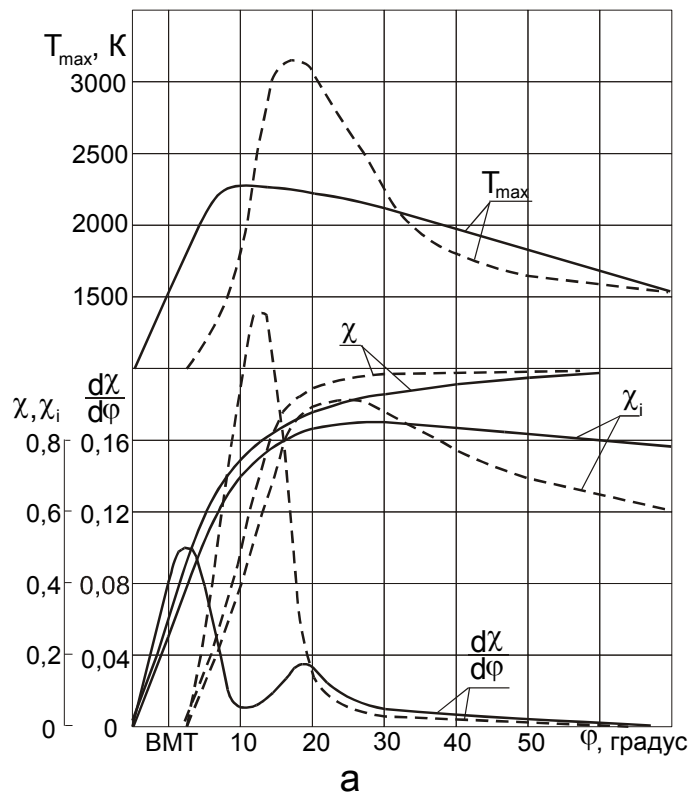


Рисунок 2 - Влияние применения природного газа на характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,64 \text{ МПа}$:
 а - $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$; б - $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$; — - дизельный процесс;
 - - - - газодизельный процесс

Для этого графика в соответствии с уменьшением установочного угла характерно меньшее максимальное давление в цилиндре, меньшая жесткость процесса, смещение точки максимального давления в цилиндре вправо от в.м.т. по сравнению с предыдущим графиком. При работе на природном газе также увеличивается угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, увеличивается максимальное давление в цилиндре.

Графики скорости выделения тепла, осредненной температуры газов в цилиндре, скорости отвода тепла и полезного выделения тепла в зависимости от угла поворота коленвала дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на дизельном топливе и природном газе для частоты вращения 2200 мин^{-1} , установочного угла опережения впрыскивания топлива 26 градусов и номинальной нагрузке представлены на рисунке 2, а. Из графиков видно, что при работе на природном газе резко увеличивается (почти в два с половиной раза) скорость активного выделения тепла, изменяется характер протекания кривых скорости отвода тепла и полезного выделения тепла. При работе на природном газе характерно увеличение осредненной температуры газов в цилиндре, смещение максимального значения в сторону от в.м.т. Характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от угла поворота коленчатого вала при работе по дизельному и газодизельному процессам для частоты вращения 2200 мин^{-1} , установочного угла 23 градуса (оптимальном для газодизельного процесса) и номинальной нагрузке представлены на рисунке 2, б. По сравнению с предыдущим графиком уменьшается динамика выделения тепла при газодизельном процессе, а характер протекания остальных кривых остается прежним. Увеличение процентного выгорания топлива в начальный период, при работе по газодизельному процессу, приводит к снижению доли потерь тепла в этот период.

Таким образом применение компримированного природного газа в тракторных дизелях Д-240 возможно при выполнении рекомендаций по изменению установочного угла опережения впрыскивания топлива в сторону уменьшения на 3...6 градусов п.к.в.

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им.

Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

3. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

4. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение": Сборник научных трудов. - 2009. - С. 97-104.

5. Лиханов, В.А. Улучшение экологических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. - 2007. - № 3. - С. 4-5.

© Деветьяров Р.Р., 2018

УДК 621.436

**ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПАРАМЕТРОВ
ГАЗОВОГО СМЕСИТЕЛЯ-ДОЗАТОРА ПОДАЧИ ПРИРОДНОГО
ГАЗА В ЦИЛИНДРЫ ДИЗЕЛЯ**

Деветьяров Р.Р. - к.т.н., доцент

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в статье представлены результаты расчета газовоздушного смесителя для подачи природного газа в цилиндры дизеля.

Ключевые слова: Дизель, природный газ, подача природного газа.

**PRELIMINARY CALCULATION OF PARAMETER PARAMETERS
GAS MIXTURE-DOSER OF SUBMISSION OF NATURAL**

GAS IN THE DIESEL CYLINDERS
Devetjarov R.R. - PhD of Technics, associate professor
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: the results of the calculation of a gas-air mixer for supplying natural gas to diesel cylinders are presented in the article.

Keywords: diesel, natural gas, natural gas supply.

Разработка модификации газодизеля Д-240 должна предусматривать в первую очередь сохранение мощностных и экономических показателей, присущих серийному дизелю. Если не ставится цель форсирования дизеля, то задача сводится к определению параметров газового смесителя-дозатора, обеспечивающего с одной стороны подачу газа в пределах, не превышающих по вносимому в цилиндр теплоте значений, эквивалентных для дизельного топлива, а с другой стороны качественное смесеобразование газозвушной смеси. При расчете смесителя-дозатора за основу принята ранее известная методика расчета. Для газодизельной модификации дизеля 4Ч 11,0/12,5 был выбран базовый смеситель-дозатор и произведен расчет основных параметров смесителя, включающих в себя патрубков для подвода воздуха, патрубков газозвушной смеси для подачи во впускной трубопровод дизеля, диффузор, кольцевую щель, через которую газ поступает в смесительную камеру [1-5].

В данном случае расчет смесителя сводился к определению характерных диаметров представленных на схеме (рисунке 1).

Скорость воздуха определяли из выражения:

$$C = \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2g}{\rho}}, \quad (1)$$

где: C - скорость воздуха во впускном патрубке, м/с;

Δp – разряжение, мм.вод.ст.;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

ρ - плотность воздуха, кг/м³.

В нашем случае для номинального скоростного режима при $\Delta p = 200$ мм.вод.ст., $g = 9,81$ м/с², $\rho = 1,29$ кг/м³, получим:

$$C = \sqrt{\frac{200 \cdot 2 \cdot 9,81}{1,29}} = 55,15 \text{ м/с.}$$

Часовой расход смеси для номинального режима работы дизеля определяли из выражения:

$$G_{см} = 0,03 \cdot \eta_v \cdot i \cdot V_h \cdot n, \quad (2)$$

где: η_v - коэффициент наполнения дизеля на номинальном режиме;
 $i \cdot V_h$ - рабочий объем двигателя, л; n - частота вращения, мин^{-1} .

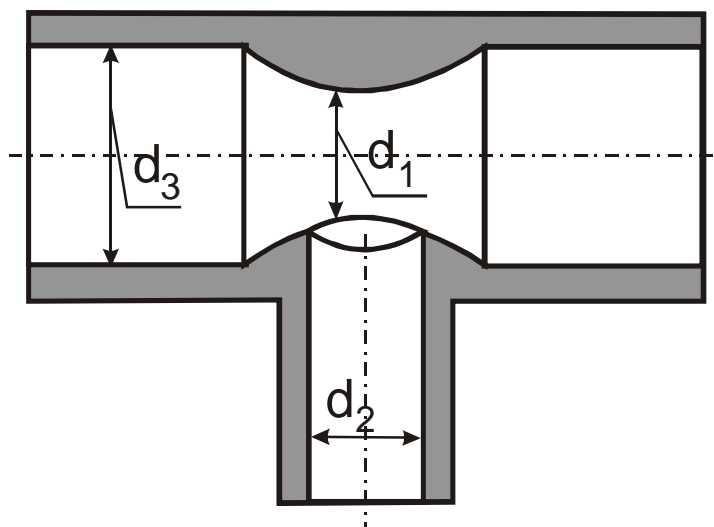


Рисунок 1 - Схема смесителя-дозатора для подачи природного газа:

d_1 – диаметр патрубка для подачи газозвушной смеси в цилиндры двигателя или диффузор, м; d_2 - диаметр патрубка, по которому в смеситель поступает газ, м; d_3 - диаметр патрубка, для подачи в смеситель воздуха, м

При $\eta_v = 0,95$, $i \cdot V_h = 4,75$ л, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ получим:

$$G_{см} = 0,03 \cdot 0,95 \cdot 4,75 \cdot 2200 = 300 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тогда площадь диффузора определится по выражению:

$$F = \frac{G_{см}}{C} = \frac{300}{55,15 \cdot 3600} = 0,0015 \text{ м}^2. \quad (3)$$

Тогда диаметр диффузора d_1 определится из выражения:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0015}{3,14}} = 0,044 \text{ м} = 44 \text{ мм}. \quad (4)$$

Принимаем размер диффузора $d_1 = 45$ мм. Из конструктивных соображений диаметр воздушного патрубка d_3 принимаем равным диаметру впускного трубопровода и равным 60 мм, а диаметр патрубка d_2 газового дозатора, где устанавливается дроссельная заслонка, равным 28 мм.

Однако при таких параметрах смесителя, в частности с диаметром диффузора, равным 45 мм, дизель развивал удовлетворительные эффективные показатели при работе по газодизельному процессу, и

существенно худшие при работе по дизельному циклу с установленным на впускном трубопроводе газовым смесителем. Для обеспечения конвертации дизельного и газодизельного процессов и для повышения эффективных показателей при работе по обоим циклам была снята серия характеристик, позволяющих выявить закономерность этих показателей от диаметра диффузора.

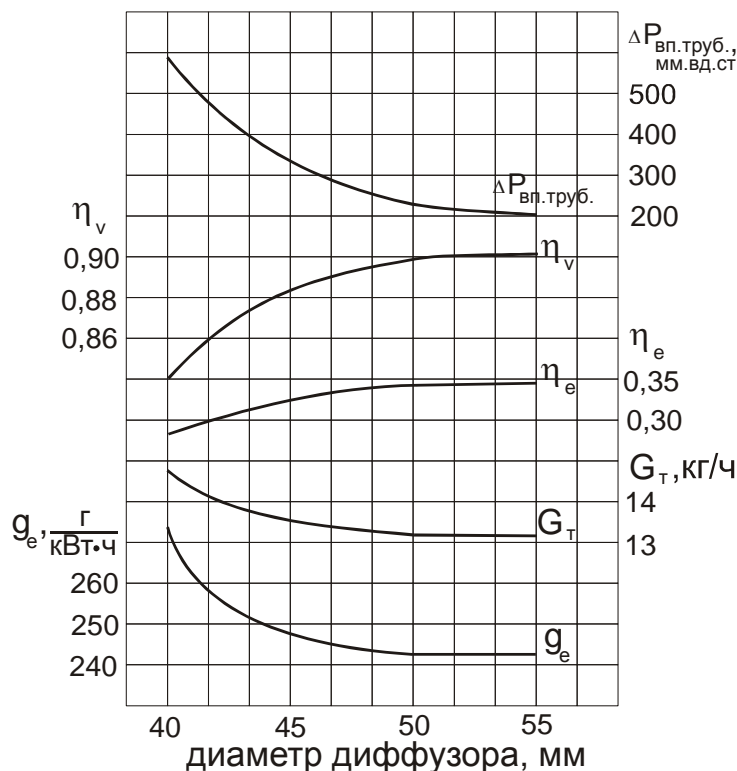


Рисунок 2 - Зависимость эффективных показателей дизеля 4Ч 11,0/12,5 от диаметра диффузора газового смесителя-дозатора при работе по дизельному циклу при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,64 \text{ МПа}$

Из графиков представленных на рисунке 2, следует, что с уменьшением диаметра диффузора менее 50 мм значительно ухудшается процесс наполнения цилиндров свежим зарядом из-за повышения сопротивления на впуске, о чем свидетельствует рост разряжения во впускном трубопроводе, что влечет за собой увеличение часового и удельного эффективного расхода топлива, ухудшение процесса сгорания из-за нехватки кислорода и падение эффективного к.п.д. Увеличение диаметра диффузора выше 50 мм не оказывает существенного влияния на улучшение эффективных показателей, по сравнению со штатным впускным коллектором диаметром 60 мм. Поэтому для получения с одной стороны качественного смесеобразования при работе по газодизельному циклу, и получения приемлемых значений эффективных показателей при конвертации на дизельный процесс диаметр диффузора газового смесителя-дозатора принят диаметром 50 мм.

Количество газа, поступающего в цилиндры, регулируется дроссельной заслонкой, установленной в дозаторе, а максимальное количество газа для получения номинальной мощности, исключая форсирование по среднему эффективному давлению, ограничивается проходным сечением кольцевой щели диффузора смесителя, которое регулируется и подбирается экспериментально. Разработка модификации тракторного дизеля для работы на сжатом природном газе предусматривает в первую очередь возможность сохранения мощностных и экономических показателей при конвертации двигателя.

Литература

1. Лиханов, В.А. Влияние применения метилового эфира рапсового масла на индикаторные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. Мосоловские чтения: материалы международной научно-практической конференции. - 2014. - С. 188-190.

2. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

3. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

4. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение": Сборник научных трудов. - 2009. - С. 97-104.

5. Лиханов, В.А. Улучшение экологических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. - 2007. - № 3. - С. 4-5.

УДК 621.436

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЭТАНОЛА И РАПСОВОГО МАСЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ И ОБРАЗОВАНИЕ САЖИ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Козлов А.Н. – ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru,

Арасланов М.И. - ассистент

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: Отработавшие газы дизелей оказывают вредное воздействие на окружающую среду. Они содержат большое количество сажи, которая является причиной их повышенной дымности. Эффективно снижать дымность дизеля способны оксигенатные топлива. В данной статье отражены результаты применения альтернативных топлив и их влияния на дымность отработавших газов в зависимости от скоростного режима работы двигателя.

Ключевые слова: дизель, сажа, отработавшие газы.

EFFECT OF ETHANOL AND RAPE OIL APPLICATION ON THE INDICATORS OF THE COMBUSTION PROCESS AND SOOT FORMATION IN THE DIESEL CYLINDER DEPENDING ON THE CHANGE OF THE FREQUENCY OF ROTATING THE CRANKSHAFT

Kozlov A.N. - assistant; e-mail: dnka59@mail.ru,

Araslanov M.I. - assistant

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: Diesel exhaust gases have a harmful effect on the environment. They contain a large amount of soot, which is the cause of increased smoke. To effectively reduce the smokiness of the diesel, oxygenate fuels are capable. This article reflects the results of the application of alternative fuels and their effect on the smoke of exhaust gases, depending on the rotational speed of the crankshaft.

Keywords: diesel, soot, exhaust gases.

Повышенная дымность отработавших газов (ОГ) дизелей является следствием особенностей смесеобразования и процесса сгорания в цилиндре двигателя с воспламенением от сжатия рабочего тела [1-5].

Одним из самых эффективных методов снижения дымности ОГ применение альтернативных оксигенатных топлив, среди которых по совокупности качеств можно выделить растительные масла и спирты, в частности рапсовое масло (РМ) и этанол. Они не только демонстрируют меньшую склонность к образованию дисперсного углерода при

стационарных режимах горения с недостатком кислорода, но и существенно трансформируют процесс сгорания.

На дымность ОГ сильное влияние оказывает режим работы двигателя. С ростом частоты вращения коленчатого вала трансформируется процесс смесеобразования и сгорания топлива в цилиндре.

С увеличением частоты вращения коленчатого двигателя монотонно снижается максимальная осредненная температура газов в цилиндре как при работе на дизельном топливе (ДТ), так и при работе на альтернативном топливе (рисунок 1). Однако значение T_{max} при работе на этаноле и РМ на всем диапазоне частот выше, чем при работе на ДТ на 120-180 К.

Значение максимального давления сгорания p_{z} падает с 8,57 МПа при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ до 6,59 МПа при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при работе на этаноле и РМ. Максимальное давление в этих точках при работе дизеля на ДТ составляет 7,85 и 6,98 МПа соответственно. Максимального давления сгорания при работе дизеля на этаноле и РМ интенсивно снижается с ростом частоты вращения коленчатого вала.

Концентрация сажи в ОГ растет с увеличением частоты вращения как при работе на ДТ, так и при работе на этаноле и РМ. При $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ концентрация сажи при работе на ДТ составляет $0,222 \text{ г/м}^3$, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ концентрация сажи увеличивается до $0,445 \text{ г/м}^3$. Концентрация сажи возрастает в 2 раза. При работе на этаноле и РМ $[C] = 0,069 \text{ г/м}^3$ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$, но при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ $[C] = 0,119 \text{ г/м}^3$. Рост концентрации сажи в ОГ при работе на этаноле и РМ происходит в 1,7 раза.

Рост концентрации сажи с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя связан с уменьшением времени смесеобразования и сгорания топлива в камере сгорания, следовательно, уменьшается время выгорания частиц сажи в цилиндре дизеля. Рост частоты вращения коленчатого вала двигателя вызывает смещение топливоподачи на более поздние углы, и, несмотря на увеличение периода задержки воспламенения, снижается масса топлива, сгорающего в гомогенной топливо-воздушной смеси. На всем диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля наблюдается снижение дымности ОГ при работе дизеля на РМ и этаноле. На частоте 1200 мин^{-1} массовая концентрация сажи в ОГ сокращается в 3,2 раза, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ концентрация сажи в ОГ уменьшается в 3,8 раза.

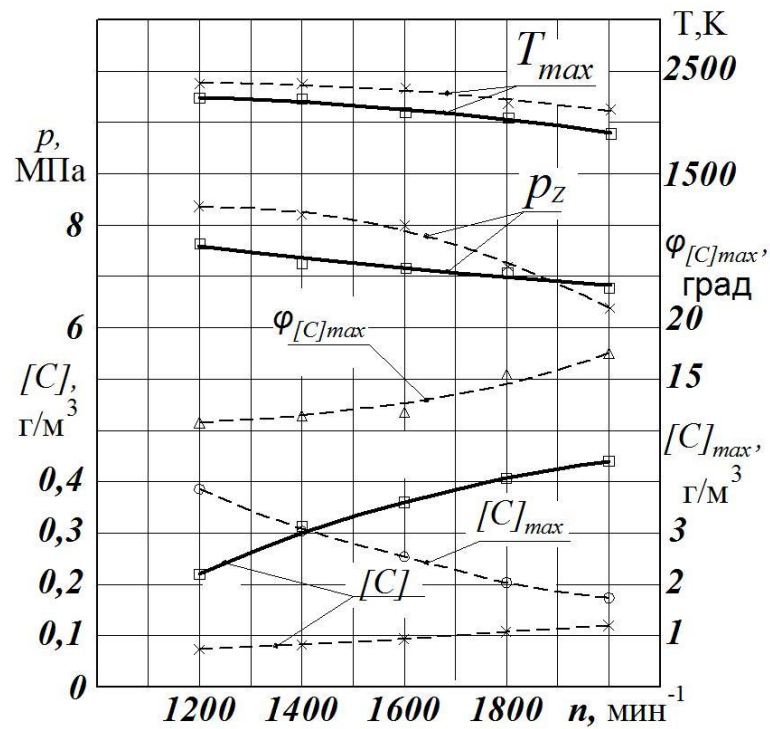


Рисунок 1- Влияние применения этанола и РМ на показатели процесса сгорания в цилиндре и показатели сажесодержания в зависимости от изменения частоты вращения:

— дизельный процесс; - - - этанол и РМ

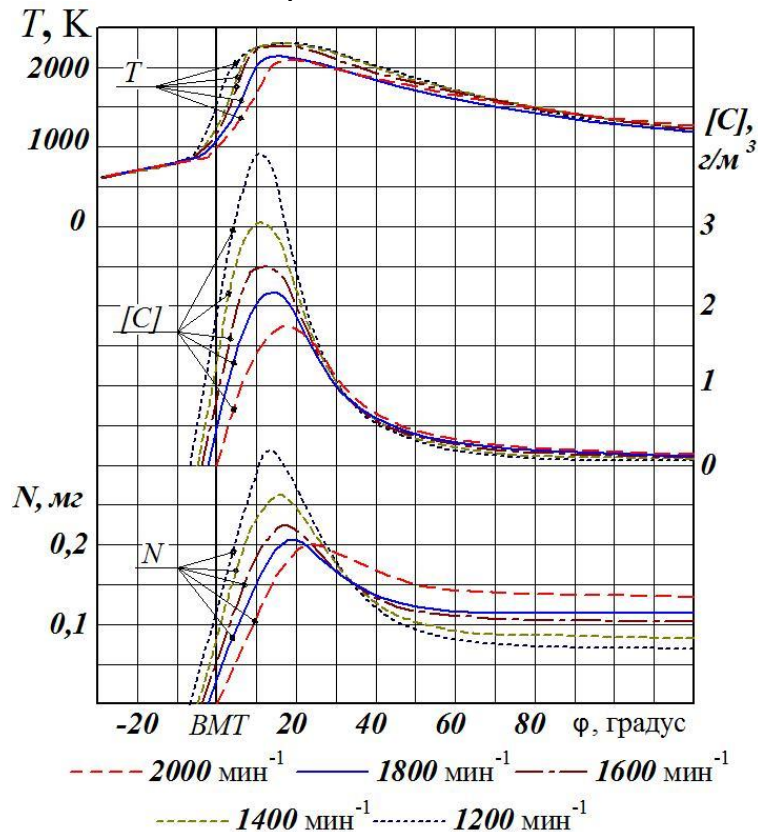


Рисунок 2 - Показатели процесса сгорания и сажесодержания в цилиндре дизеля при работе на этаноле и РМ при различных частотах

вращения коленчатого вала дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Максимальная концентрация сажи в цилиндре снижается с увеличением частоты вращения коленчатого вала дизеля (рисунок 2). $[C]_{max} = 3,93 \text{ г/м}^3$ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и $[C]_{max} = 1,75 \text{ г/м}^3$ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$. Это связано со смещением процесса сгорания к ВМТ при более низких частотах n . Ранняя инициация активного тепловыделения отражается на увеличении скорости роста температуры газов в цилиндре, что способствует повышению интенсивности газификации сажи.

Расчетная концентрация сажи в цилиндре с увеличением частоты вращения коленчатого вала дизеля растет с $[C] = 0,065 \text{ г/м}^3$ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ до $[C] = 0,136 \text{ г/м}^3$ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, т.е. возрастает более чем в 2 раза.

Таким образом, исследования работы дизеля на альтернативных топливах показали общее существенное (более, чем в 3 раза) снижение дымности ОГ дизеля при использовании в качестве топлива этанола и РМ.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.

2. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

3. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

4. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2017. - Т. 16. № 4. - С. 166-172.

5. Likhanov, V.A. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants / Likhanov V.A., Lopatin O.P. // Thermal Engineering. - 2017. - Vol.64. - №12. - P.935 - 944.

© Козлов А.Н., Арасланов М.И., 2018

УДК 621.436

ВЛИЯНИЕ СМЕЩЕНИЯ ФАЗ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

Козлов А.Н. – ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru,

Арасланов М.И. - ассистент

Вятская государственная сельскохозяйственная академия,

г. Киров, Россия

Аннотация: Закон подвода тепла в камере сгорания тепловых двигателей напрямую влияет на термодинамический КПД цикла и среднее эффективное давление. Для совершенствования процесса сгорания необходимо теоретически обосновать оптимальный закон выделения тепла в цилиндре. В данной статье рассмотрено влияние смещения реального закона подвода тепла к рабочему телу на индикаторное давление и осредненную температуру газов.

Ключевые слова: тепловыделение, индикаторное давление, показатели процесса сгорания.

INFLUENCE OF THE HEAT RELEASE POSITION ON INDICATORS OF COMBUSTION PROCESS

Kozlov, A.N., assistant; e-mail: dnka59@mail.ru,

Araslanov, M.I., assistant

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The law of heat input in the combustion chamber of thermal engines directly affects the thermodynamic efficiency of the cycle and the average effective pressure. To improve the combustion process, it is necessary to theoretically justify the optimal law of heat release in a cylinder. This article considers the effect of the displacement of the real heat release in the working gases on the indicator pressure and the average temperature of the gases.

Keywords: heat release, indicator pressure, combustion process parameters.

Закон подвода теплоты определяет вид индикаторной диаграммы, от него зависит и термодинамическая эффективность цикла. Вид характеристики тепловыделения определяется закономерностями процесса сгорания топлива в цилиндре и законом перемещения поршня. Термодинамическая эффективность цикла и его КПД связаны с законом подвода теплоты к рабочему телу. Характеристики тепловыделения позволяют оценивать и совершенствовать процесс сгорания с точки зрения термодинамической эффективности цикла, с термодинамических позиций.

Вид характеристики тепловыделения оценивают исходя из стремления повысить КПД и работу цикла и получить приемлемые максимальную скорость нарастания давления, максимальное давление и температуру цикла [1-5].

Работа газов внутри цилиндра определяется полезной площадью индикаторной диаграммы в (P-V) –координатах:

$$L_i = \oint P dV \quad (1)$$

где P – давление газов в цилиндре;
 V – текущий объем цилиндра.

Объем цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала изменяется по закону:

$$V(\varphi) = V_{BMT} + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2)$$

где φ – текущий угол поворота коленчатого вала дизеля;
 V_{BMT} – объем камеры сгорания при $\varphi = 0$;
 V_h – рабочий объем цилиндра;
 λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

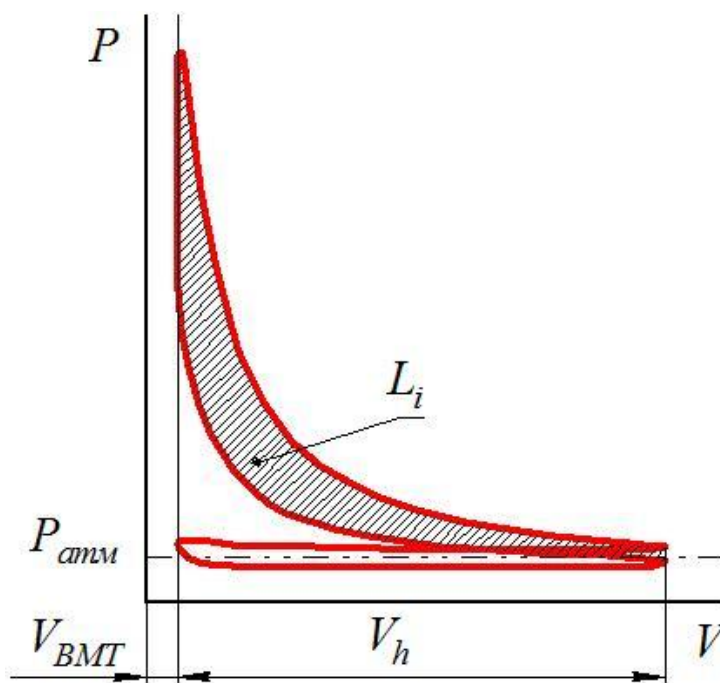


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма в (P-V) – координатах.

Дифференцируя выражение 2 по углу поворота коленчатого вала, получаем уравнение скорости изменения объема цилиндра:

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{V_h}{2} \sin \varphi + \frac{V_h \cdot \lambda}{4} \sin 2\varphi. \quad (3)$$

Если принять, что индикаторная работа соответствует площади, заключенной между линиями сжатия и расширения (рисунок 1), тогда индикаторная работа цикла будет равна:

$$L_i(\varphi) = \frac{V_h}{2} \cdot \int_{-180}^{\varphi} P(\varphi) \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (4)$$

Среднее индикаторное давление определяется соотношением:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{1}{2} \cdot \int_{-180}^{180} P(\varphi) \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (5)$$

Дифференциальная характеристика работы цикла в зависимости от угла поворота коленчатого вала представлена на рисунке 2

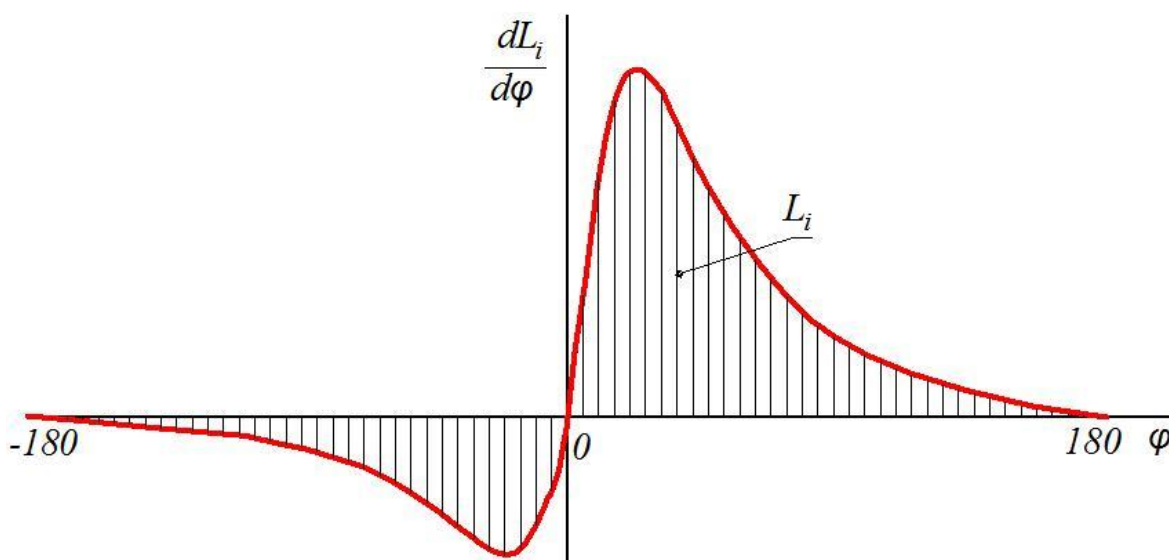


Рисунок 2 – Скорость изменения работы цикла дизеля в зависимости от угла п.к.в.

Рассмотрим влияние закона выделения тепла в цилиндре дизеля на основные показатели процесса сгорания, индикаторную работу цикла, среднее индикаторное давление. Для этого по заданной дифференциальной характеристике тепловыделения по известной

методике ЦНИДИ определим текущее давление и осредненную температуру газов в цилиндре. Для верификации результатов численного моделирования будем использовать экспериментальные данные индицирования дизеля 2Ч 10,5/12,0 на номинальном режиме работы.

Дифференциальная характеристика тепловыделения удовлетворительно может быть описана системой из двух уравнений, предложенных в работе [1], характеризующих основные фазы сгорания, при которых происходит подвод к рабочему телу подавляющей части тепла.

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{d\chi}{d\varphi} \right)_I = -(1-D) \cdot C(m_1 + 1) \cdot \varphi_1^{m_1} \cdot e^{C \cdot \varphi_1^{(m_1+1)}} \cdot \frac{\left(1 - \frac{10 \cdot \tau_{m_1}^2 \cdot \varphi_1^{\tau_{m_1}} \cdot \ln \varphi_1}{m_1 + 1} \right)}{\varphi_{Z1}} \\ \left(\frac{d\chi}{d\varphi} \right)_{II} = -D \cdot C(m_2 + 1) \cdot \varphi_2^{m_2} \cdot e^{C \cdot \varphi_2^{(m_2+1)}} \cdot \frac{\left(1 - \frac{10 \cdot \tau_{m_2}^2 \cdot \varphi_2^{\tau_{m_2}} \cdot \ln \varphi_2}{m_2 + 1} \right)}{\varphi_{Z2}} \end{array} \right. , \quad (6)$$

где C – коэффициент, определяемый по степени выгорания топлива;
 D – параметр, определяющий распределение тепловыделения между фазами сгорания;

m – параметр формы кривой тепловыделения;

τ_m – параметр начала фазы сгорания;

φ_{Z1} – продолжительность начального периода сгорания;

φ_{Z2} – общая продолжительность сгорания от начала топливоподачи.

На рисунке 3 представлен результат расчета характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля 2Ч10,5/12,0 по экспериментальной индикаторной диаграмме (по методике ЦНИДИ) и аппроксимированная характеристика тепловыделения по системе 6.

Давление и осредненную температуру газов в цилиндре можно определить по дифференциальному уравнению:

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{\frac{d\chi}{d\varphi} \cdot (Q_H + (C_t - 0,7) \cdot T + 182) \cdot q - (C \cdot a_5 + a_4) \cdot P \cdot b + \left(\frac{dQ}{d\varphi} \right)}{C_t \cdot a_1 \cdot \varepsilon}, \quad (7)$$

где Q_H – низшая теплота сгорания;

C_t – теплоемкость рабочего тела;

T – осредненная температура в цилиндре;

q – цикловая подача топлива;

$dQ/d\varphi$ – скорость отвода тепла;

$a_1, a_4, a_5, b, \varepsilon$ – конструктивные параметры двигателя.

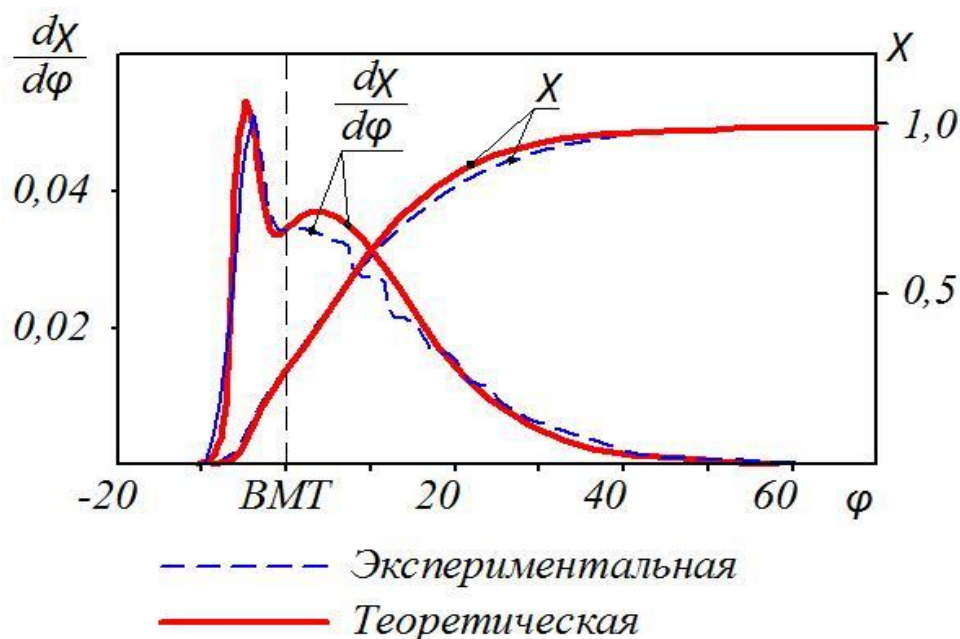


Рисунок 3 – Экспериментальная и аппроксимированная теоретическая характеристики тепловыделения

По аппроксимированной функции тепловыделения были определены функции отвода теплоты, давления и осредненная температура газов в цилиндре. Полученные характеристики сопоставлялись с результатами обработки экспериментальной индикаторной диаграммы (рисунок 4)

Среднее индикаторное давление для экспериментального цикла составляет 0,73 МПа, а для теоретического больше на 2,8%, составляет 0,75 МПа. Это объясняется большей величиной второго пика тепловыделения на теоретической характеристике.

Таблица 1 – Сопоставление экспериментальных и теоретических показателей процесса сгорания

Показатель (угол п.к.в.)	P_z (фрз)	T_{max} (ф T_{max})	$d\chi_{max}$ (ф $d\chi_{max}$)	$X(BMT)$	dp_{max} (ф dp_{max})	$T(140)$	$X(P_z)$	$X(T_{max})$
Экспериментальное значение	7,27 (7,12)	2095 (20,2)	0,052 (-4,12)	0,292	0,487 (-3,75)	973	0,533	0,824
Теоретическое значение	7,3 (8)	2153 (18,87)	0,054 (-4,75)	0,273	0,540 (-4,6)	1082	0,562	0,837

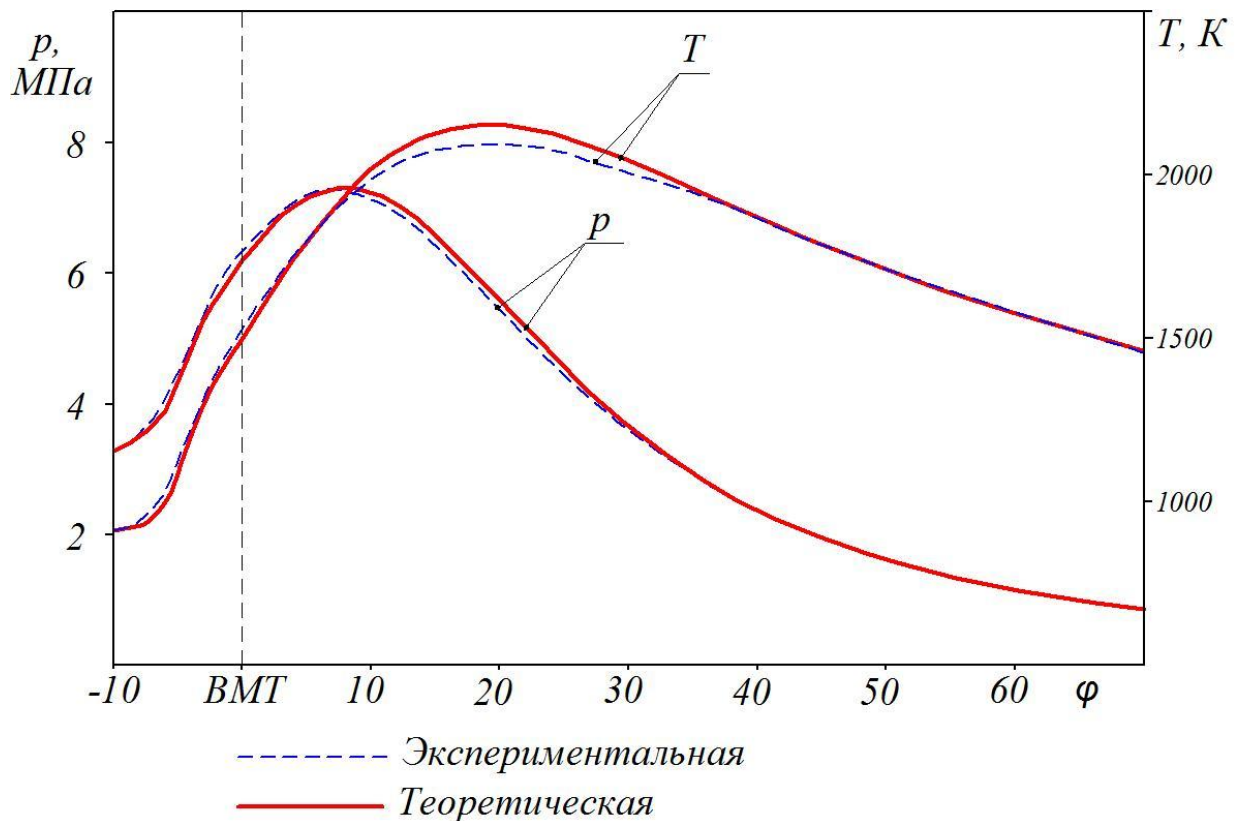


Рисунок 4 – Давление и осредненная температура газов в цилиндре

Проанализируем влияние смещения идентичной теоретической характеристики тепловыделения относительно ВМТ без учета изменения длительности фаз сгорания и изменения объемов выделившегося тепла при кинетическом и диффузионном горении (рисунок 5) на показатели процесса сгорания.

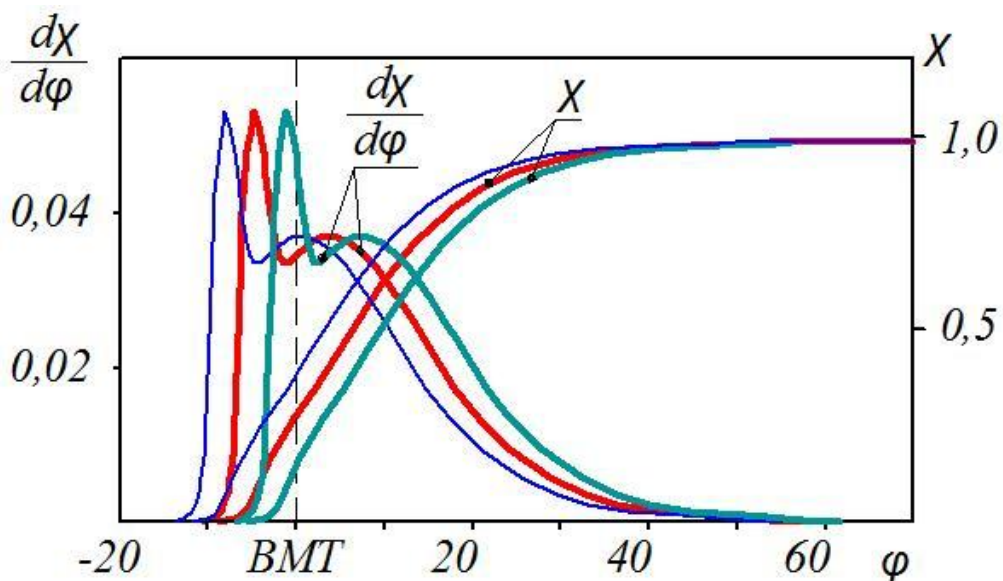


Рисунок 5 – Смещенные теоретические характеристики тепловыделения

При смещении теоретической характеристики тепловыделения на 3 градуса до ВМТ снижается работа цикла. Среднее индикаторное давление снижается до 0,74 МПа. При этом смещается точка отрыва индикаторной диаграммы, увеличивается максимальное давление газов в цилиндре, максимальная осредненная температура газов (рисунок 6).

Таблица 2 – Показатели процесса сгорания при смещении закона подвода теплоты

Характеристика тепловыделения	P_z (Φ_{pz})	T_{max} (Φ_{Tmax})	$d\chi_{max}$ ($\Phi_{d\chi_{max}}$)	X (ВМТ)	dp_{max} ($\Phi_{dp_{max}}$)	$T(140)$ ()	$X(P_z)$	$X(T_{max})$
Смещение на 3 градуса до ВМТ	7,85 (6,6)	2195 (16)	0,054 (-7,75)	0,381	0,546 (-7,62)	1062	0,617	0,839
Нормальная	7,30 (8)	2153 (18,87)	0,054 (-4,75)	0,273	0,540 (-4,6)	1082	0,562	0,837
Смещенная на 3 градуса после ВМТ	6,68 (9,4)	2106 (22)	0,054 (-1,75)	0,169	0,501 (-1,62)	1100	0,505	0,839

Проводя анализ полученных данных, отмечаем следующие тенденции:

1 Смещение закона подвода теплоты к рабочему телу в цилиндре дизеля вызывает соответствующее смещение пиков давления и осредненной температуры газов в цилиндре. При этом, чем раньше происходит подвод тепла, тем выше максимальное давление и температура цикла.

2 Слишком ранний как и слишком поздний подвод тепла по идентичному закону снижает работу цикла и среднее индикаторное давление.

3 Смещение закона тепловыделения на более поздний угол вызывает рост температуры отработавших газов.

4 Угол максимальной скорости роста давления (жесткости процесса) в камере сгорания напрямую зависит от положения пика первой фазы тепловыделения. При этом, чем дальше угол первого пика тепловыделения до ВМТ, тем выше жесткость процесса сгорания.

5 Относительное количество выделившегося тепла к моменту достижения максимальной температуры рабочего тела не зависит от смещения характеристики тепловыделения.

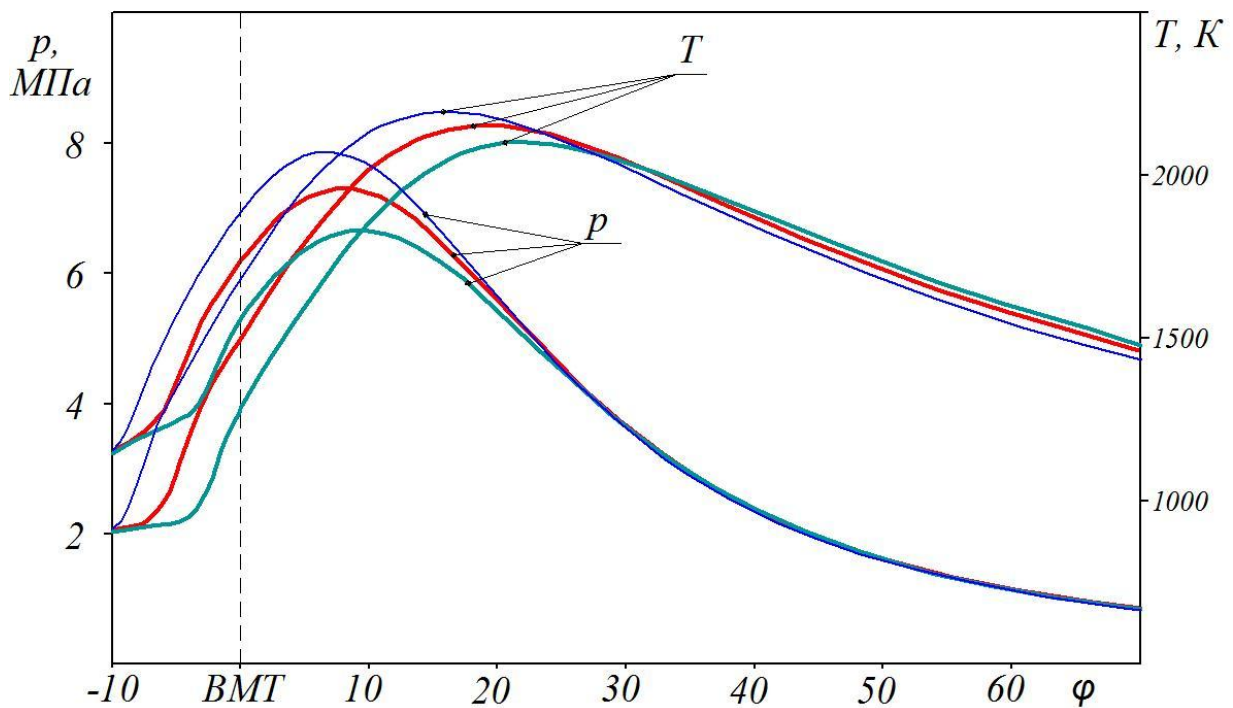


Рисунок 6 – Влияние смещения характеристики тепловыделения на давление и осредненную температуру рабочего тела в цилиндре

Литература

1. Филипковский, А.И. Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования: дисс. ... канд. техн. наук.: 05.04.02 / Филипковский Алексей Игоревич. – Харьков - 1988. - 250 с.
2. Лопатин, О.П. Влияние альтернативных топлив, применяемых в дизелях, на токсичность ОГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров: Вятская ГСХА. - 2016.- Вып. 12. - С. 419-423.
3. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрыбин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 97-104.
4. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.
5. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин,

УДК 621.436

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА
ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЯ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ**

*Луханов В.А. – д. т. н., профессор,
Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru,
Фоминых А.В. – ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В статье представлены графики влияния применения метанола и метилового эфира рапсового масла в дизеле 2Ч 10,5/12,0 на образование оксидов азота.

Ключевые слова: Дизель; альтернативное топливо; метиловый эфир рапсового масла; метанол, двойная система топливоподачи.

**RESEARCH OF EMISSIONS OF NITROGEN OXIDES
DURING THE OPERATION OF THE ENGINE
ON ALTERNATIVE FUELS**

*V. A. Lihanov - doctor of technical science, professor,
V.N. Kopchikov - assistant; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru,
A.V.Fominyh - assistant; aleksander.fom@yandex.ru
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia*

Abstract: The article presents the influence of the use of methanol and rapeseed methyl ester in diesel 2CH 10,5/12,0 on formation of nitrogen oxides.

Key words: Diesel, alternative fuels, rapeseed methyl ester, methanol, dual fuel supply system.

Биодизельное топливо состоит из сложных эфиров, получаемых из растительных масел, и, как ожидается в будущем, оно будет важной альтернативой или добавкой к традиционному дизельному топливу (ДТ) для использования в дизельных двигателях. Однако существуют исследования, констатирующие, что использование биодизеля в двигателях, на различных нагрузочных режимах, вызывает больше выбросов оксидов азота (NO_x), чем при применении обычного ДТ [1-5].

Для лучшего понимания происхождения возрастающих выбросов NO_x были проведены многочисленные экспериментальные и численные

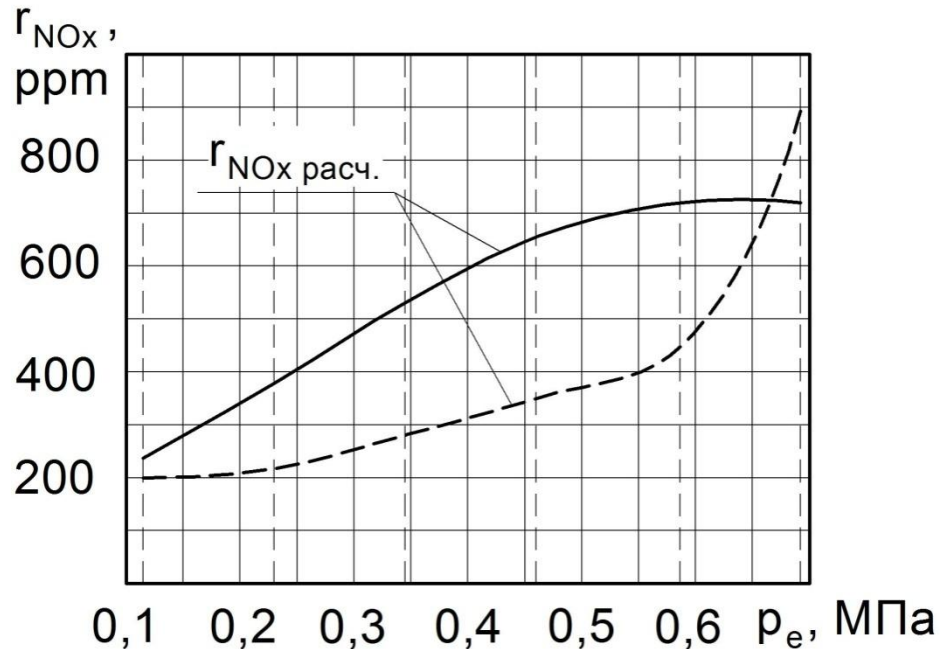
исследования, и на основе их результатов были предложены различные объяснения. Исследованиями в данной области занимались Быковская, Марков, Уханов, и др. Главным образом, были предложены два класса объяснений: изменение параметров двигателя и изменение горения (такие как более высокие температуры пламени, смещение времени впрыска топлива, более короткие периоды задержки воспламенения). Хотя эти исследования показывают, что увеличение выбросов NO_x имеет множество причин, общепризнанно, что специфический химический состав при сгорании биодизеля, вероятно, является основным фактором. Некоторые из перечисленных факторов уже оказывали лишь незначительное воздействие на количество производимого NO_x . Однако основополагающие принципы, лежащие в основе этих возросших выбросов NO_x , остаются труднодостижимыми, и нынешние экспериментальные методы пока еще не доказали свою достаточность для их идентификации. Следовательно, вычислительное моделирование процесса сгорания биодизеля является привлекательным инструментом для получения новых знаний о происхождении высоких выбросов NO_x , наблюдаемых при использовании биодизельного топлива в обычных дизельных двигателях.



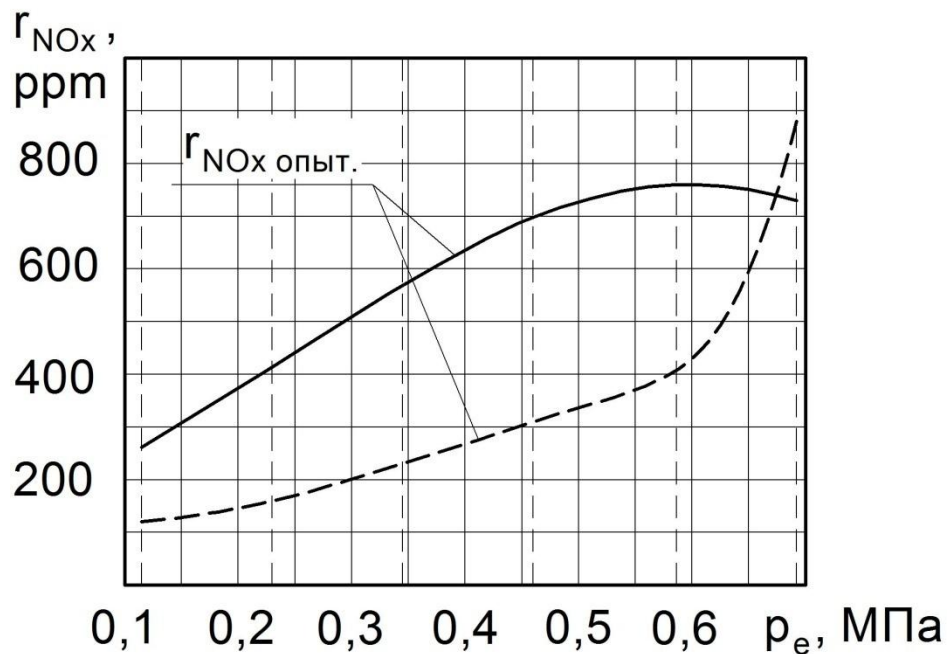
Рисунок 1 – Система газового анализа АСГА-Т

Для доминирующего термического механизма образования NO_x в процессе высокотемпературного горения альтернативных топлив (метанола и метилового эфира рапсового масла (МЭРМ)) в дизельных двигателях, была разработана уточнённая математическая модель образования и разложения NO_x в цилиндре и отработавших газах двигателя (ОГ). Расчёт осуществлялся на базе программы МАТЛАБ, в

которой использовались массивы данных, полученные в результате индцирования рабочего процесса дизеля малой размерности 2Ч 10,5/12,0. Для выявления адекватности работы указанной выше модели, расчётные значения показателей выбросов NO_x (рисунок 2 а) впоследствии сравнивались с экспериментальными данными (рисунок 2 б), полученными с помощью системы газового анализа АСГА-Т (рисунок 1).



а



б

Рисунок 2 – Расчётное (а) и опытное (б) объёмное содержание оксидов азота в дизеле 2Ч 10,5/12,0 работающего на

альтернативных топливах в зависимости от изменения нагрузки на оптимальных установочных углах при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:
 — — дизельный процесс; ---- — метанол с запальным МЭРМ

Полученные опытные и расчётные значения выбросов NO_x на минимальном и номинальном нагрузочном режиме представлены в таблице 1, из которой видно, что в результате применения спиртового и биодизельного топлива (использующегося в качестве запальной порции для воспламенения метанола), наблюдается заметное снижение выбросов NO_x по сравнению с дизельным процессом.

P_e , МПа	$\Gamma_{\text{NO}_{\text{опыт}}}$		$\Gamma_{\text{NO}_{\text{расч}}}$	
	ДТ	Альтернативные топлива	ДТ	Альтернативные топлива
0,115	270	120	221	201
0,588	762	401	719	425

Также, можно отметить, что разработанная математическая модель показала высокую сходимость полученных расчётных значений NO_x с экспериментальными, и проведенные опытные исследования по применению спиртового и биодизельного топлива выявили существенное снижение выбросов оксидов азота. Так, на номинальном режиме при использовании альтернативных топлив (в сравнении с дизельным процессом) наблюдается снижение выбросов NO_x на 47,4 %.

Литература

1. Анфилатов, А.А. Влияние применения метанола с двойной системой топливоподачи на регулировочные показатели дизеля / А.А. Анфилатов, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции; ФГБОУ ВО "Вятская государственная сельскохозяйственная академия". - 2016. - С. 144-149.
2. Лиханов, В.А. Особенности показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле с ДСТ в зависимости от изменения нагрузки / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, Глухов, А.А. Анфилатов // Улучшение эксплуатационных показателей мобильной энергетики. - 2007. - С. 250-256.
3. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007.

- №4. - С.10-13.

4. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / В.А. Лиханов, М.И. Арасланов, А.Н. Козлов, С.А. Романов // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.

© Лиханов А.В., Копчиков В.Н., Фоминых А.В., 2018

УДК 621.436

СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

*Лиханов В.А. – д. т. н., профессор,
Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru,
Фоминых А.В. – ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия, г. Киров,
Россия*

Аннотация: В статье представлены графики влияния применения метанола и метилового эфира рапсового масла в дизеле 2Ч 10,5/12,0 на образование оксидов азота.

Ключевые слова: Дизель; альтернативное топливо; метиловый эфир рапсового масла; метанол, двойная система топливоподачи.

DECREASE IN EMISSIONS OF NITROGEN OXIDES WHEN USING ALTERNATIVE FUELS

*V. A. Lihanov, doctor of technical science professor,
V.N. Kopchikov, assistant; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru,
A.V.Fominyh, assistant; aleksander.fom@yandex.ru
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia*

Abstract: The article presents the influence of the use of methanol and rapeseed methyl ester in diesel 2CH 10,5/12,0 on formation of nitrogen oxides

Key words: Diesel, alternative fuels, rapeseed methyl ester, methanol, dual fuel supply system.

Основные вредные компоненты отработавших газов тракторных дизелей – оксиды азота (NO_x) и сажа (С). Для международного сообщества большой интерес представляю их выбросы в атмосферу,

так как они вызывают опасность заболевания рака лёгких, а также появляется риск поражения дыхательных путей. Озоновый слой земли подвержен разрушению в результате реакции эмиссии оксидов азота с солнечным светом в атмосфере, что в свою очередь способствует появлению смога в наших городах и во многих сельских районах, кроме того, оксиды азота реагируют с водой, кислородом и окислителями в атмосфере, в результате чего формируются кислотные дожди [1-5].

Строгие стандарты выбросов отработавших газов требуют одновременного сокращения сажи и NO_x для дизельных двигателей, однако этот вопрос остаётся полностью открытым, поскольку снижение токсичных компонентов ведёт за собой уменьшение мощностных и экономических показателей двигателя. Поэтому учёные всё больше задумываются о замене нефтяных топлив на альтернативные, поскольку при сгорании они обладают лучшими экологическими показателями. К таким топливам можно отнести метиловый спирт и метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ).

С этой целью в Вятской ГСХА проводились экспериментальные исследования двигателя малой размерности 2Ч 10,5/12,0 работающего на представленных выше альтернативных топливах. Необходимо отметить, что метиловый спирт и эфир подавались в цилиндры дизеля с помощью двойной системы топливоподачи (ДСТ). В ходе проведения опытных испытаний дизеля, были установлены оптимальные установочные углы опережения впрыска топлива (УОВТ), которые составляют 34° п.к.в. для подачи обоих видов топлива на номинальной частоте вращения коленчатого вала ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$). Именно при них отмечался минимальный суммарный удельный эффективный расход топлива ($g_{e\Sigma}$), который составляет $490 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. В таблице 1 представлены значения $g_{e\Sigma}$ при изменении установочных углов (Θ), на основании которых в программе Mathcad была построена поверхность, показанная на рисунке 1.

Изменение расхода топлива (экономичности) объясняется ухудшением процесса сгорания, в связи с изменением химического состава альтернативных топлив, вследствие чего наблюдается существенное изменение значений давлений и температур, что в свою очередь приводит к изменению показателей образования оксидов азота (рисунок 2), которые представлены более подробно в таблице 2.

Таблица 1 – Значения суммарного удельного эффективного расхода топлива при изменении установочных УОВТ

№	Установочные УОВТ, п.к.в.	Удельный эффективный расход топлива ($g_{e\Sigma}$), г/кВт·ч.
1	$\Theta_{мет} = 30^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 34^\circ$	533
2	$\Theta_{мет} = 34^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 30^\circ$	528
3	$\Theta_{мет} = 34^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 34^\circ$	490
4	$\Theta_{мет} = 34^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 38^\circ$	517
5	$\Theta_{мет} = 38^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 34^\circ$	566

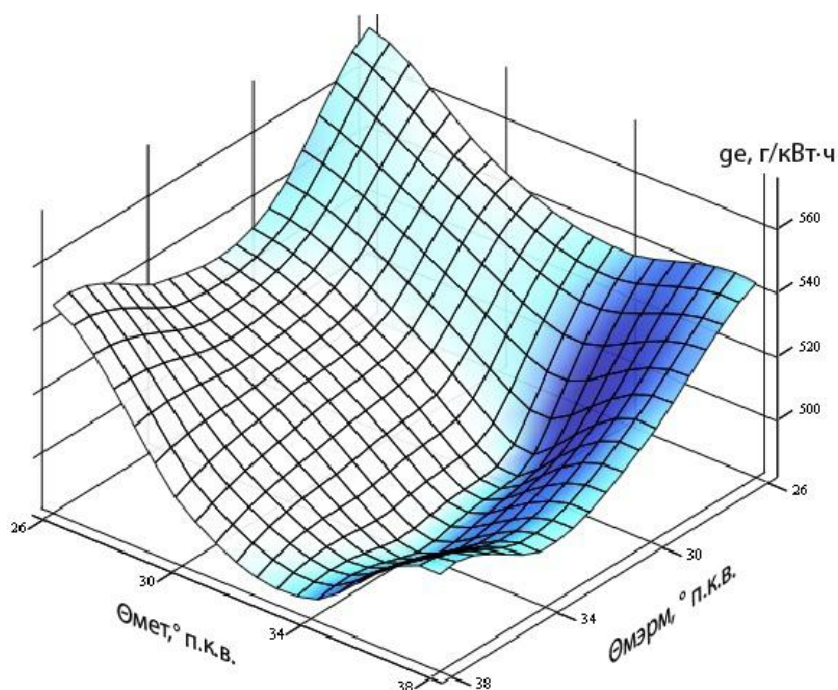


Рисунок 1 – Экономические показатели двигателя при использовании альтернативных топлив на различных установочных углах при:
 $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,588 \text{ МПа}$

Таблица 2 – Значения выбросов оксидов азота в ОГ двигателя при использовании альтернативных топлив на различных установочных углах

№	Установочные УОВТ, п.к.в.	Выбросы NO _x , ppm
1	$\Theta_{мет} = 38^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 38^\circ$	854
	$\Theta_{мет} = 38^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 34^\circ$	671
	$\Theta_{мет} = 38^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 30^\circ$	420
	$\Theta_{мет} = 38^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 26^\circ$	159
2	$\Theta_{мет} = 34^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 38^\circ$	655
	$\Theta_{мет} = 34^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 34^\circ$	401
	$\Theta_{мет} = 34^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 30^\circ$	316
	$\Theta_{мет} = 34^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 26^\circ$	243
3	$\Theta_{мет} = 30^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 38^\circ$	486
	$\Theta_{мет} = 30^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 34^\circ$	355
	$\Theta_{мет} = 30^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 30^\circ$	311
	$\Theta_{мет} = 30^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 26^\circ$	250
4	$\Theta_{мет} = 26^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 38^\circ$	305
	$\Theta_{мет} = 26^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 34^\circ$	280
	$\Theta_{мет} = 26^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 30^\circ$	260
	$\Theta_{мет} = 26^\circ$ и $\Theta_{МЭРМ} = 26^\circ$	242

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.
2. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.
3. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.
4. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С.

39-43.

5. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. № 11. С. 34-39.

© Лиханов А.В., Копчиков В.Н., Фоминых А.В., 2018

УДК 621.43

ГОРЕНИЕ МЕТАНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Лопатин О.П. – к.т.н., доцент; e-mail: nirs_vsaa@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В работе рассмотрен разветвленный цепной процесс горения метана в камере сгорания газодизеля. Представлены параметры и структура топливного факела, что позволяет подойти к анализу взаимодействия между метановоздушной средой и частицами топлива. Выведена зависимость, позволяющая проводить анализ локальных значений коэффициента избытка воздуха в камере сгорания газодизеля.

Ключевые слова: дизель, природный газ, камера сгорания, горение.

BURNING METHANE IN A COMBUSTION CHAMBER OF A DIESEL ENGINE

*Lopatin O.P. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:
nirs_vsaa@mail.ru*

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The paper considers the branched chain process of methane combustion in the combustion chamber of the gas diesel. The parameters and structure of the fuel torch are presented, which allows to approach the analysis of the interaction between the methane-air medium and the fuel particles. The dependence is derived that allows for the analysis of the local values of the coefficient of excess air in the combustion chamber of the diesel engine.

Key words: diesel, natural gas, combustion chamber, combustion.

Рост парка автотранспортных дизелей, увеличение единичных мощностей и расширение сферы применения приводят к увеличению

загрязнения атмосферы токсичными веществами отработавших газов дизелей, увеличению их вредного воздействия. Поэтому рассмотрение вопросов применения альтернативных топлив, таких как природный газ, и изучение основных принципов его горения в камере сгорания дизеля является важной научной задачей [1-5].

Разветвленный цепной процесс горения метана в общем случае описывается двенадцатью химическими реакциями.

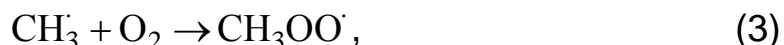
Реакция



характеризует зарождение цепи в форме получения радикала метила $\text{CH}_3\cdot$ и атомарного водорода $\text{H}\cdot$, а реакции получения радикала $\text{H}_2\text{O}\cdot$ по схеме



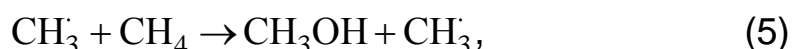
радикала гидропероксида метила $\text{CH}_3\text{OO}\cdot$ по схеме



гидропероксида метила CH_3OO и радикала метила $\text{CH}_3\cdot$ по схеме



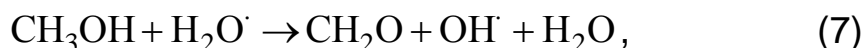
метилового спирта CH_3OH и радикала $\text{CH}_3\cdot$ по схеме



радикала метила $\text{CH}_3\cdot$ и воды H_2O по схеме

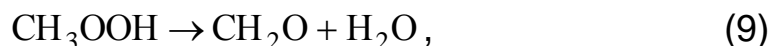


метальдегида CH_2O , радикала гидроксила $\text{OH}\cdot$ и воды H_2O по схеме



характеризуют развитие цепи.

Реакции разложения гидропероксида метила по схемам

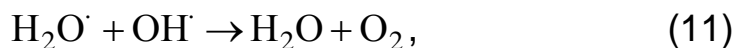


и реакция образования трех радикалов в гидроксиле $\text{OH}\cdot$ и углекислого газа CO_2 по схеме



характеризуют разветвление цепи.

Реакции образования воды по схемам



характеризуют обрыв цепи.

При таком химизме процесса горения метана весь углерод находится в метальдегиде CH_2O и согласно уравнению (10) полностью преобразуются в углекислый газ при наличии достаточного количества воды и кислорода. Поэтому образование частиц сажи в метановоздушной части заряда газодизеля при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ возможно лишь при высоких температурах по механизму дегидрогенизации метана. При $\alpha \leq 1$ вместо сажи должна образовываться окись углерода CO .

Следовательно, источником выделения сажи в газодизеле могут быть только запальные факелы дизельного топлива, диспергирование и кинетика процессов горения которых неизвестна.

Топливный факел в цилиндре газодизеля является основным источником воспламенения метановоздушной смеси, поэтому от процессов, протекающих в нем при проникновении испаренных частичек топлива в воздушную среду и образования топливовоздушной смеси, зависит эффективное сгорание топлива. Таким образом, рассмотрение параметров и структуры топливного факела позволяет подойти к анализу взаимодействия между метановоздушной средой и частицами топлива.

Факел распыленного топлива принято характеризовать длиной L_ϕ , шириной B_ϕ , и телесным углом γ_ϕ . Согласно [2] объем топливного факела определится

$$V_\phi = L_\phi^2 \cdot \sin^2 \frac{\gamma_\phi}{2}. \quad (13)$$

Угол конуса γ_ϕ изменяется в пределах от 4° до 40° и выше в зависимости от конструкции распылителя.

Давление в конце политропного сжатия:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (14)$$

где n_1 – среднее значение политропы сжатия при заданной частоте вращения коленчатого вала.

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n}. \quad (15)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Критерий M определится из выражения:

$$M = \frac{\mu_T^2}{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma_T}, \quad (16)$$

где μ_T – коэффициент динамической вязкости топлива, $\text{Па} \cdot \text{м}^2$.

Отношение плотностей воздуха и топлива в момент впрыскивания топлива определится из формулы:

$$\rho = \frac{\rho_B}{\rho_T}, \quad (17)$$

где ρ_B – средняя плотность воздуха в период впрыскивания топлива, кг/м³.

Средняя плотность воздуха в период впрыскивания топлива определится:

$$\rho_B = \frac{0,95 \cdot P_c \cdot 10^6}{R_B \cdot T_c}, \quad (18)$$

где R_B – универсальная газовая постоянная для воздуха, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$,

T_c – температура в конце процесса сжатия, К.

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n_1-1)}, \quad (19)$$

где T_a – температура в конце впуска, К.

Длина факела будет иметь вид:

$$L_\phi = \sqrt{\frac{V_\phi}{\sin^2 \frac{\gamma_\phi}{2}}} \quad (20)$$

По найденной длине L_ϕ можно построить геометрическую модель распространения пяти запальных факелов в цилиндре газодизеля и определить локальные значения коэффициента избытка воздуха.

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Лиханов, В.А. Применение рапсового масла в качестве альтернативного топлива для дизелей / В.А. Лиханов, П.Н. Вылегжанин, М.И. Арасланов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы V Международной научно-практической конференции. - 2012. - С. 45-48.

3. Лиханов, В.А. Влияние установочного угла опережения впрыскивания топлива на содержание токсичных компонентов в

отработавших газах дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 / В.А. Лиханов, М.Л. Скрябин // Общество, наука, инновации (НПК - 2015) Всероссийская ежегодная научно-практическая конференция: Сборник материалов: Общеуниверситетская секция, БФ, ХФ, ФСА, ФАМ, ЭТФ, ФАВТ, ФПМТ, ФЭМ, ФГСН, ЮФ. ФГБОУ ВПО «Вятский государственный университет». - 2015. - С. 960-964.

4. Скрябин, М.Л. Расчет констант скорости реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / Скрябин М.Л. // Общество, наука, инновации (НПК - 2015) Всероссийская ежегодная научно-практическая конференция: Сборник материалов: Общеуниверситетская секция, БФ, ХФ, ФСА, ФАМ, ЭТФ, ФАВТ, ФПМТ, ФЭМ, ФГСН, ЮФ. ФГБОУ ВПО «Вятский государственный университет». - 2015. - С. 983-987.

5. Анфилатова, Н.С. Образование оксидов азота из гемиоксида азота и быстрых оксидов азота в процессе горения углеводородных топлив / Н.С. Анфилатова, А.А. Анфилатов // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. - 2017. - № 19. - С. 307-311.

© Лопатин О.П., 2018

УДК 621.436

ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ СГОРАНИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

Лопатин О.П. – к.т.н., доцент; e-mail: nirs_vsaa@mail.ru,

Скрябин М.Л. – к.т.н., доцент; e-mail: max.dvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в статье рассмотрены особенности образования одного из самых токсичных компонентов отработавших газов – оксидов азота. Раскрыты цепные механизмы, учитывающие образование оксидов азота при участии радикалов гидроксила, гемиоксида, а также реакции бимолекулярного механизма.

Ключевые слова: природный газ, оксиды азота, термическая диссоциация, цепные механизмы.

PECULIARITIES OF FORMATION OF NITROGEN OXIDES DURING THE COMBUSTION OF NATURAL GAS AND DIESEL FUEL IN DIESEL ENGINES

Lopatin O.P. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:

nirs_vsaa@mail.ru,

**Scriabin M. L. – candidate of technical Sciences, associate Professor;
e-mail: max.dvs@mail.ru**

Vyatka state agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: the article describes the features of the formation of one of the most toxic components of exhaust gases – nitrogen oxides. Disclosed chain mechanisms, taking into account the formation of nitrogen oxides with the participation of hydroxyl radicals, remixed and the reaction of the bimolecular mechanism.

Keywords: natural gas, nitrogen oxides, thermal dissociation, chain mechanisms.

Особенности условий образования одного из самых токсичных компонентов дизельных двигателей - оксидов азота до сих пор не разработаны в достаточной мере. Они требуют тщательной проработки сложной физической и химической кинетики процесса окисления в сочетании с изучением тепло- и массообмена и его влияния на химические реакции, происходящие в цилиндре дизеля. Согласно классической теории, в качестве основной модели образования NO_x принимается «термическая» модель, разработанная подробно в работах Я. Б. Зельдовича]. Согласно этой модели выход NO определяется реакцией между атомом кислорода и молекулой азота ($E = 75$ ккал/моль). Количество кислорода в атомарном состоянии определяется разложением молекулы O_2 ($E/2 = 59$ ккал/моль). Подобные химические процессы характеризуются достаточно высоким энергетическим барьером $E = 561$ кДж/моль и, следовательно, определяются температурой процесса. Но исследования, проведенные в последнее время показали [1-5]:

1) образование оксидов азота в камере сгорания имеет место не после реакции окисления углеводородного топлива, а непосредственно в зоне горения и за фронтом основного пламени. Также оно зависит и от ряда других химических реакции в пламенах. Образование NO_x происходит не только в результате элементарных реакций атомарного кислорода с молекулами азота, но и в ряде других химических реакций;

2) образование атомарного кислорода в пламенах происходит не только за счет разложения молекулярного кислорода, но также и в результате некоторых других реакций окисления. Концентрация атомарного кислорода в зоне горения в несколько раз выше равновесной, которая определяется из условий разложения молекулярного кислорода, и в пламенах углеводородных топлив составляет 0,35...0,75 %;

3) максимальная температура гораздо ниже расчетной

теоретической из-за равновесных концентраций химических элементов при теплообменных процессах;

4) зависимость выхода оксидов азота от максимальной температуры гораздо слабее, чем это предполагалось классической теорией;

5) окисление азота происходит по цепным реакциям взаимодействия атомов и молекул азота и кислорода;

6) выход NO существенно зависит от скорости охлаждения продуктов сгорания топлива;

7) неравномерное распределение температуры в зоне продуктов сгорания значительно влияет на выход NO_x .

Для расчета процессов образования оксидов азота в КС дизелей многие исследователи используют как цепной механизм Я.Б. Зельдовича, так и различные вариации расширенного кинетического механизма Я.Б. Зельдовича, учитывающего образование NO при участии радикалов гидроксила, гемиоксида азота, а также реакцию бимолекулярного механизма.



Большая энергия активации прямой реакции (1.1) обуславливает определяющую роль концентрации кислорода X_{O} в образовании NO и N. Выбор разных значений X_{O} может приводить к уменьшению значения X_{NO} в 10^6 раз. Кроме того, имеется и еще одна неопределенность – в выборе концентрации азота X_{N} . Цепной механизм реакций (1.1), (1.2) приводит к такому выражению скорости цепной реакции:

$$\frac{d\text{NO}}{dt} = \frac{1}{\sqrt{O_2}} \cdot (k'' \text{N}_2 \cdot O_2 - k''' (\text{NO})^2), \quad (1.4)$$

где k'' и k''' – сложные выражения констант скоростей химических реакций с таким соотношением, что скорость реакции тождественно обращается в нуль, когда количество оксидов азота находится в термическом равновесии с кислородом и азотом.

Цепной механизм данных реакций не противоречит представлению о термической природе образования оксидов азота, так как концентрация активных центров реакции – атомов кислорода и азота – полностью определяется концентрацией молекулярного кислорода и молекулярного азота, а также мгновенной температурой газ. Реакция горения топлива прямого влияния на реакцию окисления азота не оказывает. Скорость образования NO больше в пламени богатых смесей, чем в стехиометрических или бедных. Однако окончательная концентрация максимальна для смесей, которые несколько беднее стехиометрической. Зоны горения бедной смеси являются одними из

главных зон образования NO, поскольку эта часть струи сгорает первой и имеет наибольшее время пребывания в послепламенной зоне.

Образование оксидов азота в КС дизеля происходит с различной концентрационной неоднородностью. Цепные реакции начинаются с появления атомарного кислорода O, который образуется вследствие диссоциации молекул кислорода при высоких температурах, достигаемых в процессе горения. В соответствии с этим механизмом атомы азота не начинают цепной реакции, так как их равновесная концентрация во время горения относительно низка по сравнению с равновесной концентрацией атомарного кислорода. Поэтому при горении в цилиндре дизеля локальное образование NO в струе связано с локальной концентрацией атомов кислорода. Эта концентрация зависит от концентрации кислорода и локальной температуры.

Повышение локальной температуры в КС дизеля вследствие горения в ядре и на стенках может увеличивать образование NO следующими путями:

- увеличение средней локальной температуры в цилиндре приводит к повышению концентрации NO только в зонах горения бедной смеси;
- увеличение очагов средней локальной температуры в цилиндре приводит к очень высокой температуре пламени в ядре.

Если концентрация кислорода в ядре пламени увеличивается, как при подаче топлива через большее число сопел (лучшее распыливание), количество максимальных концентраций NO_x, образовавшихся в ядре, увеличивается.

Увеличение максимальной температуры цикла может и не сопровождается соответствующим увеличением количества NO, согласно цепному механизму Я.Б. Зельдовича. В этом случае можно сказать, что неоднородность температурного поля при турбулентном горении в цилиндре достаточно большая и максимальные пики температур выше, но количество очагов этих температур в КС меньше. Этим подтверждается тот факт, что эмиссия NO двигателями с непосредственным впрыском, турбонаддувом и ПОНВ главным образом связана с горением в зонах бедной смеси.

В настоящее время можно отметить 4 пути образования оксидов азота в продуктах сгорания углеводородных топлив. Это термический путь, быстрое образование NO, образование через образование N₂O и образование оксидов азота из топливного азота. Так как источники и механизмы этих процессов различны, рассмотрим каждый из них в отдельности.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение экологических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. - 2007. - № 3. - С.

4-5.

2. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

3. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

4. Романов, С.А. Исследование рабочего процесса дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. Санкт-Петербург - 2010.

5. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

©Лопатин О.П., Скрыбин М.Л.,2018

УДК 621.436

**СТАБИЛЬНОСТЬ МЕТАНОЛО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ ПРИ
ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЦЕТАНОПОВЫШАЮЩЕЙ ПРИСАДКИ**

Романов С.А. – к.т.н., доцент; e-mail: romanov_td@mail.ru

***Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия***

Аннотация: В статье представлены результаты исследования стабильности метанола-топливной эмульсии с использованием в качестве эмульгатора цетаноповышающей присадки Миксент-2000.

Ключевые слова:двигатель, дизель, эмульсия, топливо, метанол, стабильность, седиментация, концентрация.

STABILITY OF METHANOL-FUEL EMULSION WHEN USING THE CETANE-BOOSTING ADDITIVE

Romanov S.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail:
romanov_td@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article presents the results of a study of the stability of a methanol-fuel emulsion using the cetane-boosting Miksent-2000 as an emulsifier.

Key words: engine, diesel, emulsion, fuel, methanol, stability, sedimentation, concentration.

Идея применения в качестве моторного топлива смесевых топлив на основе спиртов в поршневых двигателях внутреннего сгорания использовалась уже давно. Ряд проблем возникающих при реализации данной идеи не позволил, до недавнего времени, широко внедрить применение смесевых топлив, особенно в дизельных двигателях. Однако, в настоящее время, ужесточение норм экологической безопасности и снижение мировых запасов нефтяного топлива заставляют ученых всего мира двигаться в направлении использования в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания альтернативных топлив [1-5].

В соответствии с этим, нами на базе научно-исследовательской лаборатории кафедры Тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятской ГСХА проводились исследования по определению свойств метанола-топливных эмульсий (МТЭ). Эмульсией называется система, состоящая из двух взаимно нерастворимых жидкостей, одна из которых в виде мельчайших капелек равномерно диспергирована (раздроблена) в другой. Раздробленная на капельки жидкость называется дисперсной фазой (в нашем случае - метанол), а жидкость, в которой равномерно размещены раздробленные капельки, называется дисперсионной средой (в нашем случае - дизельное топливо (ДТ)).

Одним из основных свойств МТЭ, определяющим применимость «обратных» эмульсий в качестве топлива для двигателей, является стабильность. Эмульсия должна обладать стабильностью достаточной для работы дизеля длительное время, в том случае, если она приготавливается перед заправкой в топливный бак транспортного средства. В случае работы дизеля на МТЭ, приготовленной в его топливной системе, значение стабильности должно быть несколько больше времени, необходимого для подачи готовой МТЭ в цилиндры. Это объясняется наличием застойных зон в топливной системе, в которых постоянно накапливается гель высококонцентрированной эмульсии типа «масло - в - воде». Применение присадок

целенаправленного действия, вводимых в топливо, должно, в первую очередь, обеспечивать стабильность получаемых метано-топливных эмульсий. Концентрация присадок при этом не должна превышать 2...3 %, так как это может привести к значительному увеличению стоимости метано-топливной эмульсии.

При проведении исследований нами первоначально за критерий стабильности принималось время до появления визуально наблюдаемых изменений (осадка или отстоя) в пробе эмульсии - время до начала седиментации.

В данной статье представлены результаты исследования стабильности МТЭ с использованием в качестве эмульгатора цетаноповышающей присадки Миксент – 2000.

На рисунке 1, а представлены кривые стабильности МТЭ с применением присадки Миксент - 2000 в концентрации 0,25 % (рекомендуемые заводом изготовителем значения концентрации данной присадки). Содержание в эмульсии присадки с меньшим количеством, по результатам первичных исследований не привело к образованию стабильных эмульсий. Большее содержание присадки также не значительно повышает стабильность МТЭ, однако значительно увеличивает стоимость топлива.

Из графиков видно, что стабильность эмульсий при увеличении концентрации метанола от 10 до 50 % повышается, достигая небольших значений. Так, при $K_M = 10$ % стабильность к седиментации достигает 2,15 минуты, а при увеличении K_M до 50 % стабильность повышается до 4,2 минуты, т.е. на 95,3 %.

Многими учеными отмечается, что для повышения стабильности МТЭ в них добавляют воду. Так, например, содержание воды в метаноле до 10 % по массе практически не влияет на расход топлива, однако, добавление 10 % по массе воды к метанолу, при содержании метанола в дизельном топливе 5 % по массе, позволяет получить эмульсию, устойчивую в течение нескольких суток и образующую при разрушении взвешенные капли метанола в ДТ.

На рисунке 1, б представлены кривые стабильности МТЭ с применением присадки Миксент - 2000 в концентрации 0,25 % при добавлении воды 7 % по массе. Из графика видно, что при малых концентрациях метанола в составе эмульсии $K_M = 10$ %, стабильность к седиментации минимальна и составляет 0,1 минуты, а при $K_M = 50$ %, стабильность возрастает до 8,6 минуты, т.е. повышение составляет 86 раз.

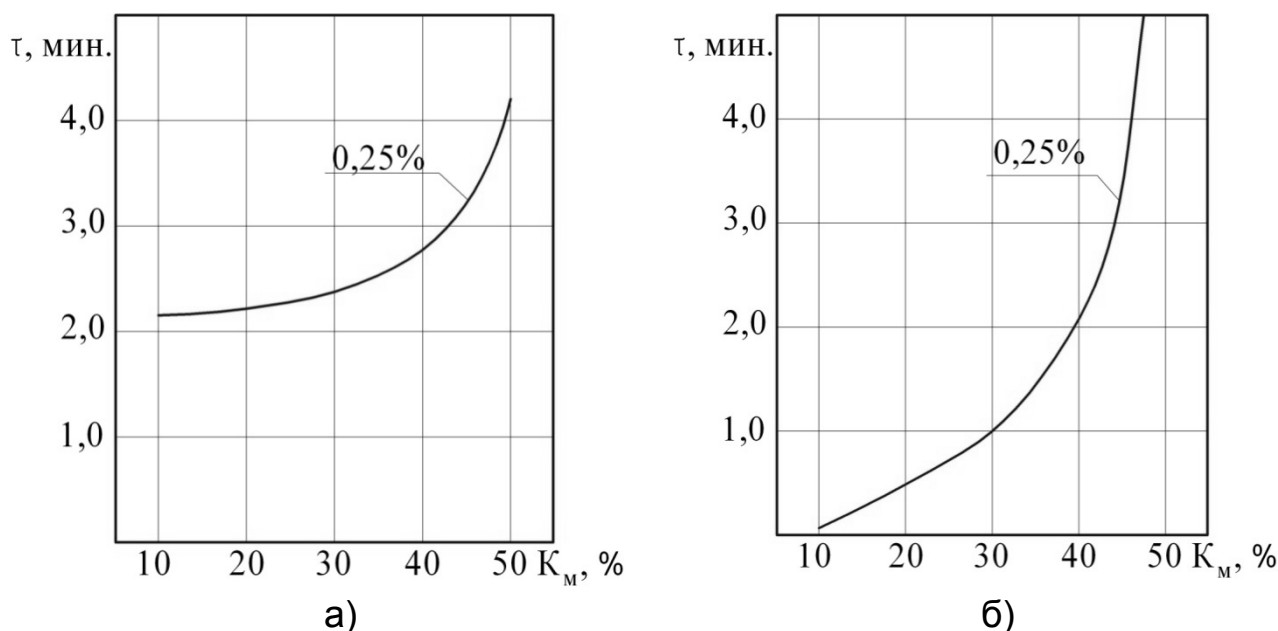


Рисунок 1 - Стабильность метанола-топливной эмульсии с присадкой Миксент - 2000 и различной концентрацией метанола: K_M - концентрация метанола; концентрация присадки 0,25 %; а - без добавления воды; б - с содержанием воды (7 % масс.)

По результатам исследований можно сделать вывод, что использование воды в составе эмульсии снижает стабильность МТЭ при концентрации метанола меньше 45 %.

Очевидно, что использование присадки Миксент - 2000 в качестве эмульгатора для повышения стабильности МТЭ возможно, но только при приготовлении МТЭ непосредственно на транспортном средстве. Применение данной присадки в составе МТЭ, несмотря на наличие H_2O , не позволяет повысить стабильность до значений более 8 минут.

Соответственно, использование присадки Миксент-2000 в качестве эмульгатора для изготовления смесового топлива на основе метилового спирта вне транспортного средства не представляется возможным из-за малого периода стабильности к процессу седиментации.

Литература

1. Лиханов, В.А., Козлов А.Н., Арасланов М.И. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.
2. Лиханов, В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / В.А. Лиханов, М.И. Арасланов, А.Н. Козлов, С.А. Романов // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.
3. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного

дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

4. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2017. - Т. 16. № 4. - С. 166-172.

© Романов С.А., 2018

УДК 621.436

ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 4Ч 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ НА СПИРТО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

Романов С.А. – к.т.н., доцент; e-mail: romanov_td@mail.ru
*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В статье представлено сравнение параметров тепловыделения в цилиндредизельного двигателя размерностью 4Ч 11,0/12,5 при применении в качестве топлива традиционного дизельного топлива и альтернативного - метанола-топливной эмульсии.

Ключевые слова: двигатель, дизель, эмульсия, топливо, метанол, скорость тепловыделения, активное выделение теплоты, максимальная температура.

HEAT EXCHANGER IN THE DIESEL CYLINDER 4F 11.0 / 12.5 WHEN WORKING ON THE ALCOHOL-FUEL EMULSION

Romanov S.A. – PhD of Technics, associate professor; e-mail: romanov_td@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract:The article compares the heat dissipation parameters in a cylinder of a diesel engine with a dimension of 4F 11.0/12.5 when using diesel fuel as an alternative fuel a methanol-fuel emulsion.

Key words: engine, diesel, emulsion, fuel, methanol, heat release rate, active heat release, maximum temperature.

Спирто-топливные эмульсии,используемые для питания поршневых двигателей, позволяют не только улучшать экономические показатели, но существенно снижать уровень вредных выбросов в атмосферу. Наличие в жидком топливе включений спирта принципиально изменяет процесс воспламенения в камерах сгорания распыленных капель. При работе дизелей на спиртах, в результате большего содержания кислорода в спиртовом топливе и его более стабильных характеристиках, снижаются дымность и токсичность отработавших газов. Процесс сгорания, экономичность и мощностные показатели в этом случае сильно зависят от способа подачи спиртового топлива, способа смесеобразования и количества спиртовой составляющей [1-5].

С целью исследования особенностей протекания процесса сгорания в цилиндре дизельного двигателя размерностью 4Ч 11,0/12,5, на базе исследовательской лаборатории кафедры ТДАиТ Вятской ГСХА, определялись характеристики тепловыделения при работе на номинальной частоте вращения $n = 2200$ об./мин., в зависимости от изменения нагрузки при оптимальных установочных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ) (для дизельного топлива - $\Theta_{впр ДТ} = 26^\circ$, для метанола-топливной эмульсии - $\Theta_{впр МТЭ} = 23^\circ$).

Результирующие зависимости тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5, при изменении нагрузки, на указанных установочных углах опережения впрыскивания топлива, при номинальной частоте вращения,приведены на рисунке 1.

Анализ характеристик, соответствующих работе дизеля на дизельном топливе (ДТ)(рисунок 1) позволяет сделать следующие выводы.Угол, соответствующий максимальной температуре цикла $\varphi_{Т max}$ при $p_e = 0,13$ МПа, равен $8,0^\circ$ поворота коленчатого вала (п.к.в.) после верхней мертвой точки (ВМТ), а при увеличении нагрузки до $p_e = 0,70$ МПа $\varphi_{Т max}$ снижается до $7,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Снижение составляет $0,5^\circ$ поворота коленчатого вала. При повышении нагрузки максимум скорости активного тепловыделения $(d\chi/d\varphi)_{max}$ снижается от величины 0,194 при $p_e = 0,13$ МПа до 0,082 при $p_e = 0,70$ МПа., то есть на 57,7 %. Снижается и значение активного выделения теплоты, соответствующего максимальному давлению, $\chi_{i Pz max}$ при повышении нагрузки с 0,80 при $p_e = 0,13$ МПа до значения 0,59 при $p_e = 0,70$ МПа., что соответствует уменьшению на 26,3 %. Активное выделение теплоты при максимальной температуре цикла, при повышении нагрузки также снижается. При $p_e = 0,13$ МПа $\chi_{i Tmax}$ составляет 0,90, а при повышении нагрузки до $p_e = 0,7$ МПа $\chi_{i Tmax}$ снижается до 0,69, т.е. 23,3 %.

Анализ характеристик, соответствующих работе дизеля на метанола-топливной эмульсии(МТЭ) (рисунок 1) показывает, что характер изменения кривых аналогичен работе на дизельном топливе на всём интервале изменения нагрузки p_e (от 0,38 до 0,82 МПа). Значения

показателей процесса сгорания на интервале до $p_e = 0,26$ МПа отсутствуют по причине нестабильного горения и пропусками воспламенения. Угол $\varphi_{T \max}$ при $p_e = 0,38$ МПа равен $20,0^\circ$ поворота коленчатого вала после ВМТ и при повышении нагрузки до $p_e = 0,70$ МПа уменьшается до $14,0^\circ$ поворота коленчатого вала после ВМТ, что соответствует снижению на $6,0^\circ$ п.к.в. При повышении нагрузки снижается величина $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ с $0,194$ при $p_e = 0,38$ МПа до $0,174$ при $p_e = 0,70$ МПа, т.е. на $10,3\%$. Значение $\chi_{i Pz \max}$ так же снижается при повышении нагрузки с $0,81$ при $p_e = 0,38$ МПа до значения $0,67$ при $p_e = 0,7$ МПа, или на $17,3\%$. С повышением нагрузки снижается $\chi_{i T \max}$, от значения $0,87$ при $p_e = 0,38$ МПа до $0,78$ при величине $p_e = 0,70$ МПа, или на $10,3\%$.

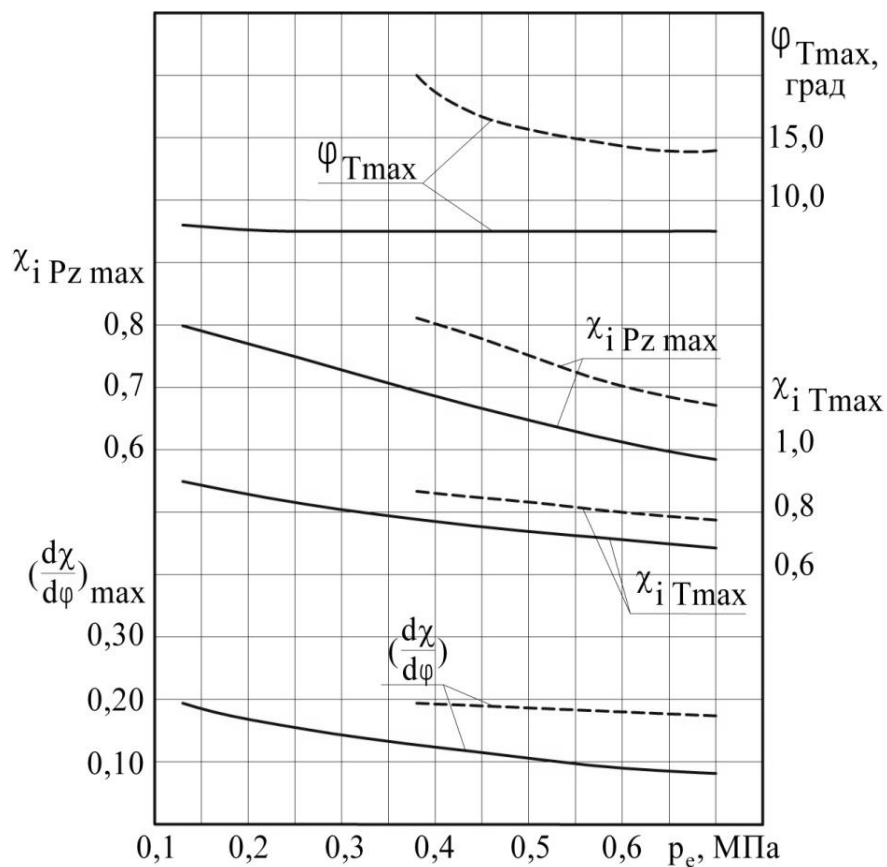


Рисунок 1—Показатели тепловыделения в цилиндре дизеля 4Ч 11,0/12,5 при изменении нагрузки: — — — - ДТ; — — — - МТЭ

При сравнении зависимостей тепловыделения дизельного двигателя 4Ч 11,0/12,5 в указанном диапазоне изменения нагрузки при номинальной частоте оптимальных установочных углах опережения впрыскивания топлива при работе на стандартном топливе и метанолю-топливной эмульсии можно отметить следующее. Значения

характеристик тепловыделения при работе на МТЭ повышаются по сравнению с работой на ДТ на всем диапазоне изменения нагрузок. Угол $\varphi_{T \max}$ при $p_e = 0,38$ МПа при использовании дизельного топлива равен $7,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, а при работе дизеля на эмульсии составляет $20,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. повышается на $12,5^\circ$ п.к.в. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,70$ МПа значение угла $\varphi_{T \max}$ при работе на ДТ сохраняется, а значение угла при работе на МТЭ составляет $14,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, происходит повышение на $6,5^\circ$ п.к.в. Максимум скорости активного тепловыделения $(dx/d\varphi)_{\max}$ при $p_e = 0,38$ МПа повышается с $0,127$ при работе на ДТ до $0,194$ при работе на МТЭ, т.е. на $52,8\%$. На больших нагрузках при $p_e = 0,70$ МПа значение $(dx/d\varphi)_{\max}$ при использовании дизельного топлива снижается до $0,82$, а при использовании МТЭ - $0,174$, что соответствует повышению в $2,12$ раза. Величина активного выделения теплоты, соответствующая максимальному давлению цикла $\chi_{i Pz \max}$ при $p_e = 0,38$ МПа, равна $0,69$ при работе на стандартном топливе, а при работе на метано-топливной эмульсии - $0,81$. Повышение составляет $17,4\%$. При повышении нагрузки до $p_e = 0,70$ МПа $\chi_{i Pz \max} = 0,59$ при использовании ДТ и $\chi_{i Pz \max} = 0,67$ при переходе на альтернативное топливо, т.е. возрастает на $13,6\%$. Значения $\chi_{i T \max}$ при $p_e = 0,38$ МПа также повышаются, от $0,78$ при работе на ДТ до $0,87$ при работе на МТЭ, т.е. на $11,5\%$. При повышении значения p_e до $0,70$ МПа величина $\chi_{i T \max}$ при работе двигателя на стандартном топливе составляет $0,69$, а при работе дизеля на МТЭ $\chi_{i T \max} = 0,78$. Повышение составляет $13,0\%$.

Таким образом, использование такого смесового топлива как метано-топливная эмульсия, включающая в свой состав 25% метанола, 7% воды, $0,5\%$ эмульгатора и $67,5\%$ дизельного топлива, на дизельном двигателе размерностью 4Ч 11,0/12,5 возможно. При этом, необходимо учитывать, что значения показателей тепловыделения незначительно превосходят показатели соответствующие работе двигателя на стандартном дизельном топливе.

Литература

1. Лиханов, В.А., Козлов А.Н., Арасланов М.И. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.
2. Лиханов, В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / В.А. Лиханов, М.И. Арасланов, А.Н. Козлов, С.А. Романов // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.
3. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин,

А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

4. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2017. - Т. 16. № 4. - С. 166-172.

© Романов С.А., 2018

УДК 621

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ОТ НАГАРА

*Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: Наличие в пламени сажевых частиц очень сильно влияет на излучательную способность пламени. Применительно к цилиндру дизеля от наличия сажи в пламени и нагара на стенках камеры сгорания зависит количество теплоты, идущей на совершение полезной работы и расходуемое неэффективно.

Ключевые слова: дизель, теплообмен, сажа, углерод, бензапирен.

DEPENDENCE OF HEAT EXCHANGE IN THE COMBUSTION CHAMBER QUICK DIESEL FROM COLD

*Rossokhin A.V. – PhD of Technics, assistant professor; e-mail:
rossokhin.dvs@mail.ru
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia*

Abstract: The presence of soot particles in the flame greatly affects the emissivity of the flame. With respect to the diesel cylinder from the presence of soot in the flame and carbon deposits on the walls of the combustion chamber, the amount of heat that goes into making useful work depends and is inefficient.

Key words: diesel, heat exchange, soot, carbon, benzapyrene.

Одним из факторов, ограничивающих распространение дизелей на

транспорте является повышенная дымность их отработавших газов (ОГ). Дымность ОГ дизелей напрямую определяется содержанием в них сажевых частиц. Наличие сажевых частиц в ОГ увеличивает токсичность ОГ в целом, поскольку сажа обладает канцерогенными свойствами в силу адсорбции на своей поверхности полициклических ароматических углеводородов (ПАУ). Механизмы их образования до сих пор являются небесспорными среди специалистов. Основным интересом для ученых является начальная стадия образования сажевых частиц, связанная с образованием зародышей, из которых в последующем образуются частицы сажи, и связанный с ним фазовый переход от газообразного состояния к твердой фазе. Кроме того, наличие частиц сажи в объеме камеры сгорания (КС) значительно увеличивает радиационное излучение пламени и приводит к повышению локальных температур в объеме КС. Поэтому наличие сажевых частиц оказывает сильное влияние на динамику тепловыделения в цилиндре дизеля, особенно на режимах высоких нагрузок [1-5].

Внутреннее смесеобразование и импульсное диффузионное сгорание предварительно перемешанной неоднородной топливно-воздушной смеси в цилиндре дизеля всегда сопровождается выделением твердого углерода в виде сажевых частиц, которое определяет дымность ОГ дизеля.

В нашей стране и за рубежом накоплен значительный объем материала, позволяющий сформировать определенные взгляды на возможные механизмы образования сажевых частиц при сжигании дизельного топлива в цилиндре двигателя. Не вызывает сомнений, что в объеме факела имеется значительная неоднородность как в продольном, так и в поперечном направлении, позволяющая выделить ряд зон, отличающихся по температуре и концентрации реагирующих веществ. Установлено, что основная причина интенсивного сажевыделения при диффузионном сгорании предварительно перемешанной неоднородной смеси в цилиндре дизеля заключается в существовании локальных зон с благоприятными условиями для протекания реакций пиролиза углеводородов топлива. Необходимым условием образования сажи является наличие в КС высокотемпературных и переобогащенных зон, а достаточным условием – их сближение и взаимодействие, что также имеет место в цилиндре дизеля [1].

В процессе турбулентного диффузионного сгорания в цилиндре дизеля идет одновременно образование и частичное выгорание сажевых частиц по индивидуальным химико-физическим механизмам. Концентрация сажи в цилиндре двигателя к моменту открытия выпускных клапанов однозначно определяет дымность ОГ (в предположении, что в выпускном трубопроводе выгорания сажи не

происходит) [2].

При попадании в КС углеводороды топлива, подвергаясь термическому воздействию в цилиндре двигателя, разлагаются с образованием активных радикалов и ацетилена. Причем при температурах менее 1500 К происходит образование фенильного C_6H_5 и бензильного C_4H_3 радикалов через ацетилен [3]. Образовавшиеся радикалы вступают во взаимодействие с ацетиленом C_2H_2 , радикалом C_2H и углеводородами топлива, что приводит к увеличению доли углерода в молекуле, постепенной дегидрогенизации и образованию химического зародыша сажевой частицы. Согласно общепринятой и экспериментально подтвержденной схеме образования сажи, сформулированной и развитой в работах научной школы П.А. Теснера, на первой стадии процесса в результате объемных гомофазных химических реакций образуется химический зародыш сажевой частицы (C_2H , C_4H_2 , C_4H_3). Из него образуется физический зародыш сажевой частицы.

Имеются доказательства, что предвестниками образования сажевых частиц в цилиндре дизеля являются ПАУ. При этом образование ПАУ начинается с распада радикала C_3H_4 или с реакции радикалов CH либо CH_2 с молекулами ацетилена C_2H_2 с образованием C_3H_3 . Они в свою очередь могут образовывать первое ароматическое кольцо (молекулу бензола – C_6H_6).

Возможен также механизм элементарных реакций роста ПАУ из ацетилена в реакциях поверхностного роста. Процесс начинается с присоединения молекулы C_2H_2 к фенильным радикалам с образованием стирилового радикала. Присоединение второй молекулы C_2H_2 к стириловому радикалу приводит к замыканию ароматического кольца и к образованию молекулы нафталина. Последующее присоединение молекул ацетилена C_2H_2 к ароматическому кольцу приводит к дальнейшему росту молекулы. Дальнейший рост ПАУ приводит к образованию зародышей сажевых частиц. Образование зародышей частиц сажи возможно также через образование радикалов в результате распада молекул дизельного топлива и их взаимодействием.

Образование частиц сажи происходит в очаге сгорания, где в небольшом объеме они имеют высокую концентрацию. Турбулентное движение охватывает весь объем цилиндра, включая пограничные слои и, естественно, что основным механизмом переноса частиц сажи является турбулентная диффузия, т.е. происходит перенос частиц из объема очага образования в окружающую область (т.е. в объем цилиндра), где концентрация частиц гораздо меньше. Вследствие этого их концентрация в цилиндре выравнивается. Кроме переносной скорости частицы имеют плотность, отличную от плотности газов в цилиндре, и вследствие воздействия инерционных сил они движутся

относительно окружающих и переносящих их газовых объемов. Так как размеры частиц значительно превышают размеры молекул газа, то, очевидно, тепловое движение молекул газа, обуславливающее молекулярную диффузию, не оказывает влияния на их движение в турбулентном потоке. Попадая в зоны с избытком окислителя, частицы сажи начинают выгорать и их концентрация снижается. Очевидно, что на скорость образования первичных сажевых частиц оказывает влияние качество распределения топлива и его химический состав, что подтверждается многими исследованиями.

Согласно [4], интенсивное сажеобразование наблюдается во время ранних фаз сгорания, но уже после кинетической фазы. Время задержки между начальным тепловыделением (которое происходит в кинетической фазе) и максимальным теплоизлучением и есть основной период образования высокотемпературных, излучающих тепловую энергию твердых микрочастиц сажи. Более поздняя диффузионная фаза сгорания характеризуется окислением накопленной сажи. Максимальное значение концентрации сажи наблюдается по истечении времени, равного 15...20 % общей продолжительности процесса сгорания топлива.

При уменьшении угла опережения впрыскивания может резко увеличиться концентрация сажи, так как при этом уменьшается время ее выгорания. В теплоизолированных ДВС повышение температуры рабочего тела может привести к интенсификации процессов образования и выгорания сажи. При этом максимальная концентрация сажи значительно уменьшается в конце процесса сгорания.

В действительности, в цилиндре имеется турбулентное движение рабочего тела, представляющего собой дисперсную среду (газ, твердые микрочастицы сажи, а также еще не успевшие испариться капли жидкого топлива). Турбулентное движение охватывает весь объем цилиндра, включая пограничные слои и, естественно, что основным механизмом переноса частиц сажи является турбулентная диффузия. Распространение механизма молекулярной диффузии, имеющей место в ламинарных слоях, на микрочастицы сажи возможно только в том случае, если они подчиняются законам броуновского движения. Однако для их движения характерна релаксация скорости, и законы броуновского движения на них не распространяются. Это означает также то, что если бы пограничный слой в КС был ламинарным, то частицы могли бы проникнуть через него и осесть на поверхности КС только в случае их подчинения законам броуновского движения. Перенос частиц в турбулентном потоке газа сопровождается образованием частиц сажи в очаге сгорания, где в небольшом объеме они имеют высокую концентрацию.

С учетом общепринятых представлений с определенной степенью

достоверности можно принять, что взаимодействие углерода с газами определяется диффузией газообразного реагента к поверхности частицы сажи, а сама реакция протекает на внешней геометрической поверхности образца; скорость реакции принималась бесконечно большой. Можно также предположить, что скорость реакции конечна и пропорциональна концентрации газового реагента. Кроме этого, можно учесть подвод вещества к поверхности частицы за счет диффузии. Также можно предположить, что взаимодействие углерода с кислородом происходит не только на внешней поверхности частицы, но и в объеме, то есть необходимо учитывать подвод вещества к внутренней поверхности частицы.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.

2. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.

3. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

4. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2017. - Т. 16. № 4. - С. 166-172.

© Россохин А.В., 2018

УДК 621

**ОКИСЛЕНИЕ САЖЕВЫХ ЧАСТИЦ В ЦИЛИНДРЕ
АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ**
Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru
*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: Наличие частиц сажи в объеме камеры сгорания (КС) значительно увеличивает радиационное излучение пламени и приводит к повышению локальных температур в объеме КС. Поэтому наличие сажевых частиц оказывает сильное влияние на динамику тепловыделения в цилиндре дизеля, особенно на режимах высоких нагрузок. И понимание механизмов ее образования позволяет выбрать способ для снижения содержания сажи в ОГ.

Ключевые слова: дизель, теплообмен, сажа, углерод, бензапирен.

OXIDATION OF PARTICLE PARTICLES IN THE CYLINDER AUTOMOBILE DIESEL WITH TURBOCHARGER

**Rossokhin A.V. – PhD of Technics, assistant professor; e-mail:
rossokhin.dvs@mail.ru**

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract:The presence of soot particles in the combustion chamber (CC) significantly increases the radiation radiation of the flame and leads to an increase in local temperatures in the volume of the CS. Therefore, the presence of soot particles has a strong influence on the dynamics of heat generation in the diesel cylinder, especially in high load modes. And understanding the mechanisms of its formation allows us to choose a method for reducing the soot content in exhaust gases.

Key words:diesel, heat exchange, soot, carbon, benzapyrene.

Имеются доказательства, что основными факторами, влияющими на окисление сажевых частиц являются время, температура и турбулентность.

1. Реакционная способность смеси топлива с кислородом при различных температурах, связанная с химической кинетикой горения. Поскольку снижение температуры может снизить скорость реакции окисления и к моменту открытия выпускного клапана частицы сажи могут не успеть полностью выгореть даже при достаточном для окисления количестве кислорода.

2. Скорость поступления кислорода к реагирующим частицам. А так как в цилиндре дизеля имеет место турбулентное движение рабочего тела, то скорость окисления сажевых частиц будет зависеть от действительной скорости поступления кислорода к поверхности реагирующей частицы, которая определяется коэффициентом турбулентной диффузии.

3. Существенным фактором, также влияющим на интенсивность окислительных процессов, является величина относительной поверхности сажевых частиц. По мере выгорания частицы величина ее

удельной поверхности уменьшается, следовательно, уменьшается и скорость ее окисления [2].

Следует учитывать также, что частицы находящиеся вблизи (на расстоянии до 2...3 мм) стенок цилиндра, головки блока и поршня имеют значительно меньшую температуру и, соответственно, скорость окисления. А, учитывая, что вблизи стенок происходит также торможение турбулентных пульсаций, т.е. скорость подвода кислорода, то такие частицы, как правило, не успевают выгореть и попадают в ОГ.

Углерод, образующийся в пламени, может быть газообразным, жидким или твердым. Вследствие этого и процесс окисления углерода, по нашему мнению, может быть гомогенным (на молекулярном уровне в газовой фазе), полугетерогенным (окисление зародышей конденсированных частиц, соизмеримых с крупными молекулами) и гетерогенным (окисление жидких и твердых частиц). В общем виде окисление углерода происходит за счет трех суммарных процессов [1]:

реакций углерода с кислородом:



взаимодействия с парами воды:



и взаимодействия с диоксидом углерода:



Схематически взаимодействие твердого углерода с газами можно разбить на несколько последовательно протекающих этапов. Первым из них является доставка окислителя из газовой атмосферы к поверхности раздела фаз путем молекулярной и конвективной диффузии. Второй этап заключается в физической или химической адсорбции молекул окислителя, сопровождающейся в ряде случаев объемным растворением. Третий этап сводится к взаимодействию адсорбированного окислителя с поверхностными атомами углерода и к образованию продуктов реакции, также адсорбированных на графите. Наконец, четвертый и пятый этапы представляют собой десорбцию продуктов реакции и удаление (ре-диффузию) их в газовую фазу. Таким образом, процесс в целом включает в себя три вида процессов: диффузионные, адсорбционные и собственно химические, из которых два последних весьма тесно переплетаются.

Следует, однако, иметь ввиду, что увеличение температуры рабочего тела и времени пребывания реагирующей смеси в зоне с высокой температурой влечет за собой увеличение образования оксидов азота NO_x .

Использование турбонаддува в дизелях позволяет увеличить плотность воздуха, поступающего в цилиндры, и тем самым повысить

содержание кислорода в КС. Это приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха α и, следовательно, интенсификации процесса выгорания сажевых частиц. Кроме этого, турбонаддув повышает температуру впускного заряда и приводит к усилению вихреобразования в цилиндре двигателя. Это приводит к улучшению процессов испарения, смесеобразования и сгорания в дизеле, смесь становится более однородной. Повышение температуры T_a впускного воздуха может привести к увеличению максимальной концентрации сажи и одновременно к уменьшению ее количества в ОГ. Это объясняется тем, что рост T_a приводит к повышению температуры T_c в конце сжатия и максимальной температуры T_{zmax} цикла, что способствует образованию большого количества сажи на ранней стадии сгорания (т.е. приводит к росту максимальной концентрации сажи). Однако повышение температуры ОГ наряду с высоким коэффициентом α способствует окислению образовавшейся сажи в конце цикла и ее содержание в ОГ снижается [3]. Влияние турбулентных пульсаций скорости газового потока на процессы сажеобразования также является сложной: повышение интенсивности турбулентных пульсаций должно, очевидно, способствовать увеличению эффективной скорости диффузии окислителя, что способствует уменьшению сажеобразования, но в то же время увеличивается и вероятность столкновения частиц между собой и, следовательно, образования новой частицы с меньшей удельной поверхностью и, соответственно, менее реакционноспособной [3]. Однако, как показывают экспериментальные исследования, турбулентность, создаваемая в процессе сгорания, приводит к повышению эффективности сгорания, увеличивая при этом использование кислорода [3, 4]. Указанные факторы способствуют снижению сажесодержания в ОГ дизелей с турбонаддувом.

Еще одним следствием процесса сажеобразования в цилиндре дизеля является нагароотложение на поверхностях, образующих КС, основным компонентом которого является сажа. Рассмотрим образование на тепловоспринимающих поверхностях слоя нагара, который выступает в роли естественной теплоизоляции.

Нагароотложение на поверхностях КС, образующееся в результате неполного сгорания топлива и масляной пленки в обедненных кислородом зонах, оказывает существенное влияние на протекание рабочего процесса. В частности, известно, что в ДВС с искровым зажиганием наличие нагара может привести к преждевременному воспламенению рабочей смеси [5], а в дизелях - к нарушению процесса смесеобразования вследствие закоксовывания сопловых отверстий распылителя. Что касается исследований блокирующего воздействия нагара на нестационарный теплообмен между рабочим телом и поверхностью КС ДВС, то таких работ до последнего времени

практически не было. В 90-х годах проводились исследования в МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также в Мюнхенском техническом университете, в результате которых впервые были получены количественные данные. В более ранних публикациях, посвященных исследованию теплофизических свойств нагароотложений, в основном приводятся сведения о теплоизолирующем действии нагара, не подтвержденные экспериментальными результатами.

Можно предположить, что из области турбулентной диффузии, представляющей собой совокупность вихрей, охватывающих частицы газа и сажи, вырывается частица сажи, обладающая наиболее высокой энергией. Покидая окружающий ее вихрь, она перемещается, пока не попадет на поверхность стенки. Частицы на поверхности стенки (т.е. образование нагароотложения) наиболее сильно удерживаются на тех участках, где в результате окисления топлива и масла образуются тонкие смолисто-лаковые пленки. Шероховатость поверхностей и образованная на них смолисто-лаковая пленка являются причинами прилипания первых частиц сажи и образования начального слоя нагара, на который таким же образом наносится следующий слой и т.д. Наличие частиц сажи в пограничном слое может повлиять на профиль температуры и, следовательно, на теплоотдачу от рабочего тела в стенку. Кроме того, частицы непосредственно переносят теплоту при движении в поперечном направлении пограничного слоя.

Интенсификация теплообмена при наличии частиц определяется в основном тремя факторами: уменьшением толщины пограничного слоя; теплообменом при столкновении частиц со стенками; снижением турбулентной вязкости в пристеночной области.

Уменьшение толщины пограничного слоя физически ассоциируется с некоторым абразивным воздействием частиц на него [4]. Это приводит к увеличению градиента температуры и интенсификации переноса теплоты в пограничном слое, осуществляемого в основном теплопроводностью.

При столкновении частиц сажи со стенками интенсивность теплообмена зависит от характера контакта частиц с поверхностью. Если частица сажи, сталкиваясь с поверхностью, сразу отскакивает, то теплообмен пренебрежимо мал. Так ведут себя в основном крупные частицы [8]. Более мелкие частицы сажи, сталкиваясь с поверхностью, не отскакивают, а проскальзывают, оставаясь при этом в течение определенного интервала времени в контакте с поверхностью. В результате теплообмена ее температура приближается к температуре поверхности. В данном случае важное значение имеет время пребывания частицы на поверхности, однако, очевидно, что на интенсивность теплообмена существенно будет влиять и частота столкновений. Наиболее благоприятное условие для теплообмена

создается, когда частица оседает на поверхности. При этом такое поведение более характерно не для одиночных частиц, а для группы частиц, сконцентрированных в виде отдельных облаков, надолго оседающих на поверхности.

Высокая концентрация частиц сажи, сопровождающаяся коагуляцией, как правило, подавляет турбулентность. В данном случае турбулентная вязкость из-за наличия частиц увеличивается и интенсивность теплообмена уменьшается. Известно, что в случае предельно высокой концентрации, близкой к максимальной, турбулентность «вымерзает» [3]. Очевидно, что с уменьшением турбулентной вязкости теплообмен интенсифицируется.

Подчеркнем, что во всех трех рассмотренных случаях речь идет о влиянии частиц на конвективный теплообмен, при этом важную роль играют контактный теплообмен со стенкой и толщина пограничного слоя. Любой из указанных трех случаев может преобладать в определенный момент времени [4], так как поток частиц по своей природе нестационарный (значительно более нестационарный, чем однофазный поток). Таким образом, наличие частиц сажи в рабочем теле ДВС, с одной стороны, интенсифицирует теплообмен в пограничных слоях КС, а с другой - блокирует теплоотдачу от рабочего тела к ее стенкам, образуя на поверхности последний слой нагара с низким коэффициентом проникновения теплоты.

Чрезвычайно малая толщина и тонкая структура нагароотложений заметно усложняют применение методов непосредственного измерения температуры на поверхности самого слоя, поэтому используют бесконтактные (оптические) методы. Согласно результатам исследований, максимальная температура поверхности слоя нагара достигает 700 К и выше, что значительно превышает максимальную температуру металлической поверхности. Кроме того, в ДВС с искровым зажиганием амплитуда колебаний температуры поверхности слоя нагароотложения существенно зависит от сорта топлива, в частности от вида антидетонационных присадок [3].

Из практики эксплуатации известно, что толщина слоя нагара двигателя не может расти бесконечно, через определенное время работы наращивание слоя прекращается и его толщина стабилизируется. В соответствии с моделью, изложенной в [3], стабилизация толщины слоя прекращается с наступлением фазы равновесного состояния нагара, при которой устанавливается динамическое равновесие между количеством вещества, переходящего в нагар, и выгоранием нагара. В результате увеличения толщины слоя нагара температура на его поверхности растет и при определенных значениях этой температуры новые частицы сажи, попадая на поверхность, в большей степени выгорают. Только незначительная их

часть осаждается на поверхности слоя, толщина которого в результате стабилизируется. Подтверждением этого предположения служит также тот факт, что в ДВС с высокотемпературной металлической поверхностью КС (с температурой более 600 К) нагароотложение практически не наблюдается.

Принимая во внимание, что при сжигании дизельного топлива в цилиндре двигателя сажа образуется всегда и соответственно на стенках КС всегда будет нагар, то при расчетах теплообмена между рабочим телом и стенками КС этот фактор нельзя не учитывать. Рассматривая стационарный теплообмен, можно говорить о конвективном теплообмене между рабочим телом и поверхностью слоя нагара:

$$q_c = \alpha(T_r - T_c), \quad (6)$$

где q_c – тепловой поток;

T_r – температура рабочего тела;

T_c – температура поверхности слоя нагара.

Затем этот тепловой поток путем теплопроводности передается металлической поверхности:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_c - T_{ст}), \quad (7)$$

где λ – коэффициент теплопроводности;

δ – толщина слоя нагара;

$T_{ст}$ – температура металлической поверхности.

Из этих выражений получаем, что тепловой поток от рабочего тела к поверхности детали, покрытой слоем нагара, равен

$$q = k(T_r - T_{ст}), \quad (8)$$

где $k = \frac{\alpha\lambda}{\alpha\delta + \lambda}$ - коэффициент теплопередачи.

О влиянии нагара на лучистый тепловой поток в литературе приводятся противоречивые данные. Так, в некоторых работах утверждается, что по мере увеличения толщины слоя нагара лучистая составляющая теплового потока от рабочего тела в стенку не уменьшается, а наоборот, растет.

Исследования, проведенные в МГТУ им. Н.Э. Баумана, показали, что нестационарный тепловой поток на тепловоспринимающую поверхность головки цилиндра при наличии нагара уменьшается. Кроме того, наличие нагара сдвигает правее от ВМТ момент достижения максимума теплового потока, чем при работе с чистой поверхностью. Причем, чем выше частота вращения, тем сильнее проявляется этот сдвиг. Увеличение частоты вращения приводит также к уменьшению амплитуды колебаний температуры стенок КС и увеличению теплового потока. Локальную неоднородность изменения нестационарных

тепловых нагрузок можно объяснить, во-первых, местными газодинамическими условиями, определяющими интенсивность конвективного теплообмена, а во-вторых, процесс сажевыделения и нагароотложения имеют локальный характер, в результате чего толщина слоя нагара также локализуется, оказывая различное теплоизолирующее воздействие на различные участки тепловоспринимающей поверхности КС [3]. Толщина слоя нагара по данным приведенным в работе [3] составляет около 10 мкм., причем температура слоя нагара от поверхности снижается с каждым микрометром примерно на 7 К, а тепловой поток – на 0,5 %.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.

2. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрябин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

3. Likhanov, V.A. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants / Likhanov V.A., Lopatin O.P. // Thermal Engineering. - 2017. - Vol.64. - №12. - P.935 - 944.

4. Лиханов, В.А. Использование природного газа, метанола- и этанолотопливных эмульсий как экологичных энергоносителей для мобильных теплоэнергетических установок / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин // Теплоэнергетика. - 2017. - №12. - С.82-92.

5. Лиханов, В.А. Моделирование процессов испарения и смесеобразования в цилиндре тракторного дизеля при работе на этанола-топливной эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин., А.И. Чупраков, Г.С. Юнусов // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. - 2017. - № 1 (31). - С. 23-27.

© Россохин А.В., 2018

УДК 621

ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ КАНЦЕРОГЕННЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ЦИЛИНДРЕ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ И ГАЗОДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: Образование токсичных, в том числе канцерогенных соединений в цилиндре дизеля зависит от целого ряда факторов, таких как вид топлива, условия сгорания и др. В работе рассмотрены процессы образования бензапирена в цилиндре автомобильного дизеля с турбонаддувом размерности 4ЧН 11,0/12,5 при работе на газомоторном топливе.

Ключевые слова: дизель, газодизель, сажа, метан, бензапирен.

**PECULIARITIES OF EDUCATION OF CARCINOGENIC
COMPOUNDS IN THE CYLINDER OF A QUICK-DRODEL DIESEL
AND GAZODIZELA WITH THE PRESSURIZATION**

**Rossokhin A.V. – PhD of Technics, assistant professor; e-mail:
rossokhin.dvs@mail.ru**

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The formation of toxic, including carcinogenic compounds in the diesel cylinder depends on a number of factors, such as the type of fuel, the combustion conditions, etc. The processes of formation of benzapyrene in the cylinder of a motor diesel with a turbocharger dimension 4FP 11,0/12,5 are considered on gas engine fuel.

Key words: diesel, gas diesel, soot, methane, benzapyrene

Одними из составляющих отработавших газов (ОГ) дизелей и газодизелей являются углеводороды. Они образуются в камере сгорания (КС) двигателя при термическом распаде топлива в зонах срыва пламени, в ядре и в переднем фронте струй топлива, на топливной пленке на стенках КС и в результате подвпрыскивания топлива. В ядре струи топливо подвергается термическому пиролизу (разложению) в условиях недостатка окислителя. В процессе сгорания топлива пламя распространяется, достигая холодных пристеночных слоев. В результате радикалы, образовавшиеся при горении, рекомбинируются на холодных стенках. Так метильный радикал CH_3 , взаимодействуя с гидроксильной группой OH , образует метан по реакции [1-5].



Некоторые ПАУ канцерогенны и, накапливаясь в организме человека, могут вызвать отклонения в развитии клеток.

На рис. 1 показана структура наиболее токсичного и стабильного канцерогенного ПАУ - бенз(α)пирена $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$. Доля бенз(α)пирена в суммарном выбросе ПАУ может составлять до 3,7 % у дизелей [2]. Как

отмечает ряд исследователей в нормальных условиях бенз(α)пирен представляет собой кристаллическое вещество, а в ОГ дизеля он может находиться в твердом, жидком и газообразном состояниях [1].

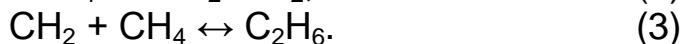
Температура плавления его 179 °С, а температура кипения 500 - 570 °С. Бенз(α)пирен загрязняет атмосферу воздуха, почву и водоемы, а также осаждается на продуктах питания и накапливается в организме человека. Органами здравоохранения установлены жесткие нормы на содержание в воздухе ПДК бенз(α)пирена: так среднесуточная ПДК в атмосферном воздухе составляет $1 \cdot 10^{-6}$ мг/м³, а в рабочей зоне $1,5 \cdot 10^{-6}$ мг/м³ [2]. По данным академика Л.М. Шабада [3], канцерогенные вещества совершают в природе круговорот. Существующие на сегодняшний день представления о химических превращениях в КС дизелей позволяют утверждать, что бенз(α)пирен образуется в процессе пиролиза углеводородных топлив. При пиролизе органических топлив, содержащих углеводороды, образуются сажистые вещества. Бенз(α)пирен является простейшим соединением сажи. Одним из основных загрязнителей окружающей среды канцерогенными веществами является автотранспорт.

По данным различных исследователей с ОГ бензиновых автомобилей в течение 1 мин выбрасывается 0,15 мг бенз(α)пирена, а дизель за то же время выбрасывает 1,7 мг. По данным других авторов [3], среднесуточная концентрация бенз(α)пирена в воздухе на крупных автомагистралях составляет около 3 мкг/100 м³ воздуха.

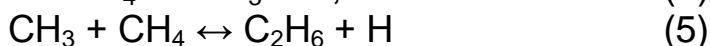
Рассмотрим процесс термического пиролиза метана, являющегося основным компонентом природного газа, в цилиндре газодизеля.

Для пиролиза характерно одновременное протекание реакций термического разложения и синтеза более сложных соединений в результате радикально-цепных химических реакций [4].

На первой стадии процесса пиролиза из молекулы метана происходит образование свободных радикалов в результате разрыва связи С – С, например метиленового CH₂ или метильного CH₃. Полученные радикалы реагируют с молекулой исходного углеводорода, чем и поддерживается цепной механизм [5].



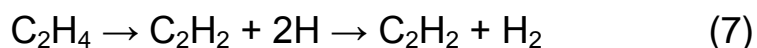
или



На второй стадии происходит дальнейшее разложение молекулы углеводорода



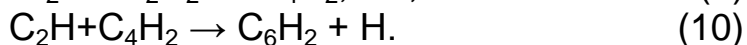
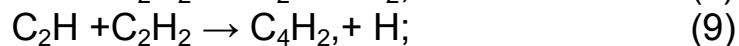
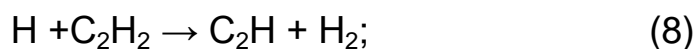
Рассмотрим третью стадию процесса пиролиза метана:



По прямой реакции образуется ацетилен - соединение с тройной углеродной связью. Обратная реакция связана с разрывом третьей углеродной связи и получением соединения с двойной углеродной связью и двумя свободными углеродными восстановителями (бирадикал ацетилена).

При дальнейшем повышении температуры в четвертой стадии процесса пиролиза ацетилен подвергается дальнейшему химическому превращению.

Одновременно с реакциями разложения, которые являются источниками получения атомарного водорода и радикала ацетилена, протекают реакции синтеза более сложных соединений по радикально-цепному механизму согласно известной теории цепных реакций академика Н.Н. Семенова:

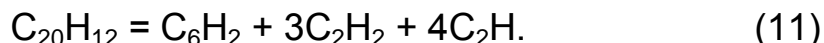


Американскими учеными при взрывном горении ацетилена, при помощи масс-спектроскопических измерений обнаружены диацетилен (C_4H_2), фенилацетилен (C_6H_2), C_8H_2 .

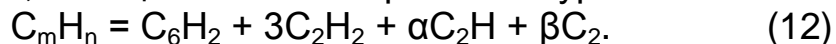
Аналогично ацетилену фенилацетилен C_6H_2 , легко вступающий в реакцию полимеризации, может образовать полирадикал, представляющий собой зародыш сажи.

Согласно концепции П. А. Теснера, молекула сажи образуется в результате дальнейшего роста зародыша сажи. В одной из стадий сажеобразования возникает бенз(α)пирен. Н.В. Лавровым, Н.Л. Стаскевичем и Г.П. Коминой предложен механизм образования молекул бенз(α)пирена из зародыша сажи по следующей схеме.

Общее стехиометрическое уравнение бенз(α)пирена имеет следующий вид:



При усложнении и развитии решетки полициклического углеводорода возникает класс соединений, называемых низкотемпературной сажой, с общим стехиометрическим уравнением

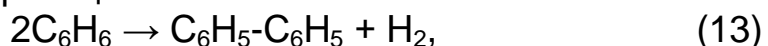


Установлено, что при сжигании природного газа содержание бенз(α)пирена в продуктах сгорания с уменьшением коэффициента избытка воздуха возрастает.

Экспериментальные исследования и практика получения сажи из жидкого топлива, а также в процессе пиролиза угля, содержащего летучие вещества, указывают на возможность получения ее при низких температурах. При разложении некоторых нефтяных углеводородов или нефтяных нефтей в процессе пиролиза был обнаружен дифенил.

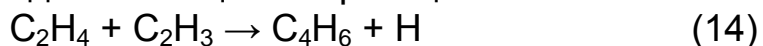
По нашим представлениям, дифенил является основным строительным блоком углеводородов, имеющих кольчатую структуру.

Дифенил образуется по реакции



Для построения молекулы бенз(α)пирена достаточно одной молекулы дифенила и двух молекул дивинила.

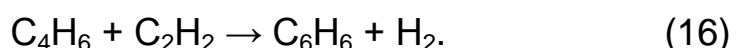
Дивинил получается по радикально-цепной реакции из этилена



и вступает в реакцию с дифенилом



С другой стороны, молекулы дивинила могут подвергаться быстрым реакциям диенового синтеза с образованием ароматических структур [5]:



Следует отметить, что реакция синтеза бенз(α)пирена с повышением давления ускоряется.

Рассмотрение теоретических основ образования бенз(α)пирена позволяет выявить методы, помогающие подавить образование этого вредного вещества.

Самым кардинальным способом уничтожения бенз(α)пирена, являющегося полициклическим углеводородом, является дополнительное дожигание его, в результате которого суммарный процесс сжигания должен проходить при $\alpha \geq 1$.

При разбавлении метана водородом радикально-цепные реакции образования бенз(α)пирена будут в значительной степени заторможены. Об этом свидетельствуют термодинамические расчеты и опытные данные.

Значительный интерес представляет зависимость выхода бенз(α)пирена от соотношения С/Н и Н/С в молекуле углеводорода. Нулевая концентрация бенз(α)пирена будет иметь место, очевидно, при сжигании чистого углерода и водорода.

Использование компримированного природного газа (КПГ) в качестве моторного топлива при переводе дизеля для работы по газодизельному циклу позволяет снизить выбросы сажи с ОГ. Тем самым достигается пропорциональное снижение выбросов бенз(α)пирена и улучшаются экологические показатели ДВС. То есть применение КПГ является одним из наиболее эффективных способов снижения содержания сажи в ОГ.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. –

2007. - №4. - С.10-13.

2. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрыбин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение" - 2009. - С. 97-104.

3. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.

4. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.

5. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

© Россохин А.В., 2018

УДК 621.794

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОСТРУКТУР ПОРШНЕВЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ ДИЗЕЛЕЙ ПОСЛЕ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ

Скрыбин М.Л. – к.т.н., доцент; e-mail: max.dvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в работе рассмотрен один из перспективных методов поверхностного упрочнения поршневых алюминиевых сплавов – микродуговое оксидирование. Показаны микроструктуры поршневых алюминиевых сплавов после микродугового оксидирования. Рассмотрены механизмы формирования оксидных слоев с учетом влияния легирующих элементов на основные характеристики поршневых алюминиевых сплавов.

Ключевые слова: поршневые алюминиевые сплавы, микродуговое оксидирование, пленочные покрытия, пленочная пористость.

STUDY OF MICROSTRUCTURE OF ALUMINUM ALLOYS PISTON DIESEL ENGINES AFTER MICRO-ARC OXIDATION

*Scriabin M. L. – candidate of technical Sciences, associate Professor;
e-mail: max.dvs@mail.ru*

Abstract: one of the promising methods of surface hardening of piston aluminum alloys – micro-arc oxidation-is considered in the paper. Shows the microstructure of piston aluminum alloy after micro-arc oxidation. Mechanisms of formation of oxide layers are considered taking into account the influence of alloying elements on the main characteristics of piston aluminum alloys.

Keywords: piston aluminum alloys, micro-arc oxidation, film coatings, film porosity.

В процессе эксплуатации дизельных двигателей, работающих при нагрузках близких к номинальным, очень часто приходится сталкиваться с проблемами высокой теплонапряженности деталей поршневой группы. Большинство поршней в современном машиностроении изготавливается из легированных сплавов на основе алюминия. К их недостаткам можно отнести низкую теплостойкость, достаточно низкий модуль упругости, высокую химическую активность, малую твердость поверхности и низкую износостойкость. Устранить недостатки такого плана можно созданием на поверхности пленок, состоящих из оксида алюминия (Al_2O_3). Это пленки обладают высокой теплостойкостью, твердостью, коррозионной стойкостью и низкой химической активностью. Одним из перспективных методов, которые позволяют получить на поверхности поршневых сплавов подобную пленку является микродуговое оксидирование (МДО), которое происходит в определенном электролите под действием микродуговых разрядов.

Данный вид поверхностной обработки определяется наличием электрохимических процессов, но характерным отличием от анодирования является использование свободной энергии электрических микроразрядов в растворе электролита. В результате такого воздействия на поверхности поршня появляются покрытия, подобные керамике. Химический состав этих пленок можно легко регулировать в очень широком диапазоне и использовать в качестве тепло- и износостойких покрытий.

Для МДО была выбрана поршневая группа дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением надвучного воздуха (Д-245.7). Химический состав поршневой группы для МДО определялся на энергодисперсионном рентгенофлуоресцентном спектрометре EDX-720P/800P. Спектрометры серии EDX предназначены для быстрого неразрушающего определения качественного и количественного элементного состава твердых и жидких образцов, порошков, гранул, пластин, плёнок. Принцип действия спектрометра основан на возбуждении флуоресцентного излучения атомов исследуемого

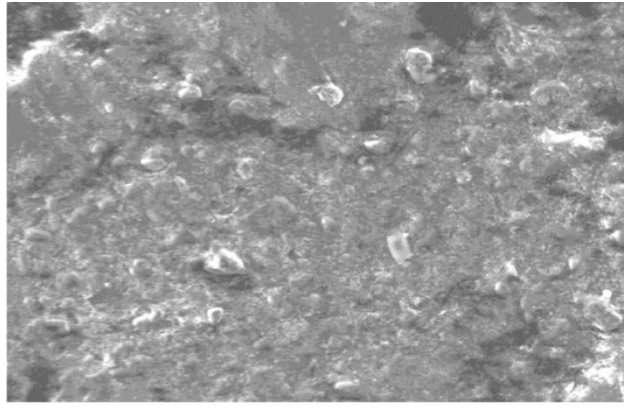
вещества излучением маломощной рентгеновской трубки. Флуоресцентное излучение от образца отбирается полупроводниковым детектором SDD-типа, где кванты различной энергии преобразуются в электрические импульсы, амплитуда которых пропорциональна энергии поглощенных квантов. Частота следования импульсов определенной амплитуды пропорциональна концентрации химического элемента в пробе.

Полученный химический анализ показал (рисунок 1), что поршни изготовлены из сплава АК4-1. Жаропрочные сплавы типа АК4-1 системы А1 – Cu – Fe – Ni по химическому и фазовому составам весьма близки к дуралюминам, но вместо марганца в качестве легирующих элементов содержат железо и никель.

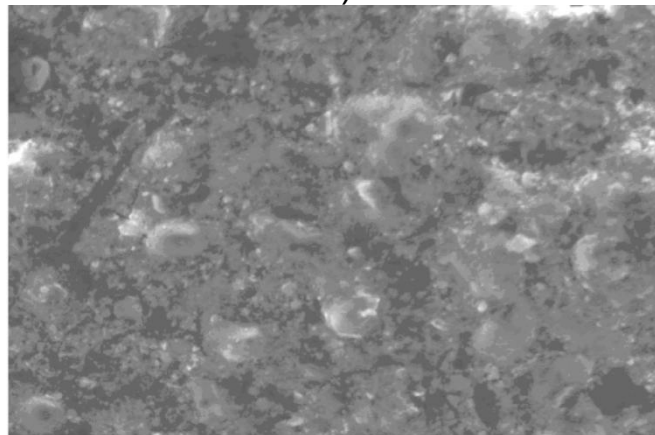
Микродуговое оксидирование поршней производили на лабораторной установке тиристорно-конденсаторного типа. Эта установка позволяет регулировать суммарную плотность ионного тока i_{Σ} и количественное соотношение катодного и анодного токов $I_{\text{K}}/I_{\text{A}}$ в широких пределах. В качестве базовой ванны использовалась ванна для нанесения гальванических покрытий с измененным на тиристорно-конденсаторный источник питания.

Микроструктурное исследование поверхности шлифа поршневого алюминиевого сплава после МДО проводилось растровым электронным микроскопом РЭМ-103-01. Данный микроскоп имеет возможность увеличения от 12 до 55000 крат. Также можно рассматривать топологию поверхности со значительной шероховатостью. Особенностью данного микроскопа является сложность изучения на нем оксидных слоев, обладающих диэлектрическими свойствами. Это связано с попаданием электрического заряда на оксидную пленку и накоплением на ней поглощенных электронов (полученная при МДО пленка обладает диэлектрическими свойствами). В результате этого отсутствует стекание заряда на заземляющий контур. На пленке появляются заряженные электронами области, что приводит к искажению изображения и значительно изменяет эмиссию электронного потока. Для обеспечения четкости растрового изображения использовалась однокадровая экспозиция. На рисунке 1 представлены микроснимки поверхностного слоя поршневого алюминиевого сплава после МДО.

На рисунке видно, что поверхность покрытия неоднородна, имеет развитый рельеф и обладает значительной шероховатостью. На ней имеются мелкие частицы, и поры. Изучение поперечных шлифов показало, что сквозной пористости в полученном покрытии нет, что может свидетельствовать о высоких защитных свойствах покрытия. Такая развитая поверхность оксидного покрытия может говорить о его высокой теплоизоляционной способности, что в целом приводит к снижению теплонапряженности поршневых групп дизельных двигателей.



а)



б)

Рисунок 1 – Морфологические особенности поршневого алюминиевого сплава после микродугового оксидирования при увеличениях $\times 200$ (а) и $\times 600$ (б)

Проведенные исследования показали, что оксидные пленки на поверхности алюминиевых сплавов, которые формируются в растворяющих оксид алюминия водных электролитах, состоят из двух основных слоев. Эти слои имеют четко выраженную границу раздела. Первый слой – барьерный - прилегает непосредственно к основному металлу. Имеет достаточно высокую плотность и характеризуется практически полным отсутствием пор. Второй слой – наружный с большой пористостью, образованной от множества микродуговых разрядов.

Размеры получаемой пористости покрытий изменяются в интервале от 0,1 до 8 мкм (рисунок 2). Строение пор разветвленное с множеством сложных ответвлений и замкнутых полостей. Покрытия, которые не содержат пор, получить нельзя. Это обусловлено характером протекания микродуговых разрядов. В определенных случаях наличие пор является положительным моментом. При работе покрытия в условиях масляного голодания, смазка входит в поры покрытия и

обеспечивает наличие постоянной масляной пленки. В поршнях дизелей влияние пористости на днище поршня на эксплуатационные свойства минимально, ввиду особенностей образования сажи в результате сгорания углеводородных топлив.

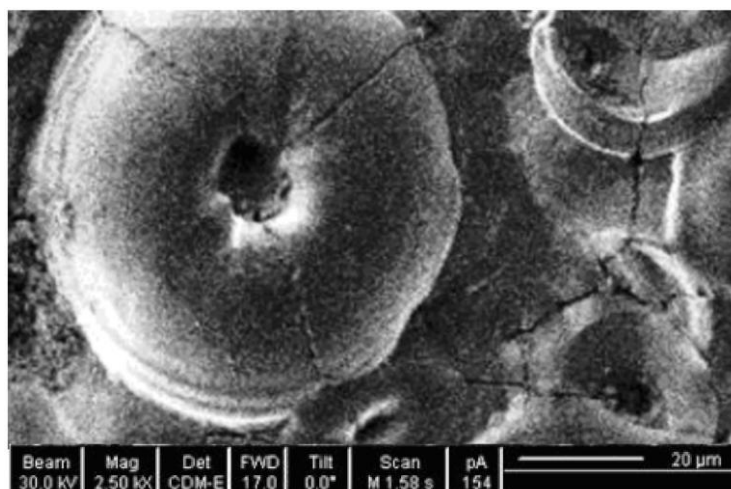


Рисунок 2 - Микрофотографии поверхности покрытий после МДО, выполненные с помощью электронного микроскопа MIRA – 3

Особенностью МДО является то, что в прикатодном слое в промежутке между жидким электролитом и поршнем возникают микродуги, локальная температура повышается и электролит закипает, начинает испаряться, образуя ионный поток электронов, имеющий очень высокую плотность. Одновременно с этим происходит интенсивный процесс электролиза, при котором образуется свободный кислород. Создаются условия для высокотемпературного окисления поверхности поршня. Поверхность днища поршня вступает в непосредственный контакт с активной средой, имеющей высокую концентрацию кислорода. Поверхность днища поршня начинает усиленно окисляться. Фазовый состав поверхности будет зависеть от количества легирующих элементов и состава жидкой фазы электролита. В результате окислирования получается защитное покрытие, которое состоит из оксидов легирующих элементов, распределенных в пластичной матрице алюминия. Образованное при МДО покрытие обладает хорошей адгезией, а также имеет неоднородную, развитую поверхность. Это обстоятельство, при отсутствии сквозных пор, является предпосылкой для высокой жаропрочности и снижению теплонапряженности поршневой группы. Исследование химического состава поверхности после МДО доказывает интенсивный массоперенос в оксидный слой элементов электролита и последующую диффузию в глубь основного

металла. Образованное на поверхности покрытие однородно, ликвации по содержанию химических элементов отсутствуют.

Полученные результаты позволяют рекомендовать использование получаемых в результате МДО оксидных пленок для защиты поршней тепловых двигателей для снижения теплонапряженности поршневых групп.

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Лиханов, В.А. Влияние применения метилового эфира рапсового масла на индикаторные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. Мосоловские чтения: материалы международной научно-практической конференции. - 2014. - С. 188-190.

3. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

4. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

5. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 97-104.

© Скрябин М.Л., 2018

УДК 621.794

**ОСНОВНЫЕ ТЕОРИИ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДНЫХ ПЛЕНОК НА
ПОРШНЕВЫХ СПЛАВАХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ОКСИДИРОВАНИИ**

Скрябин М.Л. – к.т.н., доцент; e-mail: max.dvs@mail.ru

Вятская государственная сельскохозяйственная академия,

г. Киров, Россия

Аннотация: в статье рассмотрен один из перспективных методов поверхностного упрочнения поршневых алюминиевых сплавов – микродуговое оксидирование. Рассмотрены схемы формирования барьерного и наружного слоев поверхностного покрытия в водных электролитах. Показан механизм образования границы раздела. Рассмотрено формирование слоев с большой пористостью и методами воздействия на нее. Также описана экспоненциальная зависимость плотности тока от напряженности электрического поля в поверхностной пленке основного металла. Обоснована роль микрозарядов в формировании оксидных слоев на обрабатываемой поверхности.

Ключевые слова: микродуговое оксидирование, пленочные покрытия, модели формирования пленок, пленочная пористость.

**THE BASIC THEORY OF THE FORMATION OF OXIDE FILMS ON
PISTON ALLOYS FOR DIESEL ENGINES WITH OXIDATION**

Scriabin M. L. – candidate of technical Sciences, associate Professor;

e-mail: max.dvs@mail.ru

Vyatka state agricultural Academy,

Kirov, Russia

Abstract: the article considers one of the promising methods of surface hardening of piston aluminum alloys – micro-arc oxidation. Schemes of formation of barrier and external layers of surface coating in aqueous electrolytes are considered. The mechanism of formation of the partition boundary is shown. Formation of layers with high porosity and methods of influence on it is considered. The exponential dependence of the current density on the electric field strength in the surface film of the base metal is also described. The role of micro-discharges in the formation of oxide layers on the treated surface is substantiated.

Keywords: micro-arc oxidation, film coatings, film formation models, film porosity.

В последнее время в связи с повышением удельной мощности современных двигателей внутреннего сгорания и возрастанием нагрузки на цилиндропоршневую группу остро встал вопрос о повышении

надежности поршневых алюминиевых сплавов. Кроме того, все больше транспортных средств переводится на альтернативные виды топлива, а при работе тепловых двигателей на таких топливах на поршень действуют более высокие механические (давление газов, силы инерции) и тепловые нагрузки, чем при работе на дизельном топливе. Ввиду высоких температур поверхности днища поршня, достигающих обычно более 300°C, прочность материала поршня снижается, что может привести к образованию в нем трещин [1-5].

Одним из наиболее эффективных и перспективных методов упрочнения поверхности днища поршня является технология электрического осаждения на поверхности электрохимических покрытий на основе различных композиций. Такой метод осаждения состоит в том, что из гальванической ванны на поверхность днища поршня осаждаются неметаллические включения: бориды, сульфиды, карбиды, оксиды, и т.д. Включения таких материалов в основное покрытие существенно изменяет его основные свойства, увеличивая тепло- и износостойкость. Основным недостатком данных электрохимических покрытий - низкая производительность и токсичность технологических процессов.

Микродуговое оксидирование (МДО) – еще один эффективный и перспективный вид упрочнения поршневых алюминиевых материалов, заключающийся в непосредственной поверхностной обработке. Основа данного процесса взята с электрохимического процесса анодирования поверхности, но сам процесс МДО имеет некоторые принципиальные особенности. С помощью микродугового оксидирования можно получать перспективные покрытия с множеством функций, которые имеют комплекс свойств, кардинально отличающихся от основного материала. К таким свойствам относятся теплостойкость, износостойкость, коррозионностойкость и некоторые другие. Это особенно важно для поршневых алюминиевых сплавов, работающих в условиях повышенных температур и давлений. Именно эти свойства определяют надежность функционирования поршневых сплавов в условиях повышенных нагрузок и высокой «жесткости» рабочего процесса.

Характерным принципиальным отличием МДО от подобных электрохимических процессов является наличие в технологическом процессе формирования рабочего покрытия поршня микрозарядов. Получаемые микрозаряды находятся около рабочей плоскости поршня и оказывают специфическое, принципиальное воздействие на получаемое покрытие. В результате данного воздействия осаждаются неметаллические включения и структура оксидных слоев поверхности поршня имеет принципиальное отличие от обычных пленок, получаемых при анодировании. Кроме того, процесс микродугового оксидирования отличается высокой экологичностью и отсутствием высокой

трудоемкости проведения начальной подготовки рабочей поверхности в начале технологического процесса. Также для получения особых свойств днища поршня не требуется получения толстых поверхностных покрытий, что значительно сказывается на основном времени оксидирования.

Известные работы в большинстве носят исследовательский или прикладной характер, а теоретические разработки по механизму МДО практически отсутствуют. В целом количество работ, посвященных МДО-воздействию на поверхность металлических материалов постоянно растет, что характеризует данный процесс упрочнения как перспективный и далеко идущий. Задачи данной работы – обобщить и структурировать основные модели формирования оксидных пленок в процессе МДО.

Исследования показали, что оксидные пленки на поверхности алюминиевых сплавов, которые формируются в растворяющих оксид алюминия водных электролитах, состоят из двух основных слоев. Эти слои имеют четко выраженную границу раздела. Первый слой – барьерный - прилегает непосредственно к основному металлу. Имеет достаточно высокую плотность и характеризуется практически полным отсутствием пор. Второй слой – наружный с большой пористостью, образованной от множества микродуговых разрядов.

Основной характеристикой, от которой зависит скорость формирования оксидных слоев, согласно классической теории, является плотность ионного тока i_u , представляющая собой физическую величину, силы электрического тока, который протекает через единицу площади поверхности. Плотность тока экспоненциально зависит от напряженности электрического поля E в поверхностной пленке основного металла. Кроме того, важнейшим показателем является толщина барьерного слоя h , от которого зависит качество оксидированной поверхности основного металла.

$$h = \frac{\beta \cdot U}{\ln i_u - \ln \alpha} = m_{\bar{oc}} \cdot U ,$$

где $m_{\bar{oc}}$ – эффективная скорость роста барьерного слоя в основном металле при постоянной плотности ионного тока i_u в гальваностатическом режиме;

U - падение напряжения на плёнке.

В настоящее время не существует однозначных теорий и единого механизма формирования структуры покрытий во время МДО. Но, на наш взгляд, основными являются модели коллоидно-электрохимическая, физико-геометрическая и плазменная.

Рассматривая наглядную физико-геометрическую модель Келлера можно отметить, что в начальный момент времени при микродуговом оксидировании на поверхности основного металла возникает барьерный

слой. Его формирование на начальном этапе происходит, в активных центрах на поверхности основного металла. Из образовавшихся активных центров растут полусферические линзообразные микроячейки, которые впоследствии срастаются в однородный барьерный слой. Согласно теории замкнутых множеств начинает образовываться мозаика, в которой соприкасающиеся шесть ячеек образуют форму гексагональной призмы, в основании которой лежит полусфера. В результате влияния местных и множественных воздействий ионов в однородном барьерном слое начинают зарождаться поры, находящиеся в центре ячеек. Количество пор будет пропорционально падению напряжения на оксидной пленке. В центре ячейки барьерный слой становится меньше и в результате этого увеличивается напряженность поля. В этот момент происходит увеличение плотности ионного тока с одновременным увеличением скорости оксидирования. Рост температуры в канале поры способствует ее уменьшению, в результате чего, образуется равновесная динамическая система, удерживающая толщину барьерного слоя в четких границах.

На рисунке 1 представлена схема идеальной структуры пористой оксидной пленки при микродуговом оксидировании. Представленная схема полностью отвечает представлениям физико-геометрической модели Келлера.

Рассматривая данную модель можно выделить следующие основные положения:

- пористая оксидная пленка представляет собой плотноупакованные оксидные ячейки, имеющие форму призмы, в основе которой лежит шестиугольник (гексагональная призма);

- оксидные ячейки имеют нормальную ориентацию к поверхности металла;

- в центре элементарной ячейки присутствует одна пора, которая представляет собой канал, размер которого определяется составом электролита, химическим составом основного металла и электрическими параметрами процесса оксидирования (на рисунке 1 - 35 нм);

- основой оксидной ячейки является барьерный слой беспористого типа (на рисунке 1 – 0,145 мкм). Этот слой имеет ячеистую структуру. Размеры сопряженных ячеек совпадают;

- в процессе микродугового оксидирования начало формирования ячеек происходит с образования барьерного слоя, переходящего в пористый. В процессе МДО происходит удлинение пор, из-за того, что дно пор (поверхность барьерного слоя) подвергается постоянному травлению электролитом.

Следующая теория рассматривает оксидные пленки как коллоидные образования (теория А. Д. Богоявленского). Согласно этой теории образование пор в пленке является следствием их роста, а анодный

оксид представляет собой ориентированный электрическим полем гель оксида металла коллоидно-полимерной природы. Этот гель существует на базе бемитно-гидраргиллитных цепей ($\text{AlOOH} - \text{Al}(\text{OH})_3$).

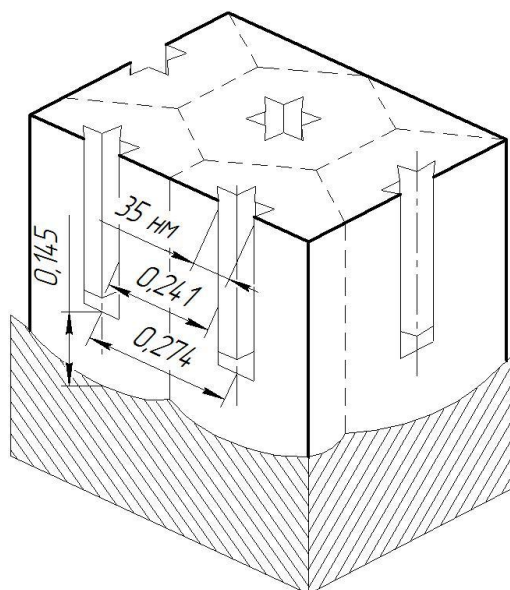


Рисунок 1 - Схематическое изображение идеальной структуры (согласно физико-геометрической модели Келлера)

В результате химических реакций на активных центрах анода возникает множество мелкодисперсных частиц (мононы) - зародыши будущих мицелл. С течением времени мононы растут и постепенно достраиваются до полион, которые представляют собой волокнистые палочкообразные мицеллы коллоидной степени дисперсности. Эти мицеллы и образуют скелет геля оксида алюминия.

В сформированный скелет внедряются анионы разогретого электролита, причем в это время происходит частичная потеря гидратной оболочки. Адсорбция анионов и воды, осуществляемая благодаря их доставке по межмицеллярным порам, обуславливает отрицательный заряд монон и мицелл, заставляя их плотно прижиматься к аноду и срачиваться с металлом, препятствуя слиянию мицелл в беспористый слой. Размеры элементарных ячеек Келлера практически равны размерам мицелл геля $\text{Al}(\text{OH})_3$. Структура анодного оксида, который формируется в соответствии с рассмотренной моделью, показана на рисунке 2.

Субмикропоры и микропоры образуют межмононные и межмицеллярные пространства. Мицеллы могут скручиваться так, что пористый слой напоминает сноповидные образования, субволокна которых диаметром 15...60 нм построены из цепеобразно расположенных моно- и тригидратов оксида алюминия аморфной

структуры, в которую внедрены электролитные группы (структурные анионы), участвующие в процессе образования оксидного покрытия и определяющие некоторые свойства анодных оксидов. В целом, с точки зрения коллоидно-мицеллярной теории, анодная оксидная пленка на алюминии состоит в основном из частиц гидроксидов алюминия коллоидной степени дисперсности, образующих неорганический полимер.

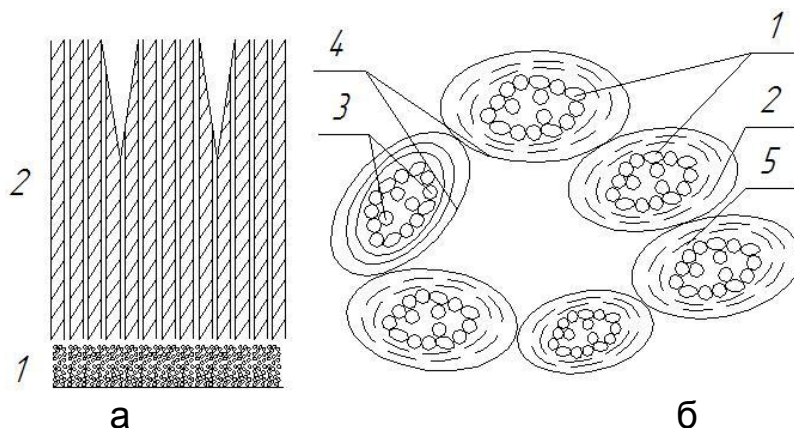


Рисунок 2 - Структура оксидной пленки согласно коллоидно-электрохимической теории: а – формирование слоев при оксидировании: 1 – барьерный слой; 2 – пористый слой; б – схема образования палочкообразных мицелл коллоидной степени дисперсности: 1 – мономеры; 2 – агломератмономерполимеры; 3 – мицеллы; 4 – субмикропоры; 5 – микропоры.

Теория окисления с образованием плазмы в зоне оксидирования (плазменная теория) объясняет большинство вопросов, которые связаны с появлением характерного свечения при микродуговом оксидировании. Исходя из плазменной теории, постоянно существующего барьерного слоя нет – в момент отключения тока происходит его полимеризация из примыкающего непосредственно к аноду тончайшего слоя плазмы (количество ионизированного газа в этот момент достигает максимума). Поток этого газа постоянно находится в состоянии бурления и обновления. Схема плазменной теории показана на рисунке 3. Здесь можно выделить 3 основных стадии.

Стадия № 1:

- ионизация Al на аноде- $\text{Al} \rightarrow \text{Al}^{3+}_{\text{aq}} + 3\text{e}^-$;
- образование ядра оксида- $2\text{Al}^{3+}_{\text{aq}} + 6\text{OH}^- \rightarrow \text{Al}_2\text{O}_3 + 3\text{H}_2\text{O}$;
- полимеризация ядер- $n\text{Al}_2\text{O}_3 \rightarrow [\text{Al}_2\text{O}_3]_n$.

Стадия № 2:

- частичная гидратация оксида $\text{Al}^{3+} + 3\text{OH}^- \rightarrow \text{Al}(\text{OH})_3$; $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Al}(\text{OH})_3 \rightarrow 3\text{HAlO}_2$ (входит в ядро вместе с Al_2O_3).

Стадия № 3:

- после включения тока концентрированные на частицах анионы создают препятствие их слиянию потока в общий сплошной слой.

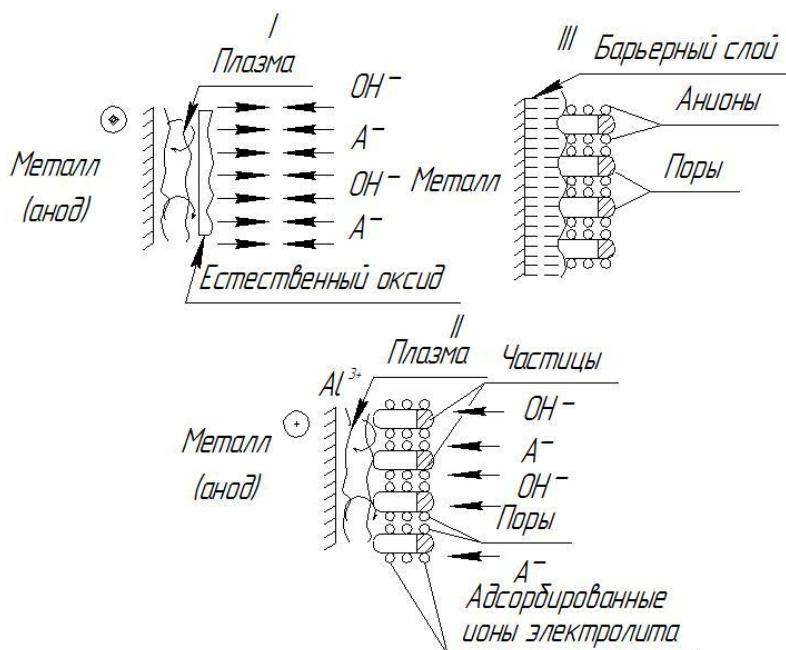


Рисунок 3 – Схема плазменной модель образования оксидных слоев при МДО

Плазменная теория подтверждается рядом фактов:

- наличие нетеплового свечение вещества, которое происходит после поглощения определенного количества внешней энергии (люминесцентное свечение). Для данного свечения характерна зависимость «яркость – напряжение». Своеобразный спектр токовых шумов соответствует потоку ионизированного газа тлеющего разряда высокого давления;

- наличие плазмы объясняет быструю скорость полимеризацию фазового оксида алюминия, разнородность параметров получаемого анодного оксида по толщине (в зоне воздействия происходит уплотнение металла) и нормальную ориентацию полионов к поверхности основного металла;

- добавки, вводимые в электролит, делают оксид практически непрозрачным и гасят свечение. в результате этого создается впечатление, что свечение происходит под оксидной пленкой.

Рассматривая предложенные теории формирования поверхностного слоя при микродуговом оксидировании и сопоставляя их с результатами проведенных экспериментов, нельзя в той или иной мере выделить единый механизм получения оксидных слоев. Механизмы реализации микродуговых разрядов и роста оксидных покрытий в граничных областях достаточно сложные и требуют комплексных теорий,

учитывающих коллоидно-электрохимическую, физико-геометрическую и плазменную модели.

Состав и внутренняя структура пленочных оксидных слоев, вне зависимости от теории образования, определяются локальными условиями их формирования. Важную роль играет состав электролита. Его компоненты входят в структурное оксидное покрытие, параметры которого задаются источником тока и режимом технологического воздействия микрозарядов на поверхность.

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Лиханов, В.А. Влияние применения метилового эфира рапсового масла на индикаторные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков // Актуальные вопросы совершенствования технологии производства и переработки продукции сельского хозяйства. Мосоловские чтения: материалы международной научно-практической конференции. - 2014. - С. 188-190.

3. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

4. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

5. Лопатин, О.П. Расчет констант скоростей реакций термической диссоциации при сгорании углеводородных топлив в цилиндре дизеля / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин, А.Н. Чувашев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания:

материалы II Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 97-104.

© Скрябин М.Л., 2018

УДК 621.436

**САЖЕСОДЕРЖАНИЕ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ
ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ**

Торопов А.Е. - к.т.н., доцент

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в работе представлены результаты экспериментальных исследований по применению альтернативных топлив в дизеле 4Ч 11,0/12,5. Рассмотрено влияние применения альтернативного топлива на сажесодержание в цилиндре дизеля.

Ключевые слова: дизельный двигатель; альтернативное топливо; метано-топливная эмульсия, сажа, процесс горения.

**SAGITTARIANIN THE CYLINDER OF DIESEL OPERATING
ON ALTERNATIVE FUEL**

Toropov A.E. - candidate of technical science, assistant professor

Vyatka state agricultural academy, Kirov, Russia

Abstract: The paper presents the results of experimental studies on the use of alternative fuels in diesel 4H11,0/12,5. The influence of the use of alternative fuel on soot content in the cylinder of a diesel engine.

Keywords: diesel engine; alternative fuel; methanol-fuel emulsion, soot, combustion process.

Одним из способов снижения содержания сажи в отработавших газах (ОГ) дизельных двигателей является применение в качестве альтернативного моторного топлива, метано-топливной эмульсии (МТЭ). На базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятской ГСХА были проведены исследования влияния применения альтернативного моторного топлива, метано-топливной эмульсии, на показатели процесса сгорания, массовую и относительную концентрации сажи в цилиндре 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного угла опережения впрыскивания топлива (УУОВТ) [1-5].

Используя программу для определения массовой C и относительной r концентрации сажи в цилиндре дизельного двигателя нами были рассчитаны значения массовой C и относительной

концентрации сажи в цилиндре дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на альтернативном моторном топливе в зависимости от угла п.к.в.

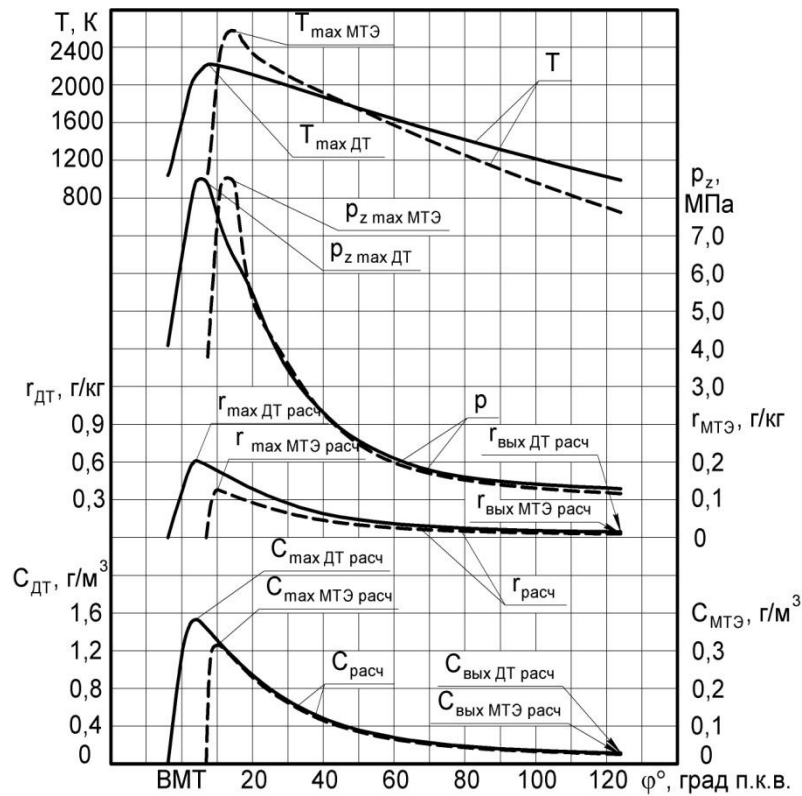
Влияние применения альтернативного моторного топлива на показатели сажесодержания, осредненную температуру газов и давление в цилиндре дизельного двигателя в зависимости от угла п.к.в. на номинальном режиме работы ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,64 \text{ МПа}$), на оптимальных УУОВТ представлено на рисунке 1.

Расчетное значение массовой $C_{\text{дт расч}}$ и расчетное значение относительной $\gamma_{\text{дт расч}}$ концентрации сажи при работе на дизельном топливе (ДТ) достигают своего максимума через $\varphi_{C_{\text{max дт расч}}} = 4,0^\circ$ п.к.в. после В.М.Т.

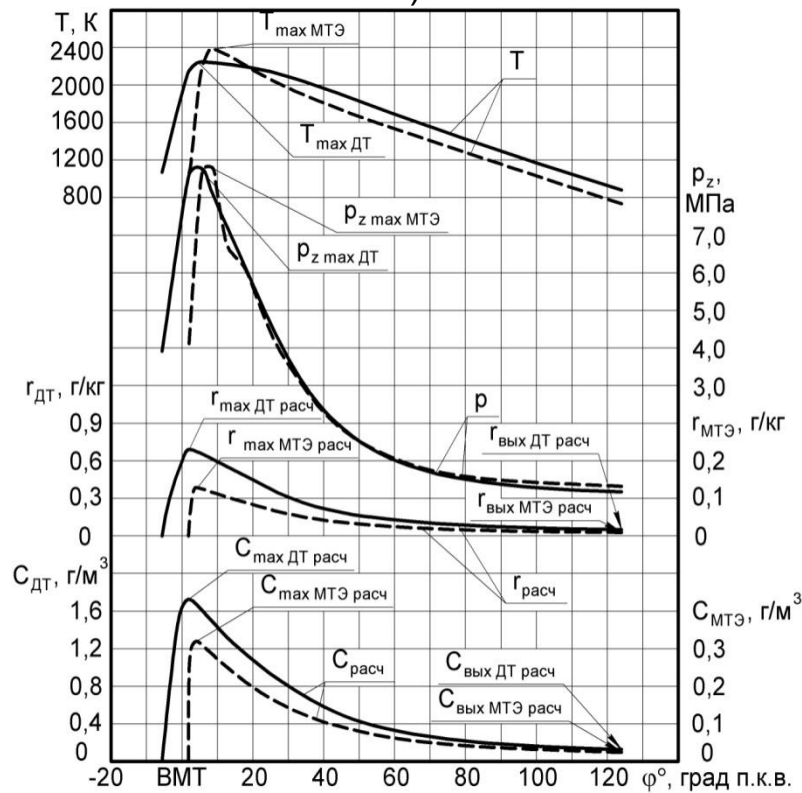
Максимум расчетной массовой концентрации сажи $C_{\text{max дт расч}}$ имеет значение $1,53 \text{ г/м}^3$, а максимальное значение расчетной относительной концентрации сажи $\gamma_{\text{max дт расч}} = 0,62 \text{ г/кг}$. Затем процесс выгорания сажи начинает доминировать над процессом образования сажи, и концентрация сажевых частиц уменьшается до $C_{\text{вых дт расч}} = 0,115 \text{ г/м}^3$ и $\gamma_{\text{вых дт расч}} = 0,046 \text{ г/кг}$ ($\varphi_{\text{вых}} = 124,0^\circ$ п.к.в. после В.М.Т.). Расчетное значение массовой $C_{\text{дт расч}}$ и расчетное значение относительной $\gamma_{\text{дт расч}}$ концентрации сажи уменьшаются в 13,5 раз. Максимальное значение осредненной температуры цикла $T_{z \text{ max}}$ достигает своего максимума при $\varphi_{Tz \text{ max}} = 7,5^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и составит 2220 К. Максимальное значение давления сгорания $p_{z \text{ max}}$ достигает своего максимума при $\varphi_{pz \text{ max}} = 5,5^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и составляет 8,51 МПа.

При работе на альтернативном моторном топливе расчетная массовая $C_{\text{мтэ расч}}$ и расчетная относительная $\gamma_{\text{мтэ расч}}$ концентрации сажи достигают своего максимума через $\varphi_{C_{\text{max мтэ расч}}} = 10^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. Максимальное значение расчетной массовой концентрации сажи $C_{\text{max мтэ расч}}$ имеет значение $0,315 \text{ г/м}^3$, а максимальное значение расчетной относительной концентрации сажи $\gamma_{\text{max мтэ расч}} = 0,127 \text{ г/кг}$.

Далее процесс выгорания частиц сажи начинает доминировать над процессом образования частиц сажи, и концентрация частиц сажи снижается до $C_{\text{вых мтэ расч}} = 0,025 \text{ г/м}^3$ и $\gamma_{\text{вых мтэ расч}} = 0,010 \text{ г/кг}$ ($\varphi_{\text{вых}} = 124^\circ$ п.к.в. после В.М.Т.). Расчетные значения массовой $C_{\text{мтэ расч}}$ и относительная $\gamma_{\text{мтэ расч}}$ концентрации сажи снижаются в 12,6 раз. Максимальное значение осредненной температуры цикла $T_{z \text{ max}}$ достигает своего максимального значения при $\varphi_{Tz \text{ max}} = 14^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и равна 2580 К. Максимальное значение давления сгорания достигает $p_{z \text{ max}}$ своего максимума при $\varphi_{pz \text{ max}} = 13^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и равно 8,54 МПа.



а)



б)

Рисунок 1 - Изменение показателей процесса сгорания и сажесодержания в цилиндре дизеля при работе на альтернативном моторном топливе в зависимости от угла п.к.в. на оптимальных УУОВТ:

а) $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,64 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,69 \text{ МПа}$;
— - ДТ; — — - МТЭ

Сравнивая показатели сажесодержания в цилиндре дизельного двигателя при переходе с традиционного дизельного топлива на альтернативное моторное топливо, рассмотрим значения массовой S и относительной γ концентрации сажи в цилиндре для одинакового положения коленчатого вала. При положении коленчатого вала, соответствующего $\varphi = 16^\circ$ п.к.в. после В.М.Т., при работе на традиционном топливе расчетное значение относительной концентрации сажи составляет $\gamma_{\text{дт расч}} = 0,476 \text{ г/кг}$, а расчетное значение массовой концентрации сажи имеет значение $S_{\text{дт расч}} = 1,18 \text{ г/м}^3$. При переходе на альтернативное моторное топливо расчетное значение относительной концентрации сажи составляет $\gamma_{\text{мтэ расч}} = 0,106 \text{ г/кг}$, а расчетное значение массовой концентрации сажи имеет значение $S_{\text{мтэ расч}} = 0,264$. Расчетное значение относительной $\gamma_{\text{мтэ расч}}$ и расчетное значение массовой концентрации $S_{\text{мтэ расч}}$ сажи в цилиндре дизельного двигателя при работе на альтернативном моторном топливе при $\varphi = 16^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. снижаются в 2,5 раза. Начало видимого горения сопровождается началом образования сажи в цилиндре дизельного двигателя, т.е. сажа начинает образовываться моментально, как только появляется устойчивый фронт пламени.

Влияние применения альтернативного моторного топлива на показатели сажесодержания, осредненную температуру газов, и давление в цилиндре дизельного двигателя в зависимости от угла п.к.в. на номинальном режиме работы, на оптимальных значениях УУОВТ представлено на рисунке 1, б.

Максимум расчетной массовой концентрации сажи $S_{\text{max дт расч}}$ при работе на ДТ имеет значение $1,73 \text{ г/м}^3$, а максимум расчетной относительной концентрации сажи $\gamma_{\text{max дт расч}}$ составляет $0,70 \text{ г/кг}$. Далее процесс выгорания сажевых частиц начинает доминировать над процессом образования сажи, и концентрация сажи снижается до $S_{\text{вых дт расч}} = 0,129 \text{ г/м}^3$ и $\gamma_{\text{вых дт расч}} = 0,052 \text{ г/кг}$ ($\varphi_{\text{вых}} = 124^\circ$ п.к.в. после В.М.Т.). Расчетная массовая $S_{\text{дт расч}}$ и расчетная относительная $\gamma_{\text{дт расч}}$ концентрации сажи снижаются в 13,5 раза. Максимальная осредненная температура цикла $T_{z \text{ max}}$ достигает своего максимального значения при $\varphi_{Tz \text{ max}} = 5,5^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и равна 2240 К . Максимальное давление сгорания $p_{z \text{ max}}$ достигает своего максимального значения при $\varphi_{pz \text{ max}} = 4,0^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и равно $8,81 \text{ МПа}$.

При работе на альтернативном моторном топливе расчетные массовая $S_{\text{мтэ расч}}$ и относительная $\gamma_{\text{мтэ расч}}$ концентрации сажи достигают своего максимального значения через $\varphi_{S_{\text{max мтэ расч}}} = 4,0^\circ$ п.к.в. после

В.М.Т.. Максимальное значение расчетной массовой концентрации сажи $C_{\text{max мтэ расч}}$ имеет значение $0,320 \text{ г/м}^3$, а максимальное значение расчетной относительной концентрации сажи $\gamma_{\text{max мтэ расч}}$ составляет $0,129 \text{ г/кг}$. Затем процесс выгорания сажевых частиц начинает доминировать над процессом образования сажи, и концентрация сажи уменьшается до $C_{\text{вых мтэ расч}} = 0,024 \text{ г/м}^3$ и $\gamma_{\text{вых мтэ расч}} = 0,009 \text{ г/кг}$ ($\varphi_{\text{Свых}} = 124^\circ$ п.к.в. после В.М.Т.). Расчетная массовая $C_{\text{мтэ расч}}$ и расчетная относительная $\gamma_{\text{мтэ расч}}$ концентрации сажи уменьшаются в 13,5 раз. Максимум осредненной температуры цикла $T_{z \text{ max}}$ достигается при $\varphi_{Tz \text{ max}} = 8,5^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и равна 2390 К . Максимальное давление сгорания $p_{z \text{ max}}$ достигает своего максимального значения при $\varphi_{pz \text{ max}} = 7,5^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. и составит $8,85 \text{ МПа}$.

Сопоставляя показатели сажесодержания в цилиндре дизеля при переходе с ДТ на альтернативное моторное топливо, рассмотрим значения массовой C и относительной γ концентрации сажи в цилиндре для одинакового положения коленчатого вала. При положении коленчатого вала, соответствующего $\varphi = 10^\circ$ п.к.в. после В.М.Т., при работе на ДТ расчетное значение относительной концентрации сажи достигает $\gamma_{\text{дт расч}} = 0,625 \text{ г/кг}$, а расчетное значение массовой концентрации сажи составит $C_{\text{дт расч}} = 1,55 \text{ г/м}^3$. При переходе на альтернативное моторное топливо расчетное значение относительной концентрации сажи примет значение $\gamma_{\text{мтэ расч}} = 0,119 \text{ г/кг}$, а расчетное значение массовой концентрации сажи составит $C_{\text{мтэ расч}} = 0,295$. Расчетное значение относительной $\gamma_{\text{мтэ расч}}$ и расчетное значение массовой концентрации $C_{\text{мтэ расч}}$ сажевых частиц в цилиндре дизельного двигателя при работе на альтернативном моторном топливе при $\varphi = 10^\circ$ п.к.в. после В.М.Т. снижаются в 2,5 раза.

Литература

1. Лиханов, В.А. Снижение выбросов сажи с отработавшими газами дизелей путем применения альтернативных топлив / В.А. Лиханов, А.В. Россохин, А.И. Чупраков // Тракторы и сельхозмашины. - 2012. - № 9. - С. 13-16.
2. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.
3. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.
4. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин,

А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2017. - Т. 16. № 4. - С. 166-172.

© Торопов А.Е., 2018

УДК 621.436

СОДЕРЖАНИЕ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ УСТАНОВОЧНО УОВТ

Торопов А.Е. – к.т.н., доцент

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В работе представлены результаты экспериментальных исследований по применению альтернативных топлив в дизеле 4Ч 11,0/12,5. Рассмотрены влияние установочного угла опережения впрыскивая топлива на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля.

Ключевые слова:дизельный двигатель; альтернативное топливо; метанола-топливная эмульсия, сажа, токсичность.

CONTENTS OF TOXIC COMPONENTS IN DIESEL WASTE GASES BY CHANGING INSTALLATION UOVT

Toropov A.E. - candidate of technical science, assistant professor

Vyatka state agricultural academy, Kirov, Russia

Abstract: The paper presents the results of experimental studies on the use of alternative fuels in diesel 4H11,0/12,5. The effect of the setting angle of the fuel injection on the maintenance of toxic components in the exhaust gases of the diesel engine is considered.

Keywords: diesel engine; alternative fuel; methanol-fuel emulsion, soot, toxicity.

Разработка транспортных средств, работающих на альтернативных видах моторного топлива (МТ) созданного не из нефти, улучшение качества, эффективных и экологических показателей двигателей являются на сегодня одними из основных задач мирового двигателестроения [1-5].

В качестве альтернативного МТ для двигателей внутреннего сгорания(ДВС), в первую очередь для дизельных двигателей, возможно

использование метилового спирта (метанола), который имеет нефтепродуктовое происхождение, и в условиях дефицита, может быть получен из любого газообразного топлива, а также из пищевых и сельскохозяйственных отходов. Использование метанола может также значительно снизить дымность и токсичность отработавших газов (ОГ) дизелей.

Наиболее простым, дешевым и доступным способом применения метанола в качестве МТ в существующих дизелях в настоящее время является его использование в виде эмульсии. Указанный способ позволяет экономить дизельное топливо (ДТ), не требует значительных затрат на внесение конструктивных изменений и дополнений, и может быть реализован в двигателях, уже находящихся в эксплуатации.

На базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов в Вятской ГСХА были проведены исследования влияния метанола-топливной эмульсии (МТЭ) на эффективные и экологические показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на различных установочных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ).

На рисунке 1 представлено содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя, в зависимости от изменения УОВТ для номинальной частоты вращения $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ (а) и частоты вращения максимального крутящего момента $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ (б) при работе на ДТ и на спиртовой эмульсии.

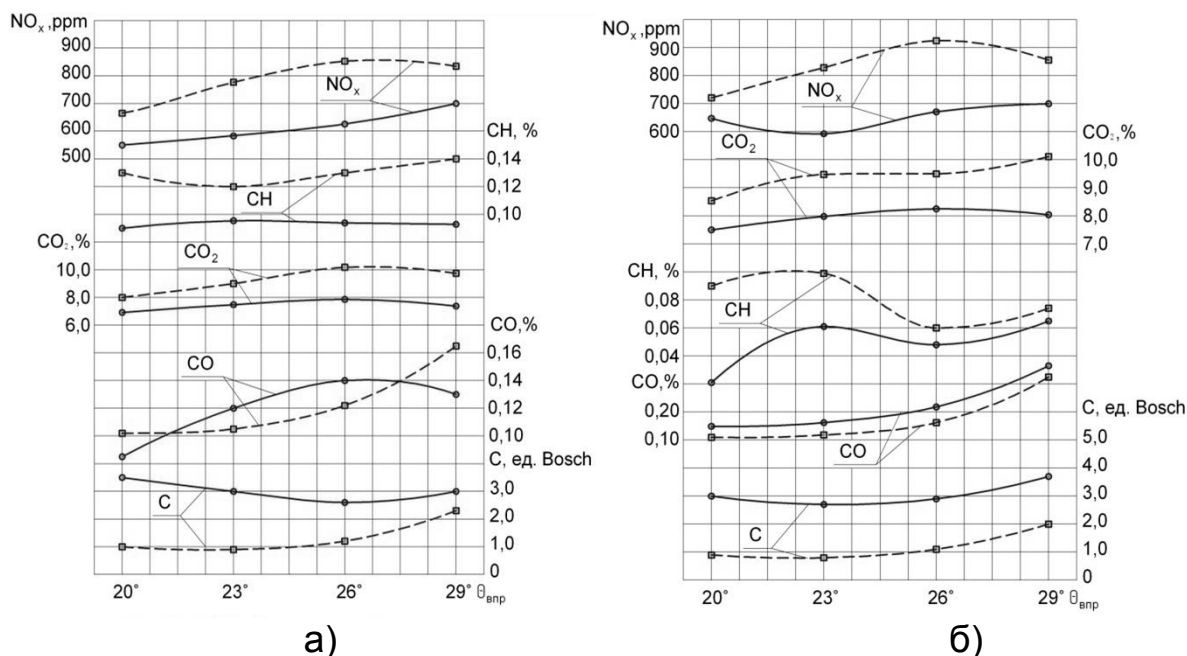


Рисунок 1 - Влияние применения МТЭ на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ:
 а) $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,064 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,069 \text{ МПа}$;
 —○—○—○ - ДТ, —□—□—□ - МТЭ

Как видно из графиков при работе на эмульсии при установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 20^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ содержание угарного газа (СО) в ОГ составляет 0,102%, углекислого газа (CO_2) - 8,0%, содержание углеводородов (СН) - 0,129%, оксидов азота (NO_x) - 665 ppm, сажи (С) - 1,0 ед. по шкале Бош. На частоте максимального крутящего момента $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ содержание СО в ОГ составляет 0,108%, CO_2 - 8,54%, содержание СН - 0,090%, NO_x - 721 ppm, С - 0,9 ед. по шкале Бош. Для установочного УОВТ $\Theta_{впр} = 20^\circ$ характерна неустойчивая работа и нестабильность рабочего процесса.

При УУОВТ $\Theta_{впр} = 23^\circ$, на номинальной частоте вращения коленчатого вала при работе двигателя на спиртовой эмульсии содержание оксидов азота в ОГ составляет 774 ppm. Для двигателя работающего на традиционном топливе - 583 ppm. Таким образом разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на спиртовой эмульсии составляет 191 ppm. Содержание несгоревших углеводородов при работе на спиртовой эмульсии составляет 0,120 %, а при работе на ДТ - 0,086 %. Следовательно разница между спиртовой эмульсией и традиционным топливом составляет 0,034 %. Содержание в ОГ CO_2 при работе на спиртовой эмульсии составляет 9,0%, а при работе на ДТ - 7,48%. Следовательно, разница между двигателем работающем на спиртовой эмульсии и двигателем работающем на ДТ равна 1,52 %.

Содержание угарного газа в отработавших газах при работе на эмульсии спирта и ДТ составляет 0,105 %, а при работе на ДТ - 0,120 %. Разница между двигателем работающем на эмульсии и двигателем работающем на ДТ составляет 0,015 %. Содержание сажи при работе двигателя на эмульсии составляет 0,9 ед. по шкале Бош, а при работе на ДТ - 3,0 ед. по шкале Бош. Следовательно, разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на альтернативном топливе равна 2,1 ед. по шкале Бош, т.е. снижение содержания сажи при работе на эмульсии составляет 70,0 %.

На частоте соответствующей максимальному крутящему моменту $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ при работе двигателя на альтернативном топливе содержание оксидов азота в ОГ составляет 839 ppm, а при работе на ДТ - 593 ppm. Следовательно, разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на альтернативном топливе составляет 246 ppm. Содержание несгоревших углеводородов при работе двигателя на эмульсии составляет 0,099 %, а при работе на ДТ - 0,061 %. Следовательно разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на эмульсии составляет 0,038 %. Содержание в ОГ CO_2 при работе на эмульсии составляет 9,48%, а при работе на ДТ - 7,98%. Следовательно, разница между двигателем

работающем на эмульсии и двигателем работающем на ДТ равна 1,5 %. Содержание СО в ОГ при работе на эмульсии составляет 0,118 %, а при работе на ДТ - 0,162 %. Разница между двигателем работающем на эмульсии и двигателем работающем на ДТ составляет 0,044 %, т.е. снижение составляет 27,2 %. Содержание сажи при работе двигателя на эмульсии составляет 0,8 ед. по шкале Бош, а при работе на ДТ - 2,7 ед. по шкале Бош. Следовательно, разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на эмульсии равна 1,9 ед. по шкале Бош, т.е. снижение содержания сажи при работе на эмульсии составляет 70,4 %.

На УУОВТ $\Theta_{впр} = 26^\circ$, на номинальной частоте вращения коленчатого вала при работе двигателя на альтернативном топливе содержание оксидов азота в ОГ составляет 853 ppm. Для двигателя работающего на ДТ - 636 ppm. Таким образом разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на альтернативном топливесоставляет 217 ppm. Содержание несгоревших углеводородов при работе на альтернативном топливе составляет 0,130 %, а при работе на ДТ - 0,069 %. Следовательно разница между альтернативном топливе и ДТ составляет 0,061 %. Содержание в ОГ CO_2 при работе на альтернативном топливе составляет 10,18%, а при работе на ДТ - 7,86 %. Следовательно, разница между двигателем работающем на альтернативном топливе и двигателем работающем на ДТ равна 2,32 %. Содержание угарного газ в ОГ при работе на альтернативном топливе составляет 0,121 %, а при работе на ДТ - 0,140 %. Разница между двигателем работающем на альтернативном топливеи двигателем работающем на ДТ составляет 0,019 %. Содержание сажи при работе двигателя на альтернативном топливе составляет 1,2 ед. по шкале Бош, а при работе на ДТ - 2,6 ед. по шкале Бош. Следовательно, разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на альтернативном топливеравна 1,4 ед. по шкале Бош, т.е. снижение содержания сажи при работе на альтернативном топливе составляет 53,8 %.

На частоте максимального крутящего момента $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ при работе двигателя на альтернативном топливе содержание оксидов азота в ОГ составляет 925 ppm, а при работе на ДТ - 671 ppm. Следовательно, разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на альтернативном топливе составляет 254 ppm. Содержание СН при работе двигателя на альтернативном топливе составляет 0,060 %, а при работе на ДТ - 0,048 %. Следовательно разница между двигателем работающем на ДТ и двигателем работающем на альтернативном топливе составляет 0,012 %. Содержание в ОГ CO_2 при работе на альтернативном топливе составляет 9,50 %, а при работе на ДТ - 8,52 %. Следовательно, разница

между двигателем работающим на альтернативном топливе и двигателем работающим на ДТ равна 0,98 %. Содержание СО в ОГ при работе на альтернативном топливе составляет 0,162 %, а при работе на ДТ - 0,218 %. Разница между двигателем работающим на альтернативном топливе и двигателем работающим на ДТ составляет 0,056 %, т.е. снижение составляет 25,7 %. Содержание сажи при работе двигателя на альтернативном топливе составляет 1,1 ед. по шкале Бош, а при работе на ДТ - 2,9 ед. по шкале Бош. Следовательно, разница между двигателем работающим на ДТ и двигателем работающим на альтернативном топливе равна 1,8 ед. по шкале Бош, т.е. снижение содержания сажи при работе на альтернативном топливе составляет 62,1 %.

При УУОВТ $\Theta_{впр} = 29^\circ$, номинальной частоте вращения коленчатого вала при работе на эмульсии содержание СО в ОГ составляет 0,165 %, CO_2 - 9,74 %, содержание СН - 0,140 %, NO_x - 835 ppm, сажи - 2,3 ед. по шкале Бош. На частоте максимального крутящего момента $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ содержание СО в ОГ составляет 0,325 %, CO_2 - 10,11 %, содержание СН - 0,074 %, NO_x - 856 ppm, сажи - 2,0 ед. по шкале Бош.

Таким образом, по показателям содержания сажи и показателям процесса сгорания, с учетом эффективных показателей необходимо принять оптимальный установочный УОВТ $\Theta_{впр} = 23^\circ$ для двигателя работающего на альтернативном топливе и $\Theta_{впр} = 26^\circ$ для двигателя работающего на ДТ.

Таким образом, УУОВТ оказывает значительное влияние на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля 4Ч 11,0/12,5 как при работе на ДТ, так и при работе на эмульсии. Поэтому с точки зрения снижения дымности ОГ необходимо увеличивать значение УУОВТ, но при этом необходимо учитывать значения показателей процесса сгорания и, прежде всего, «жесткости» процесса сгорания.

На основании проведенных лабораторно-стендовых исследований дизельного двигателя 4Ч 11,0/12,5 при работе на эмульсии обоснована возможность снижения дымности ОГ.

Литература

1. Лиханов, В.А. Влияние применения метанола и метилового эфира рапсового масла на процесс сгорания и эффективные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, А.В. Фоминых, В.Н. Копчиков, М.И. Арасланов, А.Н. Козлов // Тракторы и сельхозмашины. - 2015. - № 6. - С. 3-5.
2. Лиханов, В.А. Снижение выбросов сажи с отработавшими газами дизелей путем применения альтернативных топлив / В.А. Лиханов, А.В. Россохин, А.И. Чупраков // Тракторы и сельхозмашины. -

2012. - № 9. - С. 13-16.

3. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.

4. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.

© Торопов А.Е., 2018

УДК 621.436

**ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ ОБРАЗОВАНИИ И ВЫГОРАНИИ
САЖИ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ РАБОТАЮЩЕГО
НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ**

Торопов А.Е. – к.т.н., доцент

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В работе представлены результаты теоретических исследований по применению альтернативных топлив в дизеле 4Ч 11,0/12,5. Рассмотрены химические процессы при образовании и выгорании сажи в цилиндре дизельного двигателя работающего на альтернативном топливе.

Ключевые слова: дизельный двигатель; альтернативное топливо; метаноле-топливная эмульсия, сажа.

**CHEMICAL PROCESSES IN EDUCATION AND FIRE OF SURFACE IN
THE CYLINDER OF DIESEL WORKING ON ALTERNATIVE FUEL**

***Toropov A.E. - candidate of technical science, assistant professor
Vyatka state agricultural academy, Kirov, Russia***

Abstract: The paper presents the results of theoretical studies on the use of alternative fuels in diesel 4H11,0/12,5. The chemical processes are considered in the formation and burning of soot in a diesel cylinder operating on an alternative fuel.

Keywords: diesel; alternative fuel; methanol-fuel emulsion, soot.

На кафедре тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятской ГСХА проводятся исследовательские работы по применению различных спиртов в качестве альтернативного моторного топлива (МТ) для различных двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В данной статье представлена часть теоретических исследований при использовании метилового спирта в виде топливной эмульсии в качестве альтернативного моторного топлива [1-5].

Предполагаемый химический процесс образования и выгорания сажи в цилиндре дизельного двигателя при работе на альтернативном моторном топливе (спиртосодержащей эмульсии) представлен на рисунке 1.

Влияние, которое оказывает спиртосодержащая эмульсия на процессы горения, образования и окисления загрязняющих веществ, связано с местным снижением температуры в период испарения большей части метилового спирта, который вводится в цилиндр двигателя. Также существует взаимосвязь с его температурным разложением и образованием большого количества активных радикалов CH_3 и OH , которые способствуют процессам горения, и это ведет к улучшению динамики тепловыделения и может привести к увеличению максимальной температуры процесса горения.

Низкое значение цетанового числа метилового спирта и снижение местной температуры в процессе испарения ведет к смещению вправо от В.М.Т. максимального значения температуры газов в цилиндре дизельного двигателя при работе на спиртовой эмульсии. Это подтверждается экспериментальными исследованиями.

После воспламенения капли спиртосодержащей эмульсии до ее «микровзрыва» существует некоторая задержка времени, это объясняется необходимостью прогрева внутренних областей капли, который нужен для начала зародышеобразования паровой фазы.

Скорость прогрева, необходимая для закипания метилового спирта внутри капли эмульсии, зависит от физических свойств спиртосодержащего топлива.

Нами предполагается, что существует два основных механизма, которые оказывают наибольшее влияние в образование сажевых частиц в цилиндре дизельного двигателя. Ими являются низкотемпературный фенильный механизм (НТФМ), преобладающий при температурах ниже 1500 К и высокотемпературный ацетиленовый механизм (ВТАМ), преобладающий при температурах выше 1500 К.

Когда эмульгированное топливо впрыскивается в камеру сгорания дизельного двигателя, углеводороды топлива, под воздействием высоких температур, образуют свободные радикалы.

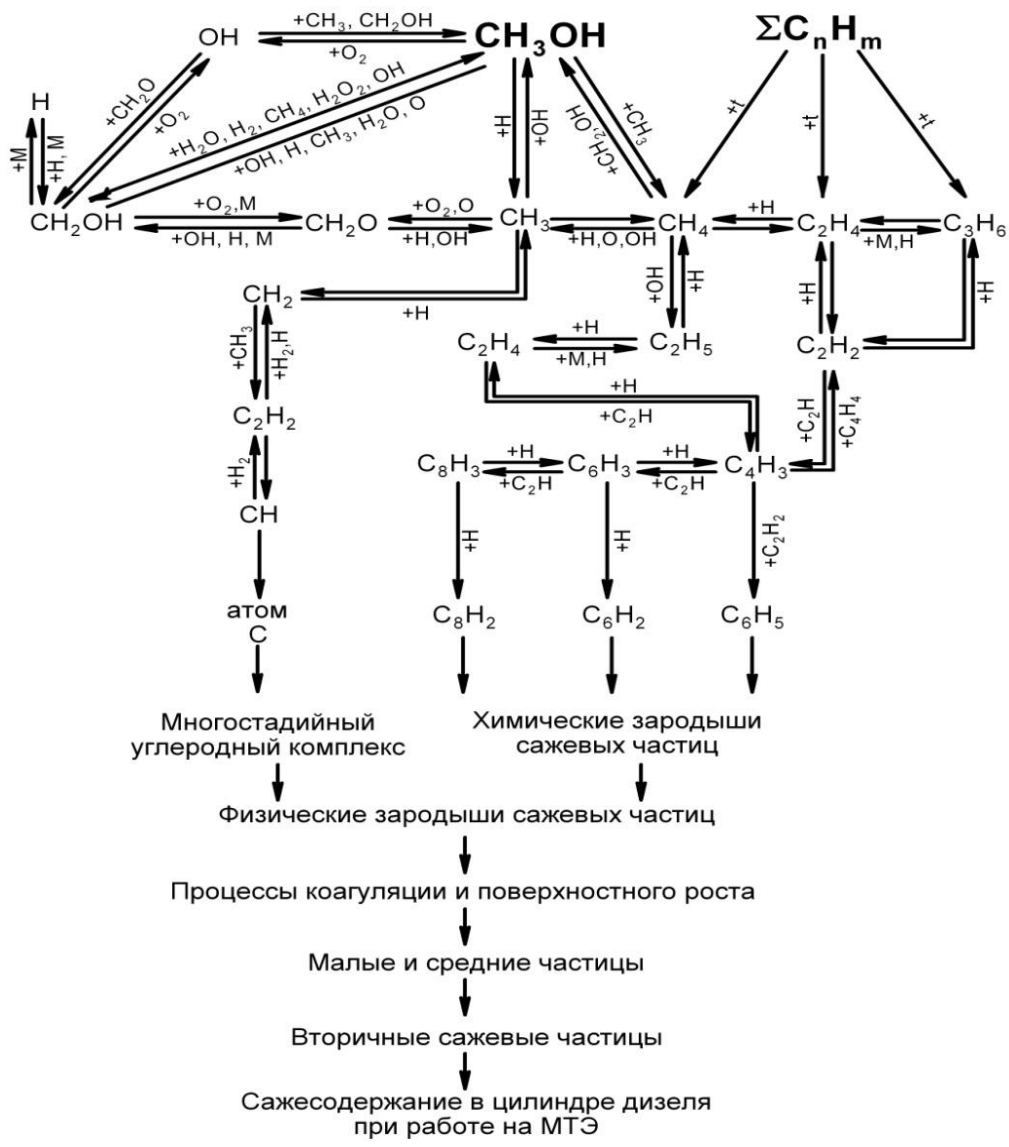


Рисунок 1 - Химические процессы при образовании и выгорании сажи в цилиндре дизеля при работе на альтернативном топливе

При температурах менее 1500 К через цепочку идущих друг за другом реакций, в результате которых образуются промежуточные активные вещества как из традиционного топлива, так и из метилового спирта, происходит образование фенильного (C_6H_5) и бензильного (C_4H_3) радикалов. Данные радикалы при взаимодействии с ацетиленом (C_2H_2), радикалом C_2H и углеводородами топлива повышают долю углерода в молекуле углеводорода, тем самым образуют химический зародыш частиц сажи.

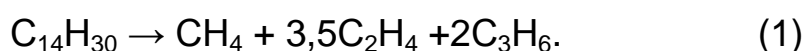
При температурах более 1500 К молекулы метилового спирта и ДТ подвергаются разложению с образованием радикалов CH_4 , CH_3 , CH_2 , CH и атомарного углерода. Ацетилены и этины C_2H реагируют с радикалами, и появляется химический зародыш частицы сажи, а затем в

процессе поверхностного роста создается физический зародыш сажевой частицы.

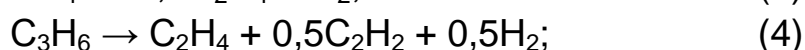
Вначале рассмотрим процесс образования сажи при горении ДТ.

Согласно схеме образования сажи, которая предложена профессором Теснером П.А., химический зародыш сажевой частицы образуется на первой стадии. Данное превращение приводит к физическому зародышу сажевой частицы, и происходит фазовый переход от газообразного состояния в твердую частицу.

На первом этапе образования сажи из ДТ происходит термическое разложение молекулы топлива по радикально-цепному механизму предложенному академиком Семеновым Н.Н. Его можно представить уравнением, в результате которого образуются низкомолекулярные углеводороды:



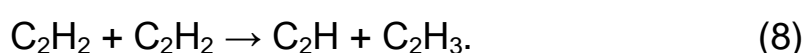
На втором этапе образования сажи из традиционного топлива происходит термическое разложение и превращение образовавшихся углеводородов с образованием ацетилена или этина. Ацетилен является самым устойчивым углеводородом к высоким температурам, по сравнению с другими соединениями, образовавшимися в ходе химических реакций. Следовательно, с увеличением времени пребывания при высоком давлении и температуре большее количество углеводородов разложится до ацетилена:



На третьем этапе процесса образования сажи из дизельного топлива происходит термическое взрывное разложение этина, приводящее к образованию радикалов-зародышей сажевых частиц C_2H :



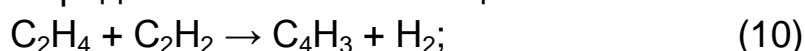
или

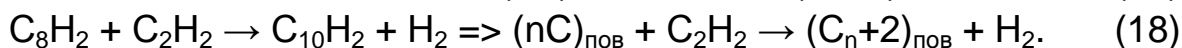
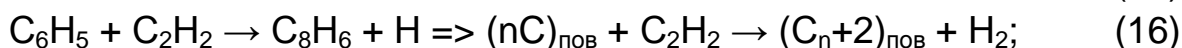
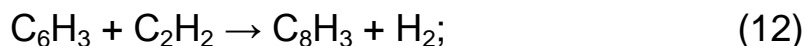
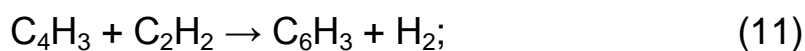


Образовавшиеся монорадикалы C_2H и H , при взаимодействии с молекулами ацетилена, образуют бензильный радикал:



На четвертом этапе образования сажи из традиционного дизельного топлива число атомов углерода в молекуле увеличивается до 100 и идет образование физической поверхности сажевой частицы, т.е. происходит образование физического зародыша сажевой частицы:



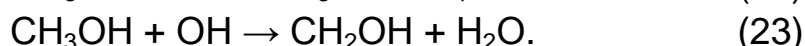
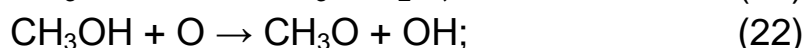
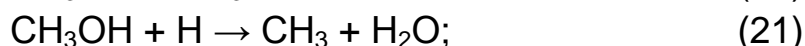
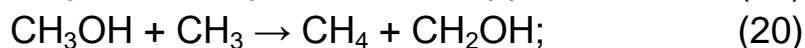
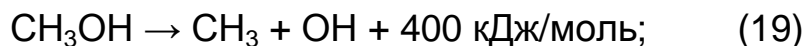


Рассмотрим предполагаемый механизм образования сажи из метилового спирта.

Молекулы водорода, которые образуются в ходе реакций, ведут к понижению поверхностного роста частиц углерода, тогда торможение можно объяснить активным накапливанием молекул водорода, которые препятствуют взаимодействию поверхности с молекулами углеводорода, а также влиянию обратных реакций крекинга.

На данном этапе следует отметить, что водород при повышенных температурах действительно способен к хемосорбции с углеродной поверхностью, а при более высоких температурах вырывает с поверхности атомы углерода с образованием метана и этина.

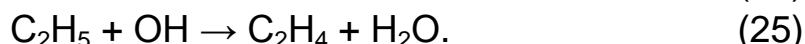
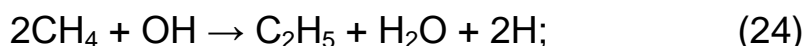
При более подробном рассмотрении процессов окисления метилового спирта и процесса образования сажевых частиц можно предположить, что разложение молекулы метилового спирта на начальной стадии будет проходить по четырем наиболее вероятным направлениям:



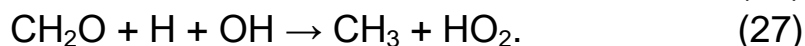
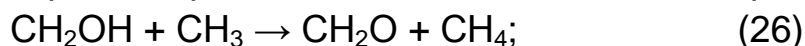
При этом происходит внедрение атомов O_2 между атомами углерода и водорода с образованием молекул, которые содержат гидроксильную группу и ускоряют окислительные процессы. Далее окисление проходит через последовательные реакции образования с образованием промежуточных продуктов. Осуществляется переход реагирующей системы от исходного состояния к конечным продуктам. К промежуточным продуктам относятся перекиси, молекулы с гидроксильной группой, атомы кислорода и водорода, а также свободные радикалы.

Кроме того, радикалы OH участвуют в реакциях с продуктами первичного разложения молекул углеводородов, входящих в состав

метилового спирта и ДТ, в результате которых образуется молекула H_2O :



Второй этап процесса образования сажевых частиц из метилового спирта включает в себя дальнейшее разложение продуктов первичного разложения метилового спирта и образования новых активных центров:



На третьем этапе в результате промежуточных реакций происходит температурное разложение углеводородов с образованием ацетилена:



На четвертом этапе процесса образования сажи из метилового спирта происходит температурное разложение ацетилена и приводит к образованию радикалов-зародышей, которые в дальнейшем окисляются с образованием атомарного углерода и воды:



Затем молекулы H_2O , которые образуются в результате химических превращений, и вода, которая поступает в цилиндр двигателя вместе с топливом, участвуют в окислении частиц сажи в выражении (33).

После образования физического зародыша происходит гетерогенный процесс поверхностного роста частицы сажи до характерных размеров. Химический процесс роста частиц заключается в расщеплении молекул углеводородов или радикалов на поверхности частицы. При быстром охлаждении часть высокомолекулярных углеводородов не успевает пройти все стадии процесса и адсорбируется на поверхности сажевых частиц, тем самым определяет канцерогенную опасность сажи.

Образование кристаллитов может происходить при взаимодействии радикалов, которые объединяются в единые агрегаты в процессе коагуляции. Размер частиц будет зависеть от времени пребывания, степени насыщения системы зародышами.

Коагуляция частиц происходит совместно с поверхностным ростом и значительно влияет на их форму и структуру. Чем больше размер частиц сажи, тем меньше их концентрация и радикальные свойства. Коагуляция характерна для частиц размер которых до 10 нм и представляет собой физический процесс взаимного соединения частей под действием поляризованных сил, которые, в свою очередь, являются результатом ярко выраженных радикальных свойств «молодой» сажи.

Вместе с образованием сажи происходит ее выгорание. Процесс выгорания сажи может быть рассмотрен как газификация, поскольку происходит взаимодействие с диоксидом углерода и парами воды, а также химическая реакция с кислородом.

Взаимодействие углерода с окислителем протекает с участием промежуточных образований, которые нестабильны и в течение определенного времени находятся в адсорбированном состоянии на наружной поверхности углеродов и на поверхности пор.

Можно рассмотреть механизм химического и диффузионного взаимодействия углеродной частицы с окислителем. В общем виде окисление углерода происходит за счет трех реакций:



При достаточно большом времени реагирования сажи с водяным паром и диоксидом углерода реакции газификации приведут к исчезновению С. Более существенную роль играет реакция (33), поскольку вода является одним из компонентов эмульсии, и концентрация ее в зоне горения высока. Таким образом, наличие сажи в продуктах сгорания связано с незавершенностью процессов ее газификации с водяным паром и диоксидом углерода вследствие относительно небольших скоростей их протекания и недостатка времени пребывания.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.

2. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.

3. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.

4. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола-топливной эмульсии на экологические параметры дизеля / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И.

УДК 621.436

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИЗМЕНЕНИЯ НАГРУЗКИ

Луханов В.А. – д. т. н., профессор,

Фоминых А.В. – ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru,

Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru

Вятская государственная сельскохозяйственная академия, г. Киров, Россия

Аннотация: в статье представлены результаты исследований процесса топливоподачи в цилиндр дизеля 2Ч 10,5/12,0 при его работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла.

Ключевые слова: дизель; альтернативное топливо; метиловый эфир рапсового масла; метанол, двойная система топливоподачи.

PECULIARITIES OF DIESEL FUEL-SUPPLY PROCESS WHEN OPERATING ON ALTERNATIVE FUELS DEPENDING ON CHANGE OF LOAD

V. A. Lihanov, doctor of technical science professor,

A.V.Fominyh, assistant; aleksander.fom@yandex.ru,

V.N. Kopchikov, assistant; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article presents the results of studies of fuel supply into the cylinder of a diesel engine 2CH 10.5 / 12.0 when it is operated on methanol and rapeseed methyl ester.

Key words: Diesel, alternative fuels, rapeseed methyl ester, methanol, dual fuel supply system.

В последние годы в связи с ростом плотности движения автомобилей в городах резко увеличилось загрязнение атмосферы продуктами сгорания двигателей. Выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания состоят в основном из безвредных продуктов сгорания топлива - углекислого газа и паров воды. Однако в относительно небольшом количестве в них содержатся вещества, обладающие токсическими и канцерогенными действиями. Это окись

углерода, углеводороды различного химического состава, окислы азота, образующиеся в основном при высоких температурах и давлении. Неконтролируемое использование существующих ресурсов привело к необходимости направленных действий, которые помогли бы улучшить экологическую ситуацию. Одним из способов улучшения экологической ситуации является использование альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания [1-5].

Новый вид топлива должен удовлетворить очень многим требованиям: иметь необходимые сырьевые ресурсы, низкую стоимость, не ухудшать работу двигателя, уменьшенный выброс вредных веществ в атмосферу, по возможности сочетаться со сложившейся системой снабжения топливом и др. Производство нового топлива из продуктов переработки сельского хозяйства позволит трансформировать растениеводство из отрасли потребляющей нефтяные топлива, в отрасль, способную производить экологически чистое моторное топливо из возобновляемых источников энергии. В качестве альтернативного топлива, удовлетворяющего вышеуказанным требованиям, наиболее целесообразно использовать метиловый спирт, поскольку он имеет нефтяное происхождение, и кроме того в случае необходимости его можно получать из любого газообразного топлива, а также из отходов сельскохозяйственной и пищевой промышленности. Также немаловажным является тот факт, что метанол является экологически более чистым топливом чем дизельное топливо. Однако применение метанола в дизелях затруднено в связи с тем, что он имеет низкое значение цетанового числа в отличие от дизельного топлива.

В связи с вышесказанным, и на основании анализа способов применения спиртов в дизелях нами был сделан вывод, что наиболее эффективно подавать метанол непосредственно в цилиндр дизеля в сочетании с подачей запальной порции высокоцетанового топлива. В качестве такого запального топлива, возможно, применять метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ), поскольку он также является возобновляемым топливом растительного происхождения.

В соответствие со всем вышесказанным, нами на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов в Вятской ГСХА проводились стендовые испытания модифицированного дизеля 2Ч 10,5/12,0с двойной системой топливоподачи. Данная система позволяет осуществлять подачу метанола через штатную топливную систему, а для подачи запального МЭРМ дизель оснащался дополнительным комплектом штифтовых форсунок и дополнительным ТНВД, как показано на рисунке 1.



Рисунок 1 – Общий вид головок цилиндра дизеля 2Ч 10,5/ 12,0 с установленными дополнительными форсунками ФС - 6

При исследовании рабочего процесса данного двигателя встал вопрос о влиянии альтернативных топлив на процесс топливоподачи. В связи с чем нами были получены интегральные характеристики топливоподачи на различных нагрузочных режимах работы. При этом расчёт процесса топливоподачи основывается на экспериментальных данных, полученных в результате измерения давления топлива в трубопроводе высокого давления, а пьезокварцевый датчик располагался у штуцера на входе в форсунку.

Поскольку при данной системе топливоподачи запальная порция фиксированная, то изменение нагрузки производится путём изменения подачи метанола.

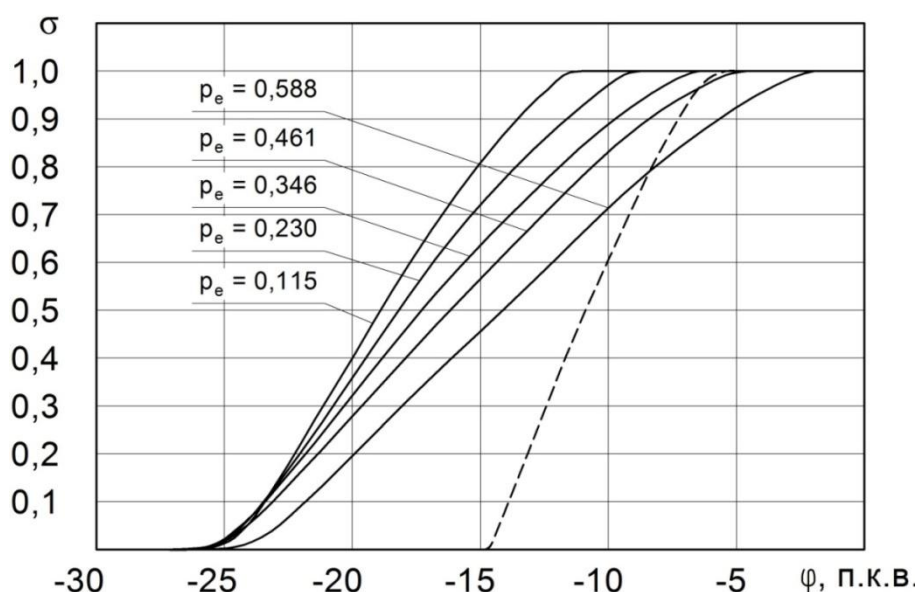


Рисунок 2 – Интегральные характеристики топливоподачи на различных

нагрузочных режимах работы дизеля 2Ч 10,5/12,0 при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:
———— метанол; — — — МЭРМ

На рисунке 2 представлены относительные интегральные характеристики подачи метанола и МЭРМ полученные при различных нагрузочных режимах работы дизеля при работе на частоте вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и оптимальных регулировочных установочных УОВТ равных $\Theta_{\text{мет}} = 34^\circ$, $\Theta_{\text{МЭРМ}} = 34^\circ$.

При этом, нагрузочным режимам $p_e = 0,115; 0,230; 0,346; 0,461; 0,588 \text{ МПа}$ соответствуют цикловые подачи метанола равные $q_{\text{ц}} = 37; 48; 54; 59; 75 \text{ мг/цикл}$. Цикловая подача запального МЭРМ соответственно не зависит от режима работы и составляет $9,7 \text{ мг/цикл}$.

Из графиков на рисунке 2 можно видеть, что фактический момент начала подачи топлива значительно отстает от регулировочных значений установочных УОВТ. При этом наибольшая задержка момента начала подачи наблюдается для МЭРМ, это связано, прежде всего, со значительно большей вязкостью метилового эфира в сравнении с метанолом. Данные особенности процесса топливоподачи при работе на метаноле и МЭРМ необходимо учитывать при дальнейших исследованиях процесса сгорания в цилиндре дизеля.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.

2. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.

3. Лопатин, О.П. Снижение содержания оксидов азота ОГ дизеля с турбонаддувом путем применения КПГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров: Вятская ГСХА. - 2016.- Вып. 12. - С. 415-419.

4. Лопатин, О.П. Влияние альтернативных топлив, применяемых в дизелях, на токсичность ОГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров: Вятская ГСХА. - 2016.- Вып. 12. - С. 419-423.

5. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на

показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.

© Лиханов А.В., Фоминых А.В., Копчиков В.Н., 2018

УДК 621.436

РАБОТА ДИЗЕЛЯ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Лиханов В.А. – д. т. н., профессор,

Фоминых А.В. – ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru,

Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия, г. Киров,
Россия*

Аннотация: в статье представлены результаты исследований по применению метанола и метилового эфира рапсового масла в качестве топлива для дизеля 2Ч 10,5/12,0, показано влияние данных топлив на эффективные и экологические показатели работы дизеля

Ключевые слова: дизель; альтернативное топливо; метиловый эфир рапсового масла; метанол, двойная система топливоподачи.

OPERATION OF DIESEL ON ALTERNATIVE FUELS

Lihanov V. A. - doctor of technical science professor,

Fominyh A.V. - assistant; aleksander.fom@yandex.ru,

Kopchikov V.N. - assistant; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article presents the results of studies of the use of methanol and rapeseed methyl ester as a fuel for a diesel engine 2CH 10,5/12,0, the effect of these fuels on the effective and environmental performance of a diesel engine

Key words: Diesel, alternative fuels, rapeseed methyl ester, methanol, dual fuel supply system.

Дизели в связи с лучшей экономичностью широко используются в автотранспортной отрасли. Однако ограниченный запас ископаемого топлива, и ухудшение экологии вынуждают ученых искать альтернативные виды топлива для дизелей, сохраняя при этом их высокую эффективность. В последние годы тема производства альтернативного топлива из возобновляемых источников приобрела наибольшую популярность, и актуальность её также не вызывает сомнения. Создание топлива для дизелей из органического сырья позволит трансформировать растениеводство из отрасли, являющейся

основным потребителем светлых нефтепродуктов, в отрасль, выпускающую экологически чистое моторное топливо. К топливам, получаемым из органического сырья можно отнести спирты, а в частности метанол [1-5].

Однако метанол обладает низкой способностью к самовоспламенению, поэтому его применение в качестве топлива для дизелей в чистом виде невозможно. На основании анализа способов применения спиртов в дизелях нами был сделан вывод, что наиболее эффективным является способ подачи метанола непосредственно в цилиндр дизеля с использованием двойной системы топливоподачи (ДСТ). При этом воспламенение метанола мы предлагаем осуществлять за счёт подачи запальной порции метилового эфира рапсового масла (МЭРМ), который также является возобновляемым топливом, получаемым из растительного сырья.

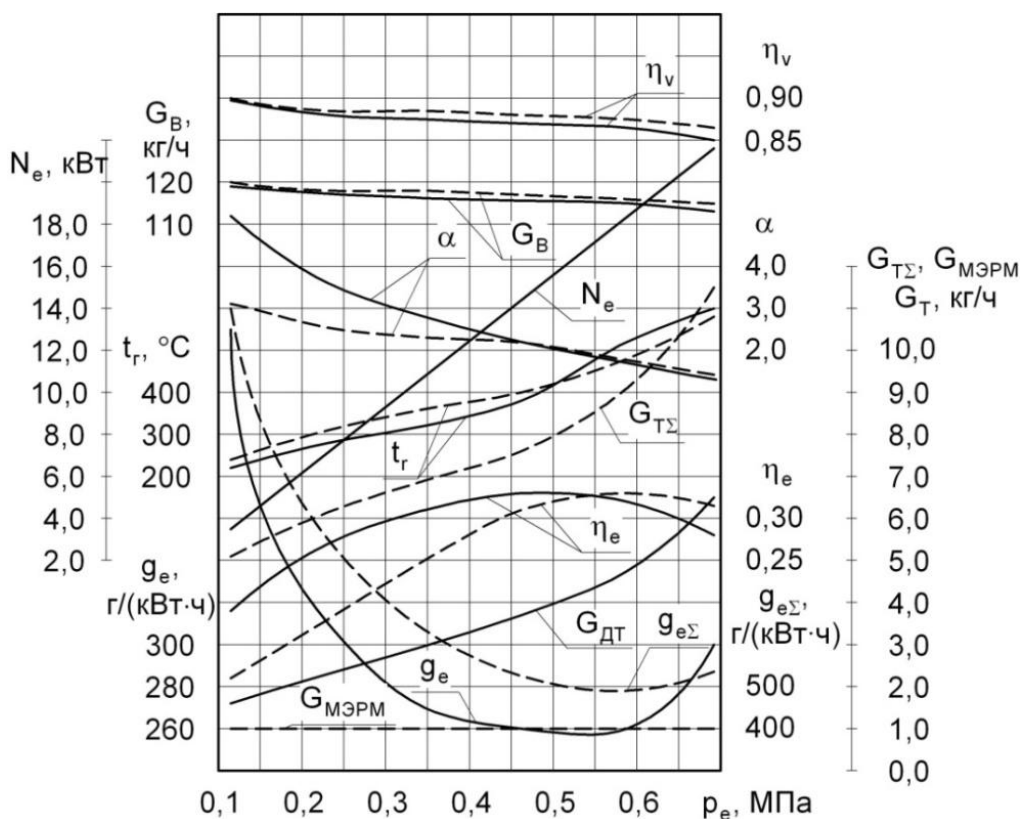


Рисунок 1 – эффективные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле и МЭРМ с ДСТ в зависимости от изменения нагрузки:
 ————— дизельный процесс; - - - - метанол с запальным МЭРМ

В соответствии с вышесказанным на кафедре тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проводились исследования о возможности применения метанола и МЭРМ с ДСТ в цилиндре дизеля. В качестве объекта исследований использовался дизель 2Ч 10,5/12,0,

оборудованный двойной системой топливоподачи, включающей в себя установку дополнительных штифтовых форсунок и дополнительного топливного насоса для впрыска запального МЭРМ. Подача метанола осуществлялась штатной топливной системой.

В результате проделанной работы нами исследовалось, прежде всего, влияние метанола и МЭРМ на эффективные показатели, такие как эффективная мощность, крутящий момент, расход топлива, эффективный к.п.д. и др. Кроме того изучалась возможность снижения выбросов токсичных компонентов в результате применения данных альтернативных топлив, в связи с чем проводился анализ проб отработавших газов. Все вышеуказанные показатели были получены нами при различных нагрузочных и скоростных режимах работы двигателя, и некоторые результаты исследований представлены ниже.

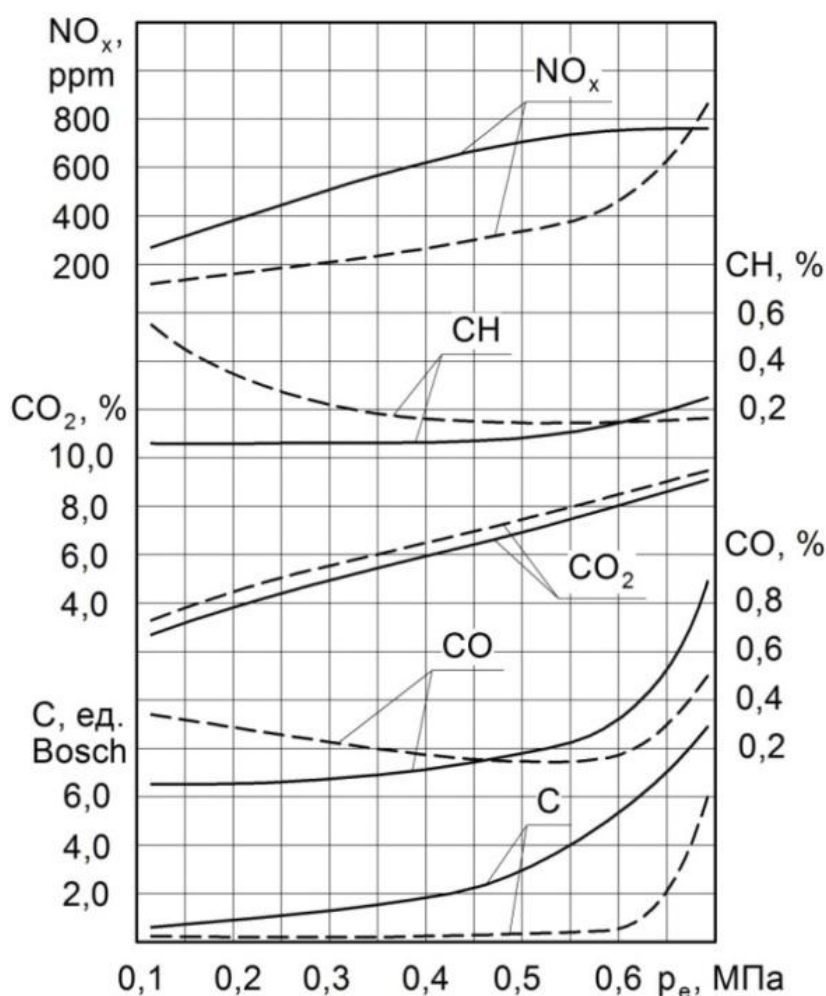


Рисунок 2 – Экологические показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле и МЭРМ с ДСТ в зависимости от изменения нагрузки:

— — — — — дизельный процесс; — — — — — метанол с запальным МЭРМ

На рисунке 1 представлены в сравнении эффективные показатели работы дизеля на метаноле и МЭРМ и по дизельному процессу в зависимости от изменения нагрузки. Данная нагрузочная характеристика получена при работе на номинальной частоте вращения коленчатого вала ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$) и оптимальных для данного модифицированного дизеля установочных УОВТ, которые составляют 34° п.к.в. до в.м.т. для метанола и 34° для МЭРМ.

Из графиков на данном рисунке можно наблюдать увеличение суммарного расхода метанола и МЭРМ в сравнении с расходом дизельного топлива на всем диапазоне изменения нагрузки. Однако следует иметь в виду, что такой рост суммарного расхода топлива обусловлен значительно меньшей теплотворной способностью метанола и МЭРМ по отношению к дизельному топливу. Из кривых описывающих поведение эффективного к.п.д. можно отметить, что в результате применения альтернативных топлив пик к.п.д. смещается вправо в сторону более высоких нагрузок. Это свидетельствует более полному сгоранию топлива на высокой нагрузке вследствие большого содержания кислорода в составе метанола и МЭРМ.

Таблица 1 – Количественная оценка эффективных и экологических показателей применения метанола и МЭРМ

№ п.п.	Показатель работы дизеля	ДТ	ДСТ	%
1	Массовый расход топлива, кг/ч:			
	- Номинальный режим	4,87	9,07	+86
	- Режим максимального крутящего момента	3,6	6,3	+75
2	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч:			
	- Номинальный режим	263	490	+86
	- Режим максимального крутящего момента	253	440	+74
3	Эффективный к.п.д.:			
	- Номинальный режим	0,32	0,33	+3,1
	- Режим максимального крутящего момента	0,33	0,37	+12
4	Содержание NO_x в ОГ, ppm:			
	- Номинальный режим	762	401	-47,4
	- Режим максимального крутящего момента	875	582	-33,5
5	Содержание сажи в ОГ, Bosch:			
	- Номинальный режим	5	0,48	-90,4
	- Режим максимального крутящего момента	5,2	0,8	-84,6
6	Содержание CO в ОГ, %:			
	- Номинальный режим	0,29	0,16	-44,8
	- Режим максимального крутящего момента	0,21	0,12	-42,8

На рисунке 2 представлены экологические показатели работы данного двигателя на метаноле и МЭРМ в сравнении работой на дизельном топливе. Из данного рисунка можно наблюдать, что применение метанола и МЭРМ в качестве топлива позволяет добиться значительного снижения выбросов наиболее токсичных компонентов, таких как оксиды азота и сажа. При этом снижение токсичности отработавших газов прослеживается на всем диапазоне изменения нагрузок дизеля.

Таким образом, можно видеть, что применение метанола и МЭРМ в качестве топлива позволит не только добиться полного замещения дизельного топлива альтернативным, но также позволяет существенно улучшить экологические показатели дизеля. Количественная оценка влияния данных альтернативных топлив на эффективные показатели и показатели токсичности отработавших газов представлена в таблице 1. В таблице приведены значения для двух видов топлива ДТ и метанол и МЭРМ с ДСТ, а также представлено изменение данных показателей при работе с ДСТ относительно дизельного процесса в процентах. Все показатели приведены для двух характерных режимов работы дизеля: номинального ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,588 \text{ МПа}$) и режима максимального крутящего момента ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,594 \text{ МПа}$).

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.
2. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.
3. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / Лиханов В.А., Арасланов М.И., Козлов А.Н., Романов С.А. // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.
4. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.
5. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов //

УДК 621

**ВЛИЯНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПИРТА НА ТОКСИЧЕСКИЕ
ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ НА РЕЖИМЕ МАКСИМАЛЬНОГО
КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА**

**Чувашев А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: aleks_dvs@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия**

Аннотация: В работе представлены результаты испытаний, проведенных на базе научно-исследовательской лаборатории кафедры ТД,АиТ, по улучшению экологических показателей дизеля Д-120 при работе на спирте с двойной топливоподачей (ДСТ) путем снижения содержания основных токсичных компонентов в отработавших газах.

Ключевые слова: дизель, метанол, ДСТ.

**THE IMPACT OF THE USE OF ALCOHOL IN THE TOXIC
INDICATORS OF DIESEL AT MAXIMUM TORQUE**

**Chuvashov A.N. – PhD of Technics, assistant professor; e-mail:
aleks_dvs@mail.ru**

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The paper presents the results of tests carried out on the basis of the research laboratory of the Department TD, AIT, to improve the environmental performance of diesel D-120 when working on alcohol with double fuel supply (DST) by reducing the content of the main toxic components in exhaust gases.

Key words: diesel, methanol, DST.

В работе представлены результаты испытаний, проведенных на базе научно-исследовательской лаборатории кафедры ТД,АиТ, по улучшению экологических показателей дизеля Д-120 при работе на спирте с двойной топливоподачей (ДСТ) путем снижения содержания основных токсичных компонентов в отработавших газах. В соответствии с целями и задачами исследования здесь в течение ряда лет проводятся работы по применению метанола в качестве моторного топлива для дизеля 2Ч 10,5/12,0 [1-5].

При исследовании рабочего цикла дизеля работающего на спирте

с двойной топливоподачей необходимым условием являлось сохранение одинаковых значений эффективной мощности для каждого нагрузочного режима. То есть на всех стандартных частотах вращения коленвала при испытаниях поддерживалось одинаковое значение крутящего момента при работе на дизельном топливе и метаноле с ДСТ. Величины M_k определялись косвенным путем из показаний нагрузочного стенда. Снятие характеристик проводилось на оптимальных установочных углах опережения впрыска топлива. При снятии характеристик проводили газовый анализ, индицирование и отбор проб для определения содержания сажи.

При анализе эффективных и экологических показателей двигателя полученных при снятии нагрузочных характеристик на режиме M_{kmax} можно отметить следующее.

Содержание NO_x в отработанных газах при работе на спирте значительно меньше, чем при работе на дизельном топливе во всем диапазоне изменения подачи топлива. Так при $p_e = 0,127$ МПа NO_x в отработанных газах уменьшается с 260 ppm при работе на дизельном топливе до 245 ppm при работе на спирте. А при $p_e = 0,53$ МПа уменьшение содержания оксидов азота в отработанных газах еще более значительно. Если при работе на дизельном топливе содержание оксидов азота в отработанных газах достигает значения 480 ppm, то при этой же величине нагрузки, но при работе на спирте – только 300 ppm, т.е. происходит снижение на 48 %. При больших подачах топлива ($p_e = 0,635$ МПа) снижение оксидов азота в отработанных газах снижается от 430 ppm при работе на дизельном топливе, до 250 ppm при работе на спирте т.е. происходит снижение на 42 %.

Это, предположительно, объясняется главным образом тем, что при работе на спирте, вследствие особенности химического состава (химическая формула метанола - CH_3OH) отличного от дизельного топлива и, соответственно особенностей процесса горения, образование быстрых NO_x носит главный характер, замещая в общем балансе образования NO_x , получаемых по термическому принципу, или так называемых термических NO_x , что влияет на общее снижение содержания NO_x в отработанных газах.

Существенно снижается в отработанных газах содержание сажи при работе на спирте во всей области изменения нагрузки. Так при $p_e = 0,127$ МПа значение содержания сажи в отработанных газах уменьшается с 2,4 единицы при работе на дизельном топливе до 0,1 единицы при работе на спирте, т.е. происходит снижение в 24 раза. Снижение содержания сажи в отработанных газах при $p_e = 0,55$ МПа еще более значительно. Так, при работе на дизельном топливе содержание сажи в отработанных газах достигает значения 3,8 единицы, то при такой же нагрузке, но при работе на спирте – всего 0,6 единицы, т.е.

происходит снижение в 6,3 раза. При больших подачах топлива ($p_e = 0,635$ МПа) происходит уменьшение от 4,8 единицы при работе на дизельном топливе до 1,0 единицы при работе на спирте, т.е. происходит уменьшение в 4,8 раза.

Проводя анализ содержание в отработанных газах CH_x можно проследить следующие особенности: при работе на дизельном топливе содержание углеводородов при увеличении подачи топлива возрастает, а при работе на спирте содержание углеводородов вначале уменьшается, а потом увеличивается. Так при $p_e = 0,127$ МПа и работе на спирте показания углеводородов в отработанных газах составляет 0,21 %, а при работе на дизельном топливе – 0,07 %, т.е. происходит увеличение на 70 %. Потом содержания углеводородов в отработанных газах при работе на дизельном топливе и спирте сравниваются и составляют 0,13 % при $p_e = 0,37$ МПа. Затем содержание CH_x в отработавших газах при работе на спирте уменьшается до 0,10 % ($p_e = 0,55$ МПа), показания углеводородов при работе на дизельном топливе составляет при этом 0,24 %, а затем увеличиваются до 0,13 % ($p_e = 0,635$ МПа), в то время как содержание углеводородов при работе на дизельном топливе составляет 0,37 %. Снижение составляет 65 %.

При этом следует подчеркнуть, что при работе на спирте увеличивается содержание в отработанных газах угарного газа на малых и средних подачах топлива (до 0,470 МПа). При работе на спирте (при $p_e = 0,127$ МПа) содержание угарного газа в отработанных газах составляет 0,32 %, а при работе на дизельном топливе – 0,13 %. Увеличение составляет 2,46 раза. При этом, при увеличении нагрузки содержание угарного газа при работе на спирте в отработанных газах дизеля уменьшается и при значении $p_e = 0,47$ МПа происходит сравнение со значениями содержания угарного газа в отработавших газах при работе на дизельном топливе и составляет 0,20 %. При дальнейшем повышении подачи топлива содержание CO в отработанных газах при работе на спирте лежит ниже значений содержания угарного газа при работе на дизельном топливе и при давлении $p_e = 0,635$ МПа составляет 0,27 % против 0,56 %, т.е. происходит снижение на 52 %.

Значение содержания углекислого газа в отработанных газах двигателя Д 120 при изменении подачи топлива незначительно изменяется от вида применяемого топлива и изменяется практически одинаково, хотя величина содержания углекислого газа при работе на спирте во всей области выше значений содержания углекислого газа в отработанных газах при работе на дизельном топливе и возрастает от 1,80 % ($p_e = 0,127$ МПа) до 4,4 % ($p_e = 0,635$ МПа), при этом, при работе на дизельном топливе при этих же нагрузках содержание углекислого газа в отработанных газах составляет соответственно 1,3 % и 3,8 %.

Увеличение составляет 115 %.

Литература

1. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4С 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

2. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4С11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

3. Романов, С.А. Исследование рабочего процесса дизеля 4С 11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. Санкт-Петербург. - 2010.

4. Лопатин, О.П. Снижение содержания оксидов азота в ОГ дизеля с турбонаддувом путем применения КПГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. – Киров: Вятская ГСХА. - 2016.- Вып. 12. - С. 415-419.

5. Лопатин, О.П. Влияние альтернативных топлив, применяемых в дизелях, на токсичность ОГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. – Киров: Вятская ГСХА. - 2016.- Вып. 12. - С. 419-423.

© Чувашев А.Н., 2018

УДК 621

ВЛИЯНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПИРТА НА ТОКСИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

**Чувашев А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: aleks_dvs@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,**

г. Киров, Россия

Аннотация: В работе представлены результаты испытаний, проведенных на базе научно-исследовательской лаборатории кафедры ТД, АИТ, по улучшению экологических показателей дизеля Д-120 при работе на спирте с двойной топливоподачей (ДСТ) путем снижения содержания основных токсичных компонентов в отработавших газах.

Ключевые слова: дизель, метанол, ДСТ.

THE IMPACT OF THE USE OF ALCOHOL IN THE TOXIC INDICATORS OF DIESEL

Chuvashov A.N. – PhD of Technics, assistant professor; e-mail: aleks_dvs@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The paper presents the results of tests carried out on the basis of the research laboratory of the Department TD, AIT, to improve the environmental performance of diesel D-120 when working on alcohol with double fuel supply (DST) by reducing the content of the main toxic components in exhaust gases.

Key words: diesel, methanol, DST.

Возрастающий уровень воздействия двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на окружающую среду создает ряд глобальных проблем, что вызывает в последние годы серьезную озабоченность человечества. Проблема снижения токсичности отработавших газов ДВС приобрела общемировой характер. Вредные компоненты отработавших газов двигателей, попадая в атмосферу, разносятся воздухом на большие расстояния. Поэтому снижение содержания токсичных компонентов в отработавших газах дизелей является важной и необходимой задачей, рассматриваемой на государственном уровне [1-5].

В соответствии с целями и задачами исследования здесь в течение ряда лет проводятся работы по применению метанола в качестве моторного топлива для дизеля 2Ч 10,5/12,0.

При исследовании рабочего цикла дизеля работающего на спирте с двойной топливоподачей необходимым условием являлось сохранение одинаковых значений эффективной мощности для каждого нагрузочного режима. То есть на всех стандартных частотах вращения коленвала при испытаниях поддерживалось одинаковое значение крутящего момента при работе на дизельном топливе и метаноле с ДСТ. Величины M_k определялись косвенным путем из показаний нагрузочного стенда. Снятие характеристик проводилось на оптимальных установочных углах опережения впрыска топлива. При снятии

характеристик проводили газовый анализ, индицирование и отбор проб для определения содержания сажи.

При анализе эффективных и экологических показателей двигателя полученных при снятии нагрузочных характеристик на номинальном режиме и режиме $M_{\text{кmax}}$ видно, что при работе двигателя 2Ч 10,5/12,0 на дизельном топливе при увеличении подачи топлива содержание NO_x в отработавших газах возрастает от 220 ppm при $p_e = 0,115$ МПа до 420 ppm при 0,55 МПа. При максимальной нагрузке $p_e = 0,675$ МПа содержание NO_x в отработавших газах составляет 420 ppm. Увеличение составляет 1,9 раза. Содержание сажи в отработавших газах при работе двигателя на дизельном топливе увеличивается с 2,0 единиц при $p_e = 0,115$ МПа до 7,0 единиц при $p_e = 0,675$ МПа и увеличивается в 3,5 раза. Содержание углеводородов в отработавших газах с увеличением нагрузки увеличивается с 0,03 % ($p_e = 0,115$ МПа) до 0,22 % ($p_e = 0,675$ МПа). Рост составляет 1,9 раза. Содержание оксида углерода увеличивается с 0,08 % ($p_e = 0,115$ МПа) до 0,55 % ($p_e = 0,675$ МПа), т.е. увеличение составляет 6,8 раз. Содержание CO_2 в выпускных газах при увеличении нагрузки возрастает от 0,80 % ($p_e = 0,115$ МПа) до 3,9 % ($p_e = 0,675$ МПа), т.е. увеличение составляет 4,8 раза.

Из графиков видно, что при работе двигателя на спирте с двойной топливopодачей содержание вредных компонентов в выпускных газах значительно уменьшается во всем диапазоне изменения нагрузки. При увеличении подачи топлива содержание NO_x в выпускных газах увеличивается от 215 ppm ($p_e = 0,127$ МПа) до 305 ppm ($p_e = 0,55$ МПа), а затем уменьшается до 250 ppm ($p_e = 0,65$ МПа), т.е. увеличивается в 1,4 раза. При этом содержание сажи в отработавших газах при работе двигателя на метаноле значительно снижается во всем диапазоне изменения нагрузки по сравнению с работой на дизельном топливе, хотя и несколько возрастает при увеличении подачи топлива. Содержание сажи в отработавших газах составляет 0,1 единицы ($p_e = 0,127$ МПа) и 1,1 единицы ($p_e = 0,65$ МПа). Таким образом происходит увеличение содержания сажи в 11 раз. Содержание углеводородов в отработавших газах изменяется по сложной зависимости. При давлении 0,127 МПа и работе на спирте значение CH_x в отработавших газах 0,28 % потом снижается до 0,12 % ($p_e = 0,47$ МПа), а затем увеличивается до 0,23 % ($p_e = 0,65$ МПа). Изменение содержания углеводородов составляет 58 %. Содержание угарного газа в отработавших газах изменяется по следующей зависимости: сначала происходит снижение с 0,28 % ($p_e = 0,127$ МПа) до 0,20 % ($p_e = 0,5$ МПа), а затем увеличение до 0,35 % ($p_e = 0,65$ МПа). Колебания содержания угарного газа в отработавших газах составляют 43 %. Содержание CO_2 в отработавших газах при изменении подачи топлива возрастает от 1,80 % ($p_e = 0,127$ МПа) до 4,30 % ($p_e = 0,65$ МПа), т.е. увеличение составляет 2,3 раза.

Произведя анализ изменения содержания вредных компонентов в отработавших газах дизеля в зависимости от изменения подачи топлива при номинальной частоте вращения и оптимальном установочном угле опережения впрыскивания топлива можно отметить следующее. Содержание NO_x в выпускных газах при работе на спирте с двойной топливоподачей значительно ниже, чем при работе на дизельном топливе во всем диапазоне изменения подачи топлива. При $p_e = 0,127 \text{ МПа}$ содержание NO_x в отработанных газах снижается с 220 ppm при работе на дизельном топливе до 215 ppm при работе на спирте с двойной топливоподачей, т.е. на 3 %. При давлении 0,55 МПа содержания NO_x в отработанных газах снижается еще более значительно. Если при работе на дизельном топливе содержание оксидов азота в отработанных газах составляет 420 ppm, то при такой же нагрузке, но при работе на спирте с двойной топливоподачей содержание NO_x 305 ppm, т.е. происходит снижение на 28 %. При больших нагрузках ($p_e = 0,65 \text{ МПа}$) NO_x снижается от 375 ppm при работе на дизельном топливе, до 250 ppm при работе на спирте, т.е. на 34 %. Это, предположительно, объясняется главным образом тем, что при работе на спирте, вследствие особенности химического состава (химическая формула метанола - CH_3OH) отличного от дизельного топлива и, соответственно особенностей процесса горения, образование быстрых NO_x носит главный характер, замещая в общем балансе образования NO_x , получаемых по термическому принципу, или так называемых термических NO_x , что влияет на общее снижение содержания NO_x в отработанных газах.

Такое резкое снижение содержания NO_x в отработавших газах объясняется также тем, что скорость выделения тепла и увеличение давления у дизеля, работающего на спирте, значительно ниже, чем у опытного дизеля, что подтверждается снижением первого и увеличением второго пика динамики выделения теплоты и, кроме того, смещением их вправо по углу поворота коленвала от в.м.т. Эти данные являются главными в образовании NO_x при сгорании топлива в цилиндре дизеля. При этом снижается $p_{z\text{max}}$, снижается жесткость процесса сгорания, сам процесс происходит более мягко, без резких скачков давления, сдвигаясь на индикаторной диаграмме вправо, снижается максимальное значение температуры цикла и температуры отработанных газов.

Значительно уменьшается в отработанных газах содержание сажи при работе на спирте во всем диапазоне изменения подачи топлива. При значении $p_e = 0,127 \text{ МПа}$ содержание сажи в отработанных газах уменьшается с 2,0 единиц при работе на дизельном топливе до 0,1 единицы при работе на спирте. Снижение достигает 20 раз. При давлении $p_e = 0,55 \text{ МПа}$ уменьшение содержания сажи в отработанных

газах также значительно. Если при работе на дизельном топливе содержание сажи в отработавших газах составляет 5,5 единицы, то при этой же подаче топлива, но при работе на спирте – только 0,5 единицы, т. е. уменьшается в 11 раз. При больших подачах топлива ($p_e = 0,65$ МПа) достигается снижение от 6,6 единиц по шкале bosch при работе на дизельном топливе, до 1,1 единицы при работе на спирте, т. е. снижается в 6 раз.

Анализируя содержание в отработанных газах CH_x можно констатировать следующие особенности: при работе на дизельном топливе: содержание углеводородов при увеличении подачи топлива растет, а при работе на спирте содержание углеводородов сначала уменьшается, а затем увеличивается и имеет значения выше, чем при работе на ДТ во всей области нагрузок. Так при $p_e = 0,127$ МПа и работе на спирте значение CH_x в отработанных газах составляет 0,28 %, а при работе на дизельном топливе – 0,03 %. Затем содержание углеводородов при работе на спирте уменьшается до 0,12 % ($p_e = 0,47$ МПа), значение содержания углеводородов при работе на дизельном топливе составляет при этом 0,07%, а затем увеличивается до 0,22 % ($p_e = 0,65$ МПа), в то время как содержание углеводородов при работе на дизельном топливе составляет только 0,20 %.

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методической центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Лиханов, В.А. Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля путем применения метилового спирта в качестве альтернативного топлива / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.А. Анфилатов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: матер. III Междунар. научно-практич. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». - Киров: Вятская ГСХА. - 2010. - Вып. 8. - С. 64-72.

3. Лиханов, В.А. Влияние охлаждаемой рециркуляции ОГ на эффективные показатели работы газодизеля 4Ч11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, Р.Р. Деветьяров // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей

внутреннего сгорания: межвуз. сб. науч. тр. - С.-Петербург - Киров: Российская академия транспорта, Вятская ГСХА. - 2003. - С.120-122.

4. Лопатин, О.П. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от угла поворота коленчатого вала / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: матер. III Междунар. научно-практич. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». - Киров: Вятская ГСХА. - 2010. - Вып. 8. - С. 126-133.

5. Лиханов, В.А. Применение природного газа и рециркуляции на тракторном дизеле 4Ч 11,0/12,5 / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин // Тракторы и сельхозмашины. - 2014. - № 6. - С. 7-9.

© Чувашев А.Н., 2018

УДК 621

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА МЕТАНОЛЕ

Чувашев А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: alexs_dvs@mail.ru
*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: в последнее время становится все более актуальной необходимостью широкого исследования вопросов, связанных с применением спиртов в качестве моторных топлив. В работе рассмотрены некоторые особенности рабочего процесса цикла размерности 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле с использованием двойной системы топливоподачи.

Ключевые слова: дизель, метанол, DST.

SOME OF THE FEATURES OF THE WORKFLOW DIESEL WHEN OPERATING ON METHANOL

***Chuvashhev A.N. – PhD of Technics, assistant professor; e-mail:
aleks_dvs@mail.ru***
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: in recent years it became more and more urgent the need for a broad study of issues related to the use of alcohols as motor fuels. The paper deals with some features of the working process of a diesel of dimension 2 CH 10,5/12,0 when working on methanol using a dual fuel supply system.

Key words: diesel, methanol, DST.

Из-за ограниченности топлив нефтяного происхождения и неблагоприятной экологической обстановки в стране и в мире возникла необходимость применения альтернативных (возобновляемых) видов топлив. В Вятской ГСХА на кафедре тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проводятся исследования по переводу дизелей для работы на метаноле с использованием двойной системы топливоподачи (ДСТ) [1-5].

Целью наших исследований является – исследование рабочего цикла дизеля при работе на спирте (метаноле) с использованием двойной топливоподачи путем совершенствования процессов смесеобразования, сгорания и тепловыделения с применением многоструйной форсунки для подачи запальной порции дизельного топлива (ДТ).

Чтобы осуществить этот способ использования метанола путем подачи его непосредственно в цилиндр дизеля и воспламенением от запальной порции ДТ пришлось установить две топливные системы, в том числе два топливных насоса высокого давления типа 2УТНМ и две форсунки на каждый цилиндр. При этом в головке изготавливалось дополнительное отверстие, в одной вертикальной плоскости со штатной форсункой, для установки многоструйной форсунки, подающей ДТ.

Стендовые испытания необходимы были для сравнения основных мощностных, экологических и экономических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на штатном топливе, которое подавалось через штатную форсунку, и при работе на метиловом спирте, при этом ДТ подавалось через форсунку с меньшим диаметром сопловых отверстий, а метанол через заводскую форсунку.

Как показали исследования, при анализе регулировочных характеристик, наилучшие результаты по удельному эффективному расходу топлива и наилучшему протеканию процесса сгорания, получаются при одновременной подаче дизельного топлива и метанола.

С целью проработки особенностей процесса сгорания дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метиловом спирте проводились замеры давления в цилиндре дизеля (индицирование) на различных скоростных и нагрузочных режимах

Индикаторные диаграммы снимались на оптимальных установочных углах опережения впрыскивания запальной дозы ДТ и метанола, при постоянной минимальной подаче ДТ и подаче метанола, обеспечивающей поддержание значения среднего эффективного давления (p_e) на том уровне, при котором проводилось индицирование серийного дизеля.

Рассматривая в сравнении диаграммы серийного дизеля и дизеля, работающего на альтернативном топливе при частоте вращения $n =$

1800 мин⁻¹ и $p_e = 0,585$ МПа можно сделать следующие выводы. При работе на спирте происходит небольшое увеличение давления сгорания p_z .

Так, у серийного дизеля $p_{zd} = 7,04$ МПа, а у метанольного $p_{zm} = 7,26$ МПа. Соответственно и значения $(dp/d\varphi)_{max}$ изменяются и составляют для опытного дизеля 0,592 МПа/градус, а для метанольного дизеля - 0,287 МПа/градус. При этом следует подчеркнуть, что процесс сгорания при работе на спирте несколько сдвигается на линию расширения. Если для серийного дизеля давление цикла достигается при $\varphi = 7,5^\circ$, то для дизеля при работе на метаноле при $\varphi = 9,8^\circ$. Аналогичные выводы прослеживаются и из анализа диаграммы, снятой на частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту.

Для дизеля, работающего на ДТ при $p_e = 0,594$ МПа $p_{zd} = 7,33$, а для дизеля, работающего на спирте с двойной топливоподачей и тех же значениях p_e $p_{zm} = 7,71$ МПа. Значения $(dp/d\varphi)_{max}$ при работе на метаноле с ДСТ снижаются и на этом скоростном режиме. Так $(dp/d\varphi)_{max} = 0,600$ МПа/градус у дизеля, работающего на ДТ, а при работе на метаноле с ДСТ $(dp/d\varphi)_{max} = 0,307$ МПа/градус. При работе на метаноле с ДСТ процесс сгорания сдвигается на линию расширения. При этом максимальное давление цикла при работе на ДТ происходит при $\varphi = 4,0^\circ$, а при работе на метаноле с ДСТ - при $\varphi = 5,8^\circ$.

Из анализа результатов обработки индикаторных диаграмм также видно, что основные характеристики тепловыделения и значения осредненной температуры газов в цилиндре дизеля изменяются при работе дизеля на спирте.

При номинальной частоте вращения и $p_e = 0,585$ МПа значение максимальной осредненной температуры цикла для дизеля, работающего на ДТ составляет 1951,7К и происходит при $\varphi = 24^\circ$, а для дизеля, работающего на метаноле с ДСТ $T_{max} = 1994,7$ К достигается при $\varphi = 24^\circ$.

Рассматривая графики тепловыделения можно сделать вывод, что вначале скорость процесса тепловыделения в результате экзотермических реакций мала, и преобладает скорость отдачи теплоты. Поэтому результирующая скорость тепловыделения до некоторого момента отрицательна.

В последующем скорость тепловыделения в результате экзотермических реакций превышает скорость отдачи теплоты и результирующая скорость становится положительной. При этом для дизеля, работающего на метаноле с ДСТ характерно увеличение первого пика на графике скорости активного тепловыделения и сдвиг его вправо от ВМТ. Если для дизеля, работающего на ДТ максимум скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)_{max} = 0,0525$ происходит при $\varphi = 5^\circ$ до

ВМТ, то для дизеля, при работе на метаноле с ДСТ $(dx/d\varphi)_{\max} = 0,0610$ достигается при $\varphi = 6,5^\circ$. Из основных графиков выделения теплоты можно сделать вывод о том, что величина активного тепловыделения $x_i = 0,47$, при максимальном давлении сгорания p_z , для дизеля, работающего на ДТ происходит при $\varphi = 7,5^\circ$.

Для дизеля, работающего на метаноле с ДСТ при этом значении φ , величина x_i составляет уже 0,63 от общего тепловыделения, т. е. скорость тепловыделения нарастает более быстро. При $\varphi = 9,8^\circ$, соответствующем $p_{z\text{м}}$, активное тепловыделение достигает значения – 0,68. Во второй фазе процесса сгорания при угле $\varphi = 24^\circ$, соответствующем максимальной осредненной температуре цикла как для дизеля, работающего на ДТ так и для дизеля, работающего на метаноле с ДСТ, $x_i = 0,71$ для опытного дизеля, а для метанольного $x_i = 0,83$, т.е. тепловыделение идет в данном случае более интенсивно. Это также подтверждается и тем, что скорость тепловыделения при работе на спирте выше, чем у серийного дизеля, начиная с угла поворота коленчатого вала $\varphi = 2^\circ$ до ВМТ.

На частоте вращения соответствующей $M_{k\text{max}}$ можно увидеть аналогичные особенности протекания процесса выделения тепла при работе дизеля на спирте. В первой фазе сгорания, до p_z , выгорание топлива начинается позднее, скорость тепловыделения выше, чем у исследуемого дизеля.

Так, $x_i = 0,34$, соответствующее максимальному давлению сгорания при работе на ДТ, достигается при $\varphi = 4,0^\circ$, а при работе на спирте при максимальном давлении соответствует значению x_i , равное 0,42, но уже при $\varphi = 5,8^\circ$. Также и скорость тепловыделения для опытного дизеля составляет 0,0580, а для дизеля, работающего на спирте с ДСТ 0,0660. Во второй фазе процесса сгорания скорость тепловыделения у спиртового дизеля начиная с $\varphi = 3^\circ$ выше, осредненная температура цикла достигает максимального значения уже при $\varphi = 24^\circ$, только на 5 градусов позднее, чем у серийного дизеля.

Таким образом, при применении спирта (метанола) в качестве альтернативного источника энергии с использованием ДСТ жесткость работы двигателя понижается, при этом процесс тепловыделение идет более интенсивно, т. е. сгорания топливной смеси происходит полнее по сравнению с серийным дизелем.

Литература

1. Лиханов, В.А. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров, П.Н. Вылегжанин // Здоровье - питание - биологические

ресурсы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 125-летию со дня рождения академика Н.В. Рудницкого. Российская академия сельскохозяйственных наук, Северо-Восточный научно-методический центр, Зональный научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого. - 2002. - С. 259-263.

2. Лиханов, В.А. Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля путем применения метилового спирта в качестве альтернативного топлива / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.А. Анфилатов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: матер. III Междунар. научно-практич. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». - Киров: Вятская ГСХА. - 2010. - Вып. 8. - С. 64-72.

3. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных показателей дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха при работе на природном газе / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, Ю.Г. Бузмаков, М.Л. Скрябин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2008. - № 6. - С. 19-21.

4. Лиханов, В.А. Влияние охлаждаемой рециркуляции ОГ на эффективные показатели работы газодизеля 4С11,0/12,5 на режиме максимального крутящего момента / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, Р.Р. Девятьяров // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: межвуз. сб. науч. тр. - С.-Петербург - Киров: Российская академия транспорта, Вятская ГСХА. - 2003. - С.120-122.

5. Лопатин, О.П. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре дизеля 4С 11,0/12,5 в зависимости от угла поворота коленчатого вала / О.П. Лопатин, М.Л. Скрябин // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: матер. III Междунар. научно-практич. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». - Киров: Вятская ГСХА. - 2010. - Вып. 8. - С. 126-133.

© Чувашев А.Н., 2018

УДК 621

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭМУЛЬСИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Чупраков А.И. – к.т.н., доцент; e-mail: chaidvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В статье содержатся результаты, проведенных исследований на дизельном двигателе Д-243, при работе на

альтернативном топливе – этанолосодержащей эмульсии. Представлены экологические показатели двигателя в зависимости от изменения нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Ключевые слова: дизель, спирт, этанол, экологические показатели, эмульсия.

THE USE OF EMULSIONS TO REDUCE THE TOXICITY OF EXHAUST GASES OF A TRACTOR DIESEL ENGINES

**Chuprakov A.I. – Ph. D of Technics, associate professor;
e-mail: chaidvs@mail.ru**

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article contains the results of research on the diesel engine D – 243, when working on alternative fuel-ethanol emulsion. Ecological indexes of the engine depending on change of loading and frequency of rotation of a crankshaft of the engine are presented.

Keywords: diesel, alcohol, ethanol, environmental performance, emulsion.

По-прежнему обеспеченность страны продуктами нефтяного происхождения остаются главным условием экономической составляющей безопасности стран. Ограничение добычи позволяет увеличить стоимость нефти, тем самым замедляя темпы развития стран и мировой экономики. Значительная доля вырабатываемой механической энергии производится двигателями внутреннего сгорания. Помимо высокой стоимости существует экологическая проблема, которая заключается в высокой токсичности продуктов сгорания нефтяных топлив. Регулярно законодательно ужесточаются нормы выбросов токсичных компонентов отработавших газов двигателей внутреннего сгорания, это стимулирует производителей топлив к разработке и применению дополнительных методик очистки, что в конце отражается на стоимости и на конечном потребителе. Таким образом, необходимо находить новые топлива не нефтяного происхождения лишенные вышеуказанных недостатков, которые могут быть использованы на эксплуатируемых двигателях внутреннего сгорания.

К альтернативным топливам не нефтяного происхождения, которые добываются в достаточном количестве и имеют сравнительно небольшую стоимость можно отнести компримированный природный газ и спирты. Применение таких топлив позволяет полностью или частично заменять стандартное топливо, получая более приемлемые экологические показатели и возможную экономическую выгоду [1-5].

При применении альтернативных топлив для каждой серии двигателей требуется изучение рабочего процесса, образования и

содержания токсичных компонентов в отработавших газах и цилиндре, определение оптимальных настроек работы.

Простейшие спирты в дизельных двигателях могут использоваться в виде эмульсий, в состав которых входит стандартное топливо. Данные эмульсии обладают низкой стабильностью к распаду. Для увеличения времени распада в состав добавляются поверхностно-активные вещества, которые позволяют значительно увеличить стабильность. Комбинирование различных составов эмульсий состоящих из дизельного топлива, спиртов, воды, диспергирующих присадок позволяет определить оптимальные составы, которые схожи по физическим свойствам стандартных топлив, исключить коррозионную агрессивность и преждевременный распад.

Спирты оказывают значительное влияние на процессы горения, образования и окисления токсичных веществ в цилиндре. Определяющую роль особенности процесса горения эмульсий выполняют активные радикалы интенсифицирующие горение. Данные радикалы являются следствием термической диссоциации спиртов.

Внутри цилиндра дизельного двигателя существует значительная неоднородность рабочего заряда в течение впрыска топлива, впуска и выпуска отработавших газов. Образование при сгорании твердого углерода в виде сажевых частиц происходит в результате пиролиза и окислительного разложения молекул топлива в зонах сильно богатой смеси при высоких температурах. Такие условия создаются в дизельных двигателях при окислении капель топлива, когда в одних зонах факела распыла местные значения состава смеси близки к стехиометрическим, а температуры пламени максимальны, и в это же время в других зонах отсутствует кислород.

Экологические показатели дизельного двигателя Д-243 с насосом УТН-И при работе на дизельном топливе и эмульсии на основе спирта в зависимости от изменения нагрузки на оптимальном установочном УОВТ при номинальной частоте вращения коленчатого вала представлены на рисунке 1, а. Сопоставляя графики соответствующих работе дизельного двигателя на стандартном топливе и на эмульгированном можно заметить, что экологические показатели и закономерности изменения кривых несколько различны. Содержание оксидов азота NO_x при эффективном давлении равно $p_e = 0,131$ МПа снижается от 592 ppm при работе дизеля на стандартном топливе до 433 ppm при работе дизеля на эмульсии, снижение достигает 27,3 %. На режиме максимальной нагрузки разница значений суммарных оксидов азота вырастает и составляют 945 ppm при работе на дизельном топливе и 715 при работе на эмульсии. Снижение составляет 24,3 %. Дымность отработавших газов (С) при работе дизеля на эмульсии снижается на всем диапазоне изменения нагрузки. Так, при

эффективном давлении $p_{ре} = 0,131$ МПа значение сажевого содержания снижается с 0,42 до 0,10 ед. по шкале Bosch, т.е. в 4,1 раза. При переходе на режим максимальной нагрузки происходит снижение дымности при работе на эмульсии, сажевого содержания снижается от 3,3 до 1,8 ед. по шкале Bosch, т.е. в 1,21 раза.

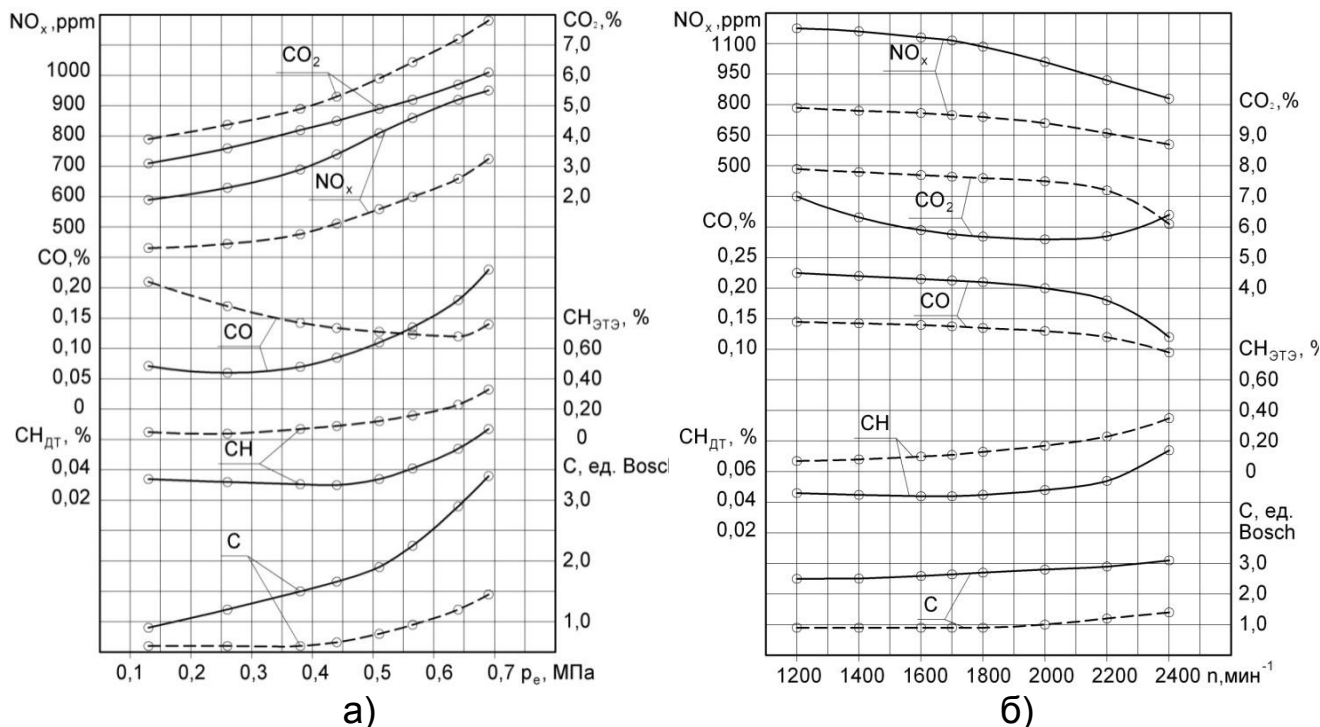


Рисунок 1 - Экологические показатели двигателя Д-243 при работе на эмульсии в зависимости от: а - изменения нагрузки при $n = 2200$ $мин^{-1}$; б - изменения частоты вращения; — - дизельное топливо; - - - - эмульсия

Рассматривая закономерности изменения содержания вредных веществ в отработавших газах двигателя Д-243 при переходе со стандартного топлива на эмульсию при работе двигателя на оптимальном установочном угле опережения впрыскивания топлива в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала (рис. 1, б), можно определить, что содержание оксидов азота в отработавших газах при работе двигателя на эмульсии меньше, чем при работе двигателя на стандартном топливе. Так, при частоте вращения коленчатого вала $n = 1200$ $мин^{-1}$ содержание оксидов азота NO_x понижается с 1176 ppm при работе двигателя на стандартном топливе до 786 ppm при работе двигателя на эмульсии. Понижение достигает 33,3 %.

На максимальной частоте вращения коленчатого вала наблюдается снижение содержания оксидов азота. При частоте вращения равной $n = 2400$ $мин^{-1}$ содержание оксидов азота при работе дизеля на

стандартном топливесоответствует 831 ppm, а при работе дизеля на эмульсии соответствует 606 ppm. Понижение достигает 27,2 %.

Дымность отработавших газов (С) при работе дизеля на эмульсии, по сравнению с работой на стандартном топливе изменяется с повышением частоты вращения. При частоте вращения соответствующей $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ при работе дизеля на стандартном топливе, значение дымности отработавших газов соответствует 2,5 единицы по шкале Bosch. При работе двигателя на эмульсии – 0,9 единицы по шкале Bosch. При повышении частоты вращения до равной $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение дымности при работе дизеля на стандартном топливесоответствует 3,1 единицы по шкале Bosch, а при работе дизеля на эмульсии 1,4 единицы по шкале Bosch, т.е. дымность понижается более чем в 2 раза.

Рассматривая изменение содержания токсичных компонентов в отработавших газах двигателя Д-243 при смене стандартного топлива на эмульсию обозначим, что при работе двигателя на эмульсии на всем диапазоне изменения скоростей снижается содержание в отработавших газах двигателя оксида углерода СО, происходит повышение содержания диоксида углерода СО₂. При этом значительно снижается содержание оксидов азота NO_x, и уменьшается дымность ОГ.

Применение эмульсий позволяет значительно снижать содержание основных токсичных компонентов в отработавших газах двигателя.

Литература

1. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4С 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. - 2009. - С. 114-119.

2. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4С11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

3. Романов, С.А. Исследование рабочего процесса дизеля 4С 11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. Санкт-Петербург. - 2010.

4. Лопатин, О.П. Снижение содержания оксидов азота в ОГ дизеля с турбонаддувом путем применения КПГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. – Киров: Вятская ГСХА. - 2016.- Вып. 12. - С. 415-419.

5. Лопатин, О.П. Влияние альтернативных топлив, применяемых в дизелях, на токсичность ОГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. – Киров: Вятская ГСХА. - 2016.- Вып. 12. - С. 419-423.

© Чупраков А.И., 2018

УДК 631.313.5:001.891

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ И МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ
НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РОТАЦИОННОЙ БОРОНЫ ПРИ
ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ПОЧВОЙ**

Касимов Н.Г. - к.т.н., доцент,

Первушин В.Ф. - д.т.н., профессор,

Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,

Ижевск, Россия

Аннотация: Статья посвящена проведению технических измерений на этапе лабораторных исследований. Благодаря выполненным теоретическим исследованиям подготовлена основа метрологического обеспечения научных исследований взаимодействия ротационной бороны с почвой.

Ключевые слова: технические измерения, метрологическое обеспечение, научные исследования, эксперимент, ротационная бороны, почва.

**TECHNICAL MEASUREMENTS AND METROLOGICAL SUPPORT OF
SCIENTIFIC RESEARCH ROTARY HARROWS IN THE INTERACTION
WITH THE SOIL**

Kasimov N.G. - Ph.D., Assoc. Prof.,

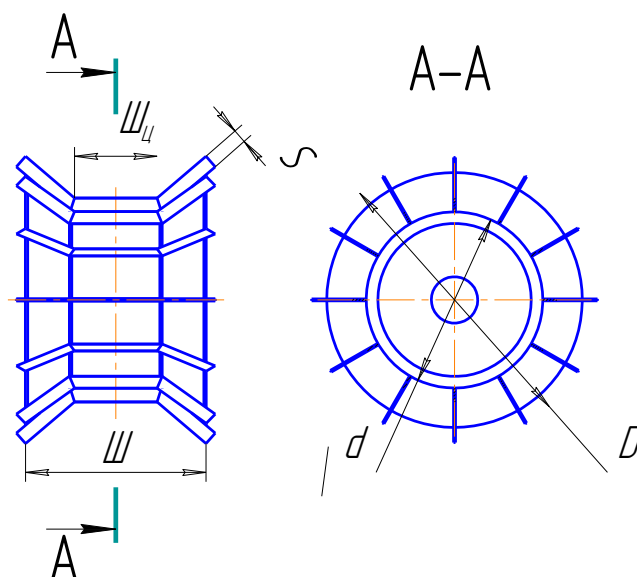
Pervuchin V.F. - Doctor of Technical Sciences, Prof.,

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: the Article is devoted to carrying out technical measurements on the stage of laboratory research. Thanks to the performed theoretical

researches the basis of metrological support of scientific researches of interaction of a rotary harrow with soil is prepared.

Key words: technical measurement, metrological support, research, experiment, rotary harrow, the soil.



W – ширина ротационной бороны; $W_{\text{ц}}$ – Ширина цилиндрической части; D – наружный диаметр; d – внутренний диаметр; S – ширина скребков.

Рисунок 1 - Схема ротационной бороны с основными геометрическими параметрами

Технические измерения и метрологическое обеспечение научных исследований ротационной бороны (рис. 1) при взаимодействии с почвой – важная часть по разработке программы и методики экспериментальных исследований. От технических измерений и метрологического обеспечения научных исследований зависит результат всего эксперимента.

С целью проведения технических измерений и метрологического обеспечения научных исследований взаимодействия ротационной бороны с почвой необходимо решение следующих задач: обеспечить проверку теоретических результатов исследований и уточнить основные параметры и режимы работы процесса междурядной обработки ротационной бороной.

Для решения поставленных задач были определены следующие этапы программы экспериментальных исследований:

– разработка и изготовление лабораторной экспериментальной установки и экспериментальной машины с применением ротационной

бороны для исследования процесса междурядной обработки, а также исследования влияния различных параметров и режимов работы на обрабатываемую среду;

– проверка основных агротехнических показателей: - влажность, плотность и твердость почвы; - геометрические параметры профиля гребня; - засоренность участка сорняками;

– выявление основных факторов, влияющих на полноту удаления сорняков и определение диапазона их изменения;

– определение оптимальных и рациональных режимов работы ротационной бороны;

– проверка качества выполняемой работы;

– определение технико-экономических показателей процесса междурядной обработки.

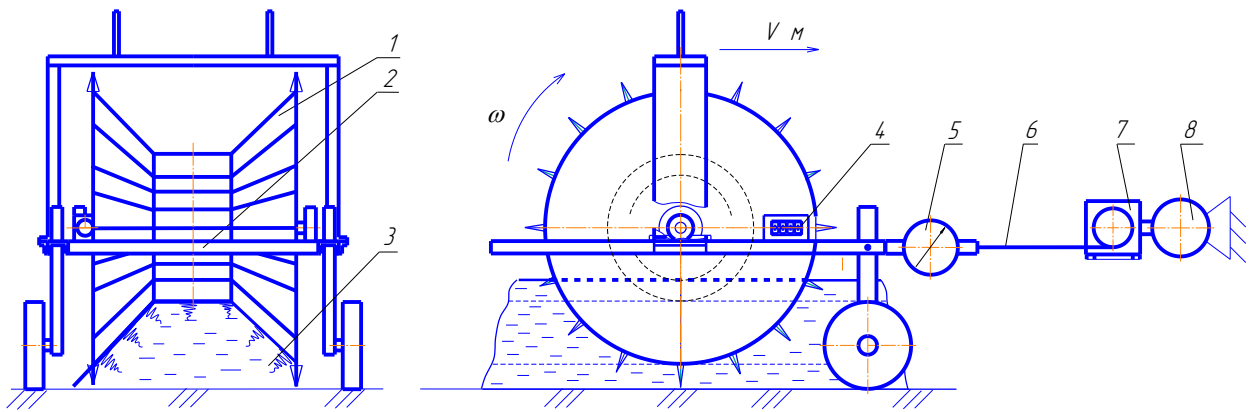
Теоретические исследования взаимодействия экспериментальной ротационной бороны с почвой (гребнем), в процессе её перекачивания, [1-5] позволили определить её рациональные геометрические параметры, представленные в таблице 1.

Таблица 1- Основные геометрические параметры ротационной бороны

Показатель, ед. изм.	Обозначение	Значение
Ширина ротационной бороны, мм.	Ш	400
Ширина цилиндрической части, мм.	Ш _ц	150
Ширина скребков, мм.	S	25...30
Внутренний диаметр, мм.	d	400
Наружный диаметр, мм.	D	620
Число скребков, шт.	Z	12...16

Таким образом, по результатам теоретических исследований, с учетом рациональных геометрических параметров, изготовлена ротационная борона.

В соответствии с метрологическим обеспечением научных исследований и необходимостью проведения технических измерений была разработана методика проведения лабораторных экспериментов с применением лабораторной установки (рис. 2, 3), и ротационной бороны.



1 – ротационная борона; 2 – лабораторная установка; 3 – почвенный канал; 4 – счетчик угломер; 5 – динамометр; 6 – трос; 7 – редуктор; 8 – электродвигатель.

Рисунок 2 - Схема лабораторной установки с ротационной бороней

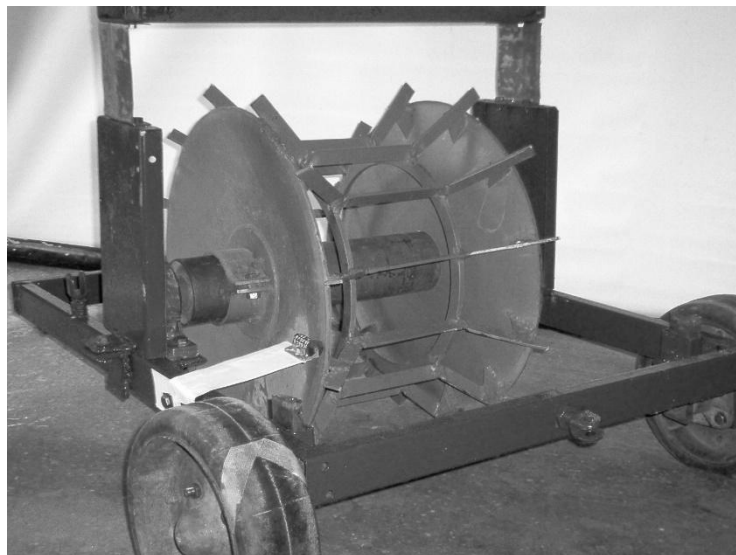


Рисунок 3 - Лабораторная установка для исследования основных параметров и режимов работы ротационной бороны

В конструкции установки для выполнения задач лабораторных исследований предусмотрены: - устройство для измерения угла поворота ротационной бороны; – возможность изменения вертикальной нагрузки на ротационную борону; – механизм регулирования поступательной скорости ротационной бороны; – динамометр для энергетической оценки взаимодействия бороны с почвой.

Таким образом, были созданы условия для проведения технических измерений на этапе лабораторных исследований и подготовлена основа метрологического обеспечения научных исследований взаимодействия ротационной бороны с почвой.

Литература

1. Крылов, О.Н. Анализ конструкций тяжелых стерневых борон / О.Н. и др. // Научное обеспечение АПК. Итоги и перспективы: материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию ФГБОУ ВПО Ижевская ГСХА. ФГБОУ ВПО Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2013. - С. 124-132.
2. Иванов, А.Г. Анализ рабочего процесса дисковой картофелесортировки / А.Г. Иванов, А.В. Костин // Хранение и переработка сельхозсырья. - 2008. - № 5. - С. 72-74.
3. Касимов, Н.Г. Анализ рабочих органов для ухода за посадками картофеля / Н.Г. Касимов, О.В. Данилов, Ф.З. Минагулов // Наука Удмуртии. - 2009. - № 9. - С. 80-84.
4. Касимов, Н.Г. Влияние рабочих органов пропашных культиваторов на создание условий для благоприятного роста картофеля / Касимов Н.Г. // Устойчивому развитию АПК - научное обеспечение: материалы Всероссийской научно-практической конференции. Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2004. - С. 393-396.
5. Касимов, Н.Г. К вопросу о проведении лабораторных исследований ротационного рабочего органа по уходу за растениями картофеля / Н.Г. Касимов // Современные проблемы аграрной науки и пути их решения: материалы Всероссийской научно-практической конференции. Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2005. - С. 425-428.

© Касимов Н.Г., Первушин В.Ф., 2018

УДК631.316.44

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ МАЛОГАБАРИТНОЙ АДАПТИВНОЙ ФРЕЗЫ

Безруков А. В. – к.т.н., доцент; e-mail: bezrukow157@yandex.ru;

Наумкин Н. И. – к.т.н., д.п.н., доцент; e-mail: naumn@yandex.ru;

Купряшкин В. Ф. – к.т.н., доцент; e-mail: kupwf@mail.ru

*Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва,
г. Саранск, Россия*

Аннотация: В данной статье рассматриваются динамические особенности работы малогабаритной фрезы с адаптацией ее режимов к условиям обрабатываемой почвы. Была получена математическая модель для переходного процесса работы.

Ключевые слова: динамический анализ, адаптация, малогабаритная фреза, дифференциальное уравнения, математическая

модель.

DYNAMIC ANALYSIS OF THE ADAPTIVE OPERATION OF SMALL MILLS

Bezrukov A.V. – PhD of Technics, associate Professor; e-mail: bezrukow157@yandex.ru;

Naumkin N. I. – PhD of Technics, Ph. D. of Pedagogy, associate Professor; e-mail: naumn@yandex.ru

Kupryashkin V. F. – PhD of Technics,, associate Professor; e-mail: kupwf@mail.ru

Ogarev Mordovia State University, Saransk, Russia

Abstract: this article discusses the dynamic features of the small-sized cutter with the adaptation of its modes to the conditions of the treated soil. A mathematical model for the transition process was obtained.

Key words: dynamic analysis, adaptation, small-sized cutter, differential equations, mathematical model.

Малогобаритная фреза – это сложная динамическая система, на которую постоянно воздействуют переменные нагрузки и сопротивления [1-5].

Рассмотрим динамические особенности работы машины, для чего составим ее кинематическую схему (рис. 1). На этой схеме представлены основные звенья и механизмы фрезы: 1 – вал основного двигателя; 2 – вал привода рабочих органов; 3 – вал рабочих органов; 1' – вал дополнительного двигателя; 2' – вал привода ходовых колес; 3' – вал ходовых колес.

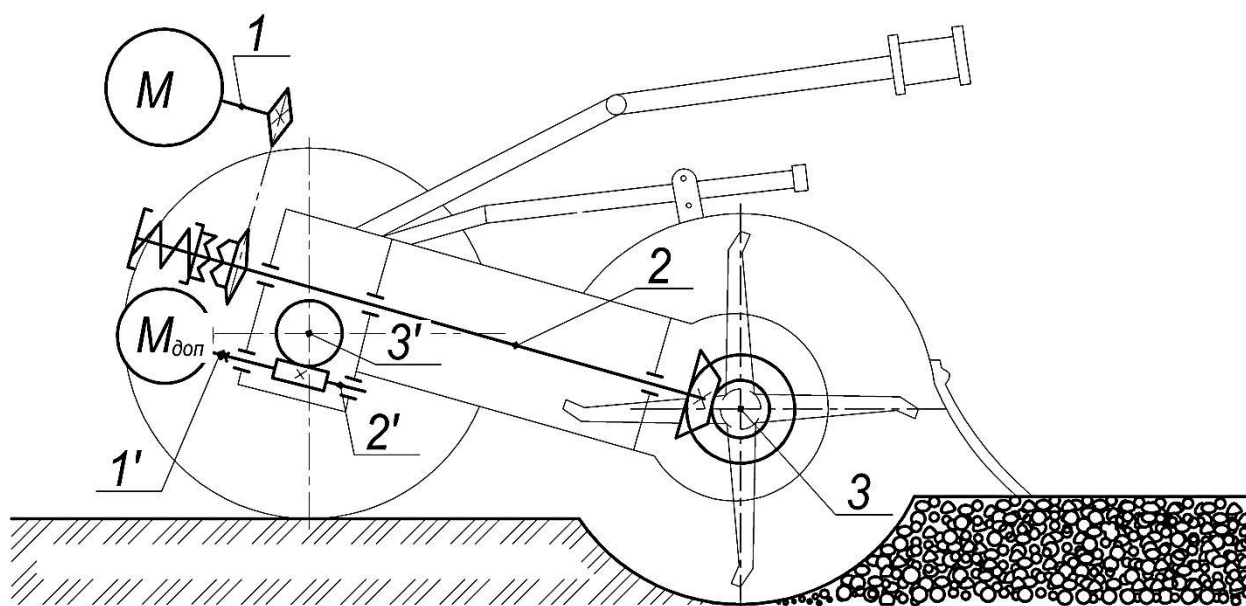


Рисунок 1 – Кинематическая схема малогобаритной фрезы.

где 1 – вал основного двигателя; 2 – вал привода рабочих органов; 3 – вал рабочих органов; 1' – вал дополнительного двигателя; 2' – вал привода ходовых колес; 3' – вал ходовых колес.

Опишем системой нелинейных дифференциальных уравнений движение основных выходных звеньев фрезы в соответствии с уравнением Лагранжа-Даламбера [1, 1]:

$$\begin{cases} J_1 \dot{\omega}_1 + B_1 \omega_1^2 + M_1 + \frac{M_{12}}{i_{12} \eta_{12}} = M_0 \\ J_2 \dot{\omega}_2 + B_2 \omega_2^2 + M_2 + \frac{M_{23}}{i_{23} \eta_{23}} = M_{12} \\ J_3 \dot{\omega}_3 + B_3 \omega_3^2 + M_3 + F(t) = M_{23} \end{cases} \quad (1)$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – угловые скорости вала основного двигателя (1), вала привода (2) и вала рабочих органов (3); J_1, J_2, J_3 – соответствующие приведенные моменты инерции валов в сборе; B_1, B_2, B_3 – коэффициенты, учитывающие соответствующие воздушные сопротивления; $M_0 = A_0 - \frac{D_0}{C_0 - \omega}$ – крутящий момент по механической (редукторной) характеристике основного двигателя, ($M_{ij} = A_i - \frac{D_i}{1 - \frac{\omega_i}{\omega_j} i_{ij}}$);

M_1, M_2, M_3 – моменты сил вредного трения на валах; $F(t)$ – внешняя нагрузка; A_i, D_i, C_i – постоянные величины, определяющие активные моменты, развиваемые цепной передачей или основным двигателем.

Аналогичную систему уравнений составим для фрезерного барабана:

$$\begin{cases} J'_1 \dot{\omega}'_1 + B_1 \omega'^2_1 + M'_1 + \frac{M'_{12}}{i'_{12} \eta'_{12}} = M'_0 \\ J'_2 \dot{\omega}'_2 + B_2 \omega'^2_2 + M'_2 + \frac{M'_{23}}{i'_{23} \eta'_{23}} = M'_{12} \\ J'_3 \dot{\omega}'_3 + B_3 \omega'^2_3 + M'_3 + F'(t) = M'_{23} \end{cases} \quad (2)$$

где $\omega'_1, \omega'_2, \omega'_3$ – угловые скорости вала дополнительного двигателя (1), вала привода ходовых колес (2) и вала колес (3); J'_1, J'_2, J'_3 – соответствующие моменты инерции; B'_1, B'_2, B'_3 – коэффициенты, учитывающие соответствующие воздушные сопротивления; $M'_0 = A_0 - \frac{D_0}{C_0 - \omega'}$ – крутящий момент по механической (редукторной) характеристике дополнительного двигателя, ($M'_{ij} = A'_i - \frac{D'_i}{1 - \frac{\omega'_i}{\omega'_j} i'_{ij}}$); M'_1, M'_2, M'_3 – моменты сил вредного трения на валах н; $F'(t)$ – внешняя нагрузка; A'_i, D'_i, C'_i –

постоянные величины, определяющие активные моменты, развиваемые дополнительным двигателем.

Скорость движения малогабаритного почвообрабатывающего агрегата определяется твердостью почвы ρ . Чем выше твердость, тем меньше должна быть скорость поступательного перемещения фрезы, для обеспечения качественной обработки почвы. Увеличение внешней нагрузки F' на фрезбарабане, для обеспечения требуемого качества обработки почвы, должно сопровождаться уменьшением угловой скорости почвообрабатывающей фрезы ω'_3 или уменьшением угловой скорости ходовых колес ω_3 (снижением поступательной скорости фрезы), это приведет к уменьшению силы F' . При этом ω'_3 увеличится, поскольку мощность асинхронного двигателя (в нашем случае АИР90 L2) во время работы постоянная. Качество обработки почвы сохранится [4, 7].

Таким образом, при изменении твердости почвы ρ для сохранения требуемой качественной обработки необходимо изменить угловую скорость колес ω_3 . Это достигается за счет изменения частоты вращения вала дополнительного двигателя (АИР71А4У2). Этот процесс занимает некоторое время, происходит запаздывание изменения режима работы, что необходимо учитывать как в расчетах, так и при реализации конструкции машины.

Проанализируем влияние изменения крутящего момента на валу двигателя M_0 , в зависимости от угловой скорости вала колес ω_3 .

Рассмотрим случай, когда твердость почвы изменяется скачкообразно ($\rho = \rho_0$ при $t < t_0$, $\rho = \rho_0 + \Delta\rho$ при $t \geq t_0$). Изменение твердости приводит к изменению крутящего момента $M = M_0 + \Delta M_0$. Новый крутящий момент с учетом запаздывания механической цепи (переходный процесс) приведет к установлению требуемой угловой скорости ходовых колес ω_3 . Проведем исследование этого переходного процесса. Изменение момента M_0 приведет к изменению крутящих моментов M_{12} и M_{23} . Полагая, что величины V_i , M_1 , M_2 и M_3 не изменяются, переходный процесс опишется следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta\omega_1 = \omega_1^{(0)} \frac{d_1}{a_1} (1 - e^{-a_1 t}) \\ \Delta\omega_2 = \omega_2^{(0)} \left[\frac{a_1 d_2 - a_2 d_1}{a_1 b_1} (1 - e^{-b_1 t}) + \frac{a_2 d_1}{a_1 (b_1 - a_1)} (1 - e^{-a_1 t}) \right] \\ \Delta\omega_3 = \omega_3^{(0)} \left\{ \left[\frac{d_3}{c_3} - \frac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 c_3} - \frac{a_2 d_1 b_3}{a_1 c_3 (b_1 - a_1)} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 (c_3 - b_1)} + \frac{a_2 d_1 b_3}{a_1 (b_1 - a_1)(c_3 - a_1)} \right] (1 - e^{-c_3 t}) - \right. \\ \left. - \frac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 (c_3 - b_1)} (1 - e^{-b_1 t}) - \right. \\ \left. - \frac{a_2 d_1 b_3}{a_1 (b_1 - a_1)(c_3 - a_1)} (1 - e^{-a_1 t}) - \right. \\ \left. - \left[\frac{d_3}{c_3} - \frac{b_3 (a_1 d_2 - a_2 d_1)}{a_1 b_1 c_3} - \frac{a_2 d_1 b_3}{a_1 c_3 (b_1 - a_1)} \right] \right\} \quad (3). \end{array} \right.$$

Таким образом, в процессе проведенного аналитического исследования разработаны математические модели и получены передаточные функции для непосредственно фрез барабана и для ходовых колес малогабаритной адаптивной фрезы, для случая переходного процесса, описываемого тремя экспонентами. Полученные математические модели в линейном приближении в некоторой ограниченной области характеризуют динамические свойства рабочих органов [3-5]. Их можно использовать при расчете систем регулирования загрузки и рассчитывать такие конструктивные параметры рабочих органов, при которых внешние возмущения вызывают лишь незначительные нарушения технологического процесса, выполняемого машиной.

Литература

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
2. Безруков, А. В. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы за счет адаптации ее режимов к условиям работы: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Безруков. – Саранск, 2016. – 18 с.
3. Безруков, А. В. Использование комбинированных рабочих органов в самоходных малогабаритных почвообрабатывающих машинах / А. В. Безруков, Н. И. Наумкин, В. Ф. Купряшкин [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 10. – С. 11–13.
4. Безруков, А. В. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы. / А. В.

Безруков, Н. И. Наумкин, В. Ф. Купряшкин, М. Н. Чаткин // ГОСНИТИ. – 2012. – Т. 110. – Ч. 1. – С. 100 – 104.

5. Безруков, А. В. Адаптивная почвообр почвообрабатывающая фреза. // Сельский механизатор. – 2018. - № 1. – С. 4-5.

© Безруков А.В., Наумкин Н.И., Купряшкин В.Ф., 2018

УДК 631.362.32:635.21

**ДИНАМИКА ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ СФЕРИЧЕСКОГО
КЛУБНЯ ПО РАБОЧЕМУ ОРГАНУ ДИСКОВОЙ
ПЛОСКОРЕШЕТНОЙ АРТОФЕЛЕСОРТИРОВКИ**

Иванов А.Г. – к.т.н., доцент; e-mail: ivalgen@inbox.ru

Шкляев А.Л. – к.т.н.; e-mail: balez_grad@mail.ru

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

Аннотация: описан рабочий процесс перспективного рабочего органа картофелесортировки; исследована динамика относительного движения сферического клубня по поверхности плоскорешетного рабочего органа; обоснована частота вращения дискового рабочего органа

Ключевые слова: динамика, сортировка, ускорение Кариолиса, сила инерции, рабочий орган, плоское решето, диск

**DYNAMICS OF THE RELATIVE MOVEMENT OF THE SPHERICAL DECK
FOR THE WORKING BODY OF THE DISC PLASTIC
ARTHOPHELSORTING**

Ivanov A.G. – PhD of Technics, associate professor; e-mail: ivalgen@inbox.ru

Shklyayev A.L. – PhD of Technics; e-mail: balez_grad@mail.ru

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: the working process of the perspective working organ of potato sorting is described; The dynamics of the relative motion of a spherical tuber over the surface of a flat-plate working element is studied; the rotational speed of the disk working body is grounded

Key words: dynamics, sorting, acceleration of Cariolis, inertia force, working element, flat sieve, disk

Принцип работы исследуемой сортировки картофеля показан на рисунке 1 [1, 2].

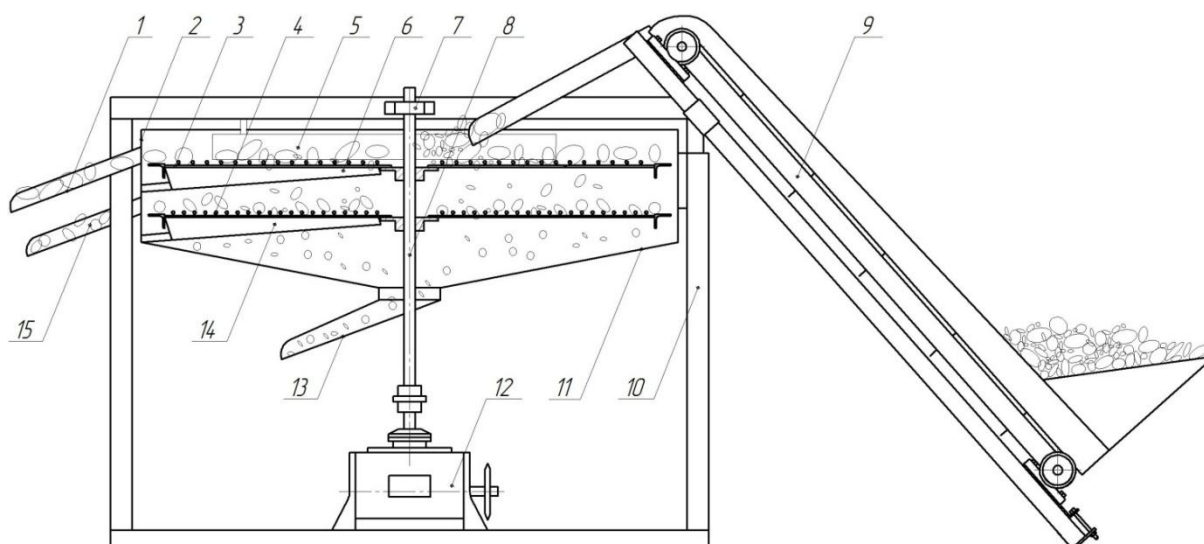


Рисунок 1 – Технологическая схема дисковой плоскорешетной сортировки:

1 – выгрузной лоток крупной фракции; 2 – обод кожуха; 3 – первое решето; 4 – второе решето; 5 – сектор-обод; 6 – подъемная планка первого решета; 7 – подшипник; 8 – вал; 9 – питающий транспортер; 10 – рама; 11 – приемник; 12 – редуктор; 13 – выгрузной лоток мелкой фракции; 14 – подъемная планка второго решета; 15 – выгрузной лоток средней фракции

Клубни картофеля из бункера накопителя посредством ленточного подъемно-загрузочного транспортера 9 направляются на поверхность первого диска 3 снабженного крупнорешетчатой сетчатой стенкой. Вращательное движение дискам 3 и 4 передается от вала 8, приводимого в движение электродвигателем через редуктор 12. Поскольку диск 3 вращается, то поступающий на его поверхность поток клубней рассредоточиваются и равномерно распределяется в один слой по поверхности сортирующего рабочего органа [3, 4].

Клубни, под действием центробежных сил инерции, по мере поворота диска 3 движутся от центра к периферии по спиралевидной траектории и для того чтобы уменьшить нагрузку на периферийную зону, в начальный момент сортирования, клубни встречают на своем пути ограничивающий сектор-обод 5. Часть вороха, задерживается какой-то период времени от движения к внешней части диска, тем самым уменьшая сгруживание на периферии и улучшая условия сортирования. При этом средние и мелкие клубни успевают сориентироваться и проваливаются (проходят) через щелевые отверстия и попадают на второй диск 4, а крупные клубни под действием центробежных сил перемещаются по поверхности первого диска 3. Когда это движение ограничивает обод 2, клубни начинают сложное движение вдоль него, в одном месте обод снабжен сходным окном, клубни, достигая его, сходят

с поверхности диска на выгрузной лоток 1 трапециевидной формы. Клубни, толщина которых равна или немного превышает ширину калибрующего отверстия, являются наиболее неблагоприятными с точки зрения прохождения через калибровочные отверстия, так как они застревают, глубоко западая в отверстия, и дальнейшее движение клубней прекращается. С этой проблемой удаётся справиться с помощью подъемной планки 6, она приподнимает запавшие клубни картофеля из щелевых отверстий и способствует их продвижению по поверхности решета, а также сходу картофеля на выгрузной лоток [5]. Планка установлена под дисками решет и вплотную прилегает одним краем к нижней стороне дисков, а вторым закреплена на удерживающей штанге, консольноустановленной на раму 10.

Среднего и малого размера клубни попадают на мелкорешетчатую поверхность второго диска 4, где совершают аналогичное движение, как и на первой ступени, отличие заключается в том, что отсутствует ограничивающий сектор-обод. На второй ступени нет необходимости его установки, так как количество поступающего картофеля заметно снижается. Клубни малого размера проходят через отверстия и падают на поверхность неподвижного конусообразного приемника клубней 11 и, скатываясь по нему, сходят на выгрузной лоток 13 для мелкой фракции. Средние клубни не проходят через отверстия и сходят на лоток 15 для средней фракции.

Представленная машина обладает следующими преимуществами: крупные клубни выделяются в первую очередь, благодаря этому они меньше травмируются и эффективность калибрования увеличивается; калибрующие отверстия расположены с учетом траектории движения клубней картофеля, в результате возрастает точность калибрования при относительно малом диаметре решет.

По представленной схеме можно сконструировать машины множества типоразмеров, начиная с компактной и заканчивая высокопроизводительной, предназначенной для эксплуатации на комплексах.

Принцип работы дисковой плоскорешетной сортировки центробежного типа со щелевыми отверстиями, образованными концентрическими окружностями из прутка, способствует рассредоточению клубней по калибрующей поверхности вдоль образующих прутков. Однако концентрические прутки препятствуют переходу клубней от центра к периферии калибрующей поверхности. Если режимы работы картофелесортировки подбирать без учета этих обстоятельств, то произойдет загромождение центральной части калибрующей поверхности и нарушится непрерывность процесса. Следовательно, необходимо изучить процесс перехода клубня из центральных щелевых отверстий к периферийным.

Рассмотрим движение клубня вдоль направляющих прутков под действием внешних приложенных сил.

Введем подвижную естественную систему координат $K_2\tau nb$, представленную на рисунке 2 [5].

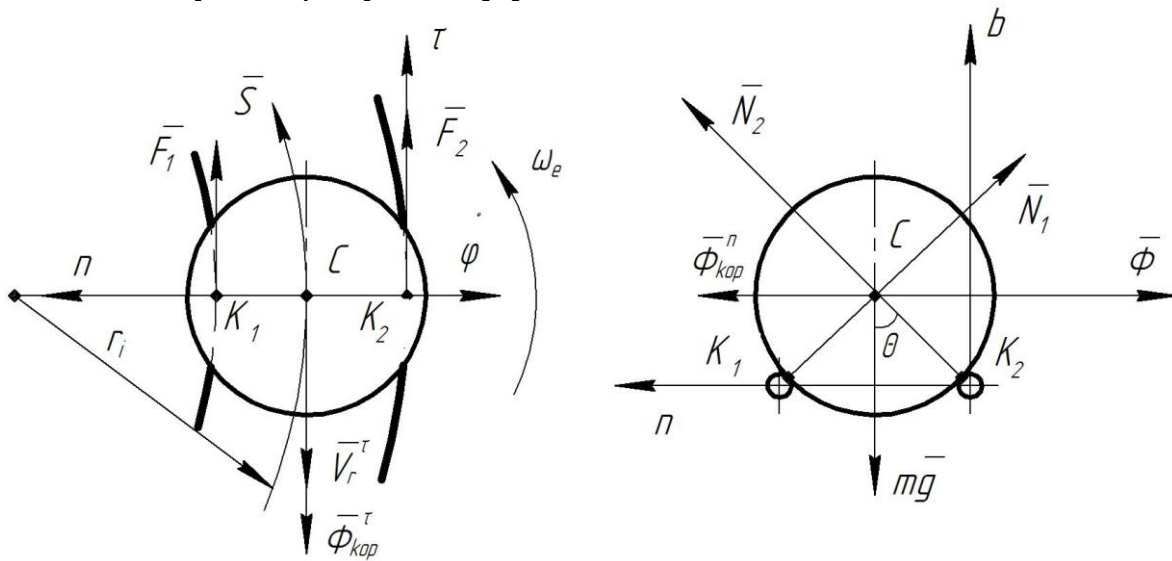


Рисунок 2 – Схема сил при сложном движении клубня вдоль направляющих прутков

На клубень действуют сила тяжести $m\vec{g}$, нормальные реакции прутков \vec{N}_1 и \vec{N}_2 , силы трения \vec{F}_1 и \vec{F}_2 . При вращении решета клубни, имеющие форму шара, начинают катиться вдоль направляющих прутков, отставая от вращающегося решета. Угловая скорость собственного вращения клубня обозначена $\dot{\varphi}$, где φ – угол поворота клубня. На клубень действуют также переносные силы инерции: $\vec{\Phi} = -m \cdot \vec{a}$ – центробежная переносная сила инерции (где m – масса клубня, кг; \vec{a} – центростремительное ускорение в переносном движении, m/c^2 , $\vec{a} = \omega_e^2 \cdot r_i \cdot \vec{n}$); $\vec{\Phi}_{kop}^n = -m \cdot \vec{a}_{kop}^n$ – нормальная составляющая кориолисовой силы инерции ($\vec{a}_{kop}^n = 2 \cdot \vec{\omega}_e \times \vec{V}_r^\tau$, где $\vec{\omega}_e$ – вектор угловой скорости вращения решета, рад/с; \vec{V}_r^τ – вектор скорости центра масс клубня относительно прутков решета, м/с).

Нормальную составляющую ускорения Кориолиса находим из векторного произведения

$$\vec{a}_{kop}^n = 2 \cdot \begin{vmatrix} \vec{\tau} & \vec{n} & \vec{b} \\ 0 & 0 & \omega_e \\ -\dot{\varphi} \cdot R \cdot \cos \Theta & 0 & 0 \end{vmatrix} = -2 \cdot \vec{n} \cdot \omega_e \cdot \dot{\varphi} \cdot R \cdot \cos \Theta.$$

Запишем дифференциальные уравнения относительного движения в проекции на оси подвижной системы координат (в форме Эйлера), дополнив их уравнением динамики вращательного движения:

$$\begin{aligned} m \cdot a^r &= F_1 + F_2, \\ m \cdot a^n &= -N_1 \cdot \sin \Theta + N_2 \cdot \sin \Theta - \Phi + \Phi_{kop}^n, \\ m \cdot a^b &= (N_1 + N_2) \cdot \cos \Theta - m \cdot g, \\ I \cdot \ddot{\varphi} &= -(F_1 + F_2) \cdot R \cdot \cos \Theta, \end{aligned} \quad (1)$$

где a^r, a^n, a^b – проекции ускорения на оси естественной системы координат, м/с²; I – момент инерции клубня относительно центра масс, кг·м²; R – радиус клубня, м.

Перепишем систему (1), приняв за координату Сдугу, которую описывает центр масс клубня при вращении вдоль прутков. Тогда при $a^b = 0$ получаем:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{S} &= F_1 + F_2, \\ m \cdot \frac{(V_r^r)^2}{r_i} &= (N_2 - N_1) \cdot \sin \Theta - \Phi + \Phi_{kop}^n, \\ 0 &= (N_1 + N_2) \cdot \cos \Theta - m \cdot g, \\ I \cdot \ddot{\varphi} &= -(F_1 + F_2) \cdot R \cdot \cos \Theta. \end{aligned} \quad (2)$$

Система уравнений (2) дополняется условием качения клубня без скольжения, так как прутки покрыты слоем вспененной резины для смягчения ударов: $\dot{S} = \dot{\varphi} \cdot R \cdot \cos \Theta$, где $\dot{S} = V_r^r$ – скорость центра масс клубня, м/с.

Продифференцируем по времени и подставим в первое уравнение системы (2) и выразим из него сумму сил трения $F_1 + F_2 = m \cdot \ddot{\varphi} \cdot R \cdot \cos \Theta$.

Полученное выражение используем в четвертом уравнении системы (2):

$$(I + m \cdot R^2 \cdot \cos^2 \Theta) \cdot \ddot{\varphi} = 0. \quad (3)$$

Дважды интегрируем выражение (3) и получаем

$$\dot{\varphi} = C_1, \quad \varphi = C_1 \cdot t + C_2, \quad (4)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий.

Уравнения (3) и (4) показывают, что клубень совершает качение по вращающейся решетке вдоль направляющих прутков с постоянной угловой скоростью:

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{S}_0}{R \cdot \cos \Theta}. \quad (5)$$

Скорость центра масс C клубня относительно решета остается постоянной, следовательно, можно определить величину сил инерции и нормальных реакций опор из второго и третьего уравнения системы (2):

$$N_1 = \frac{m \cdot g}{2 \cdot \cos \Theta} - \left(\frac{m \cdot \dot{S}_0^2}{r_i} + m \cdot \omega_e^2 \cdot r_i - 2 \cdot m \cdot \omega_e \cdot \dot{S}_0 \right) / (2 \cdot \sin \Theta). \quad (6)$$

Система уравнений (2) имеет смысл, только при условии, что обе нормальные реакции N_1 и N_2 больше нуля ($N_1 > 0$ и $N_2 > 0$). Анализ сил, рисунок 2, показывает, что при достаточной величине угловой скорости решета ω_e нормальная реакция N_1 может стать равной нулю, а так как это не удерживающая связь, то в этот момент начнется движение вдоль радиуса. Клубень оторвется от левого прутка и начнет совершать сферическое движение вокруг точки контакта K_2 с правым прутком. Появится вторая степень свободы и дополнительная сила инерции Кориолиса $\Phi_{кор}^{\tau}$, направленная противоположно оси $K_2\tau$.

Выразим из (6) условие, при котором реакция N_1 станет равной нулю.

$$\omega_e = \frac{\sqrt{g \cdot r_i \cdot \operatorname{tg} \Theta + \dot{S}_0}}{r_i}. \quad (7)$$

При размере $h = 50$ мм, диаметре прутков $d = 5$ мм, и радиусе r_i расположения центра масс клубня в пределах 0,2...0,6 м для условно проходных клубней с размером $2R = 52$ мм получаем критические значения угловой скорости решета $\omega_e = 10,47...5,80$ рад/с, что соответствует частоте вращения $n = 100...55$ мин⁻¹. Большие значения найдены при малом радиусе $r_i = 0,2$ м. С другой стороны для клубней с размером $2R = 100$ мм критические значения соответственно равны $\omega_e = 6,15...3,31$ рад/с ($n = 59...32$ мин⁻¹). Таким образом, угловая скорость решета, достаточная, для возможного движения клубня вдоль радиуса, существенно в 1,81...1,85 раза отличается в центральной части решета и на периферии. Кроме того, она зависит от размеров клубней.

Следовательно, необходимо искать рациональное и компромиссное решение для выбора угловой скорости. Назначенная скорость должна быть достаточной, чтобы обеспечить транспортировку большей части клубней от центра к периферии без дополнительных приспособлений. Но с другой стороны, требуется обеспечить минимальное значение скорости центра масс клубня при сходе с решета для снижения травмоопасности.

Таким образом, качение клубня вдоль направляющих концентрических прутков вращающегося решета происходит с постоянной угловой скоростью, определяемой по выражению (5):

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{S}_0}{R \cdot \cos \Theta}.$$

Причем для клубня с диаметром $2R= 52$ мм (при размере h между прутками $h= 55$ мм угол $\Theta = 61,3^\circ$) получаем скорость $\dot{\varphi} = 16,0$ рад/с; аналогично для клубня с диаметром $2R= 100$ мм, угол $\Theta = 28,4^\circ$, $\dot{\varphi} = 4,5$ рад/с. Скорость центров масс клубней одинаковые и составляют $0,2$ м/с.

Литература

1. Патент № 2441359 Российская Федерация, МПК51, А01D33/08 Устройство для разделения корнеклубнеплодов на фракции роторно-чашечного типа / Л. М. Максимов, П.Л. Максимов, Л.Л. Максимов, К.Л. Шкляев, А.Л. Шкляев; заявитель и патентообладатель Максимов Л.М. - № 2010108831/13; заявл. 09.03.2010; опубл. 10.02.2012, Бюл. №4 - 7 с.

2. Патент № 2537723 Российская Федерация, МПК51, А01D33/08 Плоское круглорешетное устройство для разделения корнеклубнеплодов на фракции / Л. М. Максимов, П.Л. Максимов, А.Л. Шкляев; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Ижевская ГСХА. - № 2013129189/03; заявл. 25.06.2013; опубл. 10.01.2015, Бюл. №1 - 7 с.

3. Максимов, Л.М. Чашечно-дисковая картофельная сортировка /Л.М. Максимов, А.Г. Иванов, К.Л. Шкляев, А.Л. Шкляев// Сельский механизатор. - 2014. - №6. - С. 22 - 23.

4. Шкляев, А.Л. Картофельная сортировка чашечно-дискового типа / А.Л. Шкляев // Вестник Ижевской сельскохозяйственной академии. - 2014. - №1 (38). - С. 44-47.

5. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова // Спб.: Лань. - 2002. - 768 с.

© Иванов А.Г., Шкляев А.Л., 2018

УДК 631.3.06-049.7:635.33(470.51)

ЭКСПЛУАТАЦИЯ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ КАПУСТЫ В УСЛОВИЯХ ХОЗЯЙСТВ УР

Касимов Н.Г. - к.т.н., доцент; e-mail: nikolakas@list.ru,

Константинов В.И. - аспирант; e-mail:

konstantinov.valentin14@yandex.ru

Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,

г. Ижевск, Россия

Аннотация: в статье рассмотрены вопросы эксплуатации машинно-тракторного агрегата при возделывании капусты. Произведен анализ

основных требований к процессу посадки.

Ключевые слова: капуста белокочанная, эксплуатация, агрегат, технологии, агротехнические требования.

OPERATION OF THE MACHINE-TRACTOR UNIT FOR CULTIVATION OF CABBAGE IN THE CONDITIONS OF FARMS UR

Kasimov Nikolay, Candidate of Technical Sciences, Assistant

Professor; e-mail: niko-lakas@list.ru,

Konstantinov V.I. Postgraduate student; e-mail:

konstantinov.valentin14@yandex.ru

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: The article deals with the operation of the machine-tractor unit while cultivating cabbage. The analysis of the basic requirements for the planting process was made.

Key words: cabbage, exploitation, assembly, technology, agrotechnical requirements.

Капуста - высокоурожайная культура. Она дает дешевую продукцию и почти не нуждается в дорогостоящем уходе. Наличие специализированных сортов и технологий позволяет использовать капусту в свежем виде на протяжении всего года. Для получения высоких и стабильных урожаев, необходимо соблюдать все требования предъявляемые к техническим мероприятиям, при возделывании культуры.

Федеральным регистром предусматривается три уровня интенсивности машинных технологий производства капусты белокочанной: высокая (А), интенсивная (Б), традиционная (В).

В овощеводческих хозяйствах РФ применяются все три типа технологий производства капусты белокочанной, отличающихся различной урожайностью, ресурсозатратностью и уровнем механизации [1].

Каждая технология требует применения соответствующего машинно-тракторного агрегата(МТА), которые представлены в таблице 1.

На территории УР преобладает интенсивная технология, но реализованная в неполной мере. Это связано с тем что, машинно-тракторные агрегаты используемые в процессе производства устарели как физически так и морально, а приобретение новой техники затормаживается из-за её дороговизны, либо из-за отсутствия техники подходящей под специализацию хозяйства [2].

Как видно из таблицы 1 высокая технология подразумевает получение максимально большой урожайности даже при использовании

существующей техники. Следовательно, появляется вопрос об экологической чистоте и себестоимости продукции, требующий отдельного рассмотрения [1].

Таблица 1 - Применимость машинно-тракторных агрегатов в зависимости от технологии производства капусты

Наименование показателей	Доступный ранг технологий		
	Традиционная (В)	Интенсивная (Б)	Высокая (А)
Схема посадки, см	70x50	70x50	75x40
Базовый комплекс машин	Российско-Белорусский	Российско-Белорусский	Российско-Белорусский; и (или) зарубежных производителей
Класс тяги энергосредств, т	1,4-2,0	2,0-3,0	2,0-5,0
Доступный уровень урожайности, т/га	40-50	60-70	80-100

Наиболее ответственным этапом в процессе возделывания капусты, является высадка рассады в открытый грунт. При нарушении или отхождении её от агротехнических требований резко сокращается возможность получения больших и высококачественных урожаев.

В таблице 2 представлены основные требования к процессу высадки рассады МТА, на основе проведенного ранее анализа.

Таблица 2 - Основные требования к эксплуатации МТА для высадки рассады капусты

Скорость агрегата, м/с	Ширина междурядья, м	Шаг посадки, м
0,28	0,5	0,3
0,42	0,6	0,4
0,6	0,7	0,5
0,69	0,8	0,6
0,83	0,9	0,7

Таким образом, при анализе таблицы 2 видно, что скорость машинно-тракторного агрегата варьируется в достаточно большом интервале от 1 до 3 км/ч. В первую очередь это связано с несовершенством конструкций рассадопосадочных машин. Работать же на максимально доступной скорости могут лишь современные зарубежные машины [4, 3].

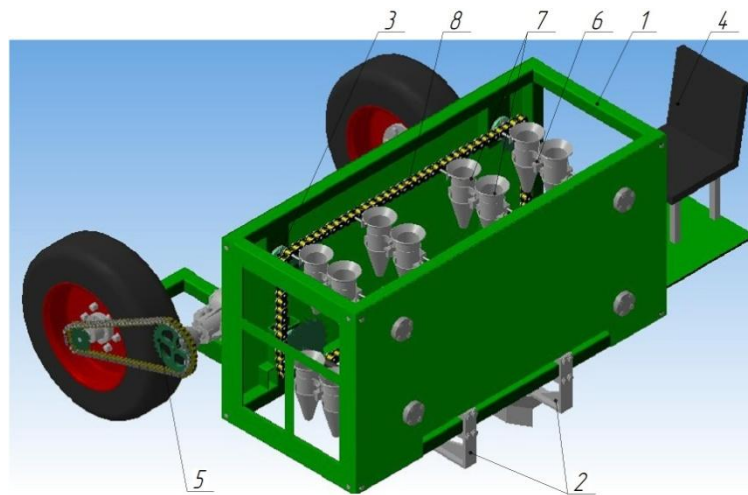


Рисунок 1 – 3d модель рассадопосадочной машины

Для более эффективной эксплуатации машинно-тракторного агрегата при возделывании капусты в условиях хозяйств УР предлагается следующее конструктивное решение: рассадопосадочная машина, представленная на рисунке 1.

Конструкция рассадопосадочной машины представляет собой раму 1, на которой закреплены рассадопосадочные секции 2, распределительно-высаживающий транспортер 3, включающий в себя звено стаканов 6, стаканы 7, цепи 8, а также место оператора 4 и привод 5.

Предлагаемая рассадопосадочная машина должна обеспечить повышение производительности МТА, за счет применения новых конструктивных элементов, применяемых в её конструкции.

Литература

1. Вахрамеев, Д.А. Влияние неустановившихся режимов двигателя мта на состав отработавших газов / Д.А.Вахрамеев, В.А. Загребин, И.С. Булдаков.// Аграрная наука - инновационному развитию АПК в современных условиях: материалы Всероссийской научно-практической конференции. ФГБОУ ВПО Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2013. - С. 89-90.

2. Вахрамеев, Д.А., Характер нагружения двигателей тракторов и комбайнов / Д.А. Вахрамеев, Е.Н. Струна И.В, Лукиных // Наука, инновации и образование в современном АПК: материалы Международной научно-практической конференции ФГБОУ ВПО Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2014. - С. 190-192.

3. Касимов, Н.Г. К вопросу о повышении эффективности технического обслуживания колесных тракторов / Н.Г. Касимов, А.В. Стрелков, О.П. Танаев // Наука, инновации и образование в современном АПК: материалы Международной научно-практической конференции. ФГБОУ ВПО Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2014. - С. 173-175.

4. Касимов, Н.Г. К вопросу о применений рассадопосадочных машин в условиях удмуртской республики / Н.Г.Касимов, А.В. Ботин // Наука, инновации и образование в современном АПК: материалы Международной научно-практической конференции г. Ижевск - ФГБОУ ВПО Ижевская ГСХА. - 2014. - С. 175-176.

5. Костин, А.В. Использование систем автоматизированного проектирования при конструировании элементов машин на примере Компас 3D / А.В. Костин, Р.Р. Шакиров, А.Г. Иванов // Теория и практика - устойчивому развитию агропромышленного комплекса: материалы Всероссийской науч.-практ. конф., Ижевск. - 2015. - С. 170-174.

© Касимов Н.Г., Константинов В.И., 2018

УДК 631. 356.4

КОМБАЙН С ОТДЕЛИТЕЛЕМ КЛУБНЕЙ В ВОСХОДЯЩЕМ ПОТОКЕ ВОРОХА

Васильева О.П. – к.т.н., доцент

Максимов Л.Л. – инженер 1 кат.

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г.Ижевск, Россия*

Аннотация: большинство картофелеуборочных машин, предложенных в разное время изобретателями не решают проблемы механизированной уборки на малоконтурных участках.. Предложенный миникомбайн выполняет все технологические операции: отделяет почву от клубней, ботву от клубней, поднимает клубни на необходимую высоту и подает их в чистом виде в тару. Поэтому это устройство можно отнести к разряду комбайнов.

Ключевые слова: картофель, мини-комбайн, отделитель клубней, восходящий поток вороха, сепарирующее устройство.

THE POTATO HARVESTER WITH TUBER SEPARATION IN THE UPWARD FLOW OF HEAP

Vasilieva O.P. - Candidate of Engineering Sciences,

Maksimov L.L. – the engineer of the first category

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: the authors indicate that most of potato harvesters proposed at various times by inventors do not solve the problem of mechanized cleaning in little contour plots. Proposed mini potato harvester does all technological operations: separates soil from tubers, the tops from tubers lifts the tubers on necessary altitude and gives then clean in the containers. This device can be referred to harvesters.

Key words: potatoes, mini harvester, tuber separator, separator device, upward flow of heap.

Основой картофелеуборочных машин является устройство для отделения почвенной массы от клубней картофеля, выполненное в виде решетчатых прутковых элеваторных полотен. Почва от клубней на этих, непрерывно движущихся полотнах, отделяется под действием силы тяжести, как показано на рисунке 1. Ясно, чем длиннее решетчатая поверхность, тем больше почвы отделяется от клубней.

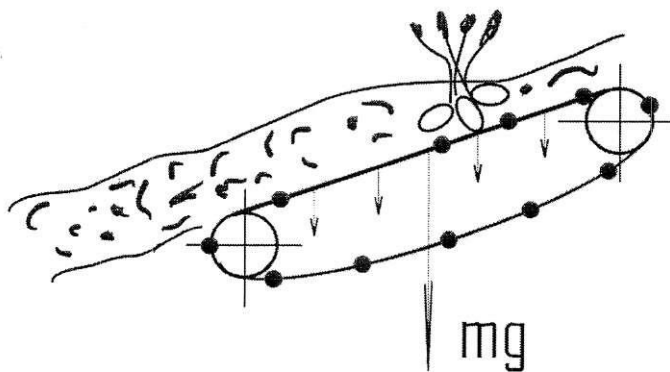


Рисунок 1 - Схема просеивания почвы

Следовательно, чем больше по габаритным размерам комбайн, тем выше качественные показатели его работы. Пропорционально с увеличением размеров и массы растет стоимость комбайна.

Создать малогабаритный комбайн удобный в использовании и надежный в работе, взамен известных копателей, на принципе просеивания почвы на решетчатых поверхностях практически не реально.

Предлагается совершенно иной принцип сепарации клубненоносной массы. В нашем устройстве не почва отделяется от клубней, а наоборот, клубни отсекаются от движущегося потока почвенной массы. В таком случае нет необходимости просеивать всю почвенную массу через решета.

Клубни отделяются в восходящем потоке вороха, наклоненном назад по ходу движения агрегата на угол равный углу свободного качения клубней. В таком устройстве технологический путь движения

клубней и ботвы в процессе сепарации сокращается примерно в 8... 10 раз по сравнению с известными сепарирующими устройствами. На рисунке 2 показана принципиальная технологическая схема миникомбайна [1, 2].

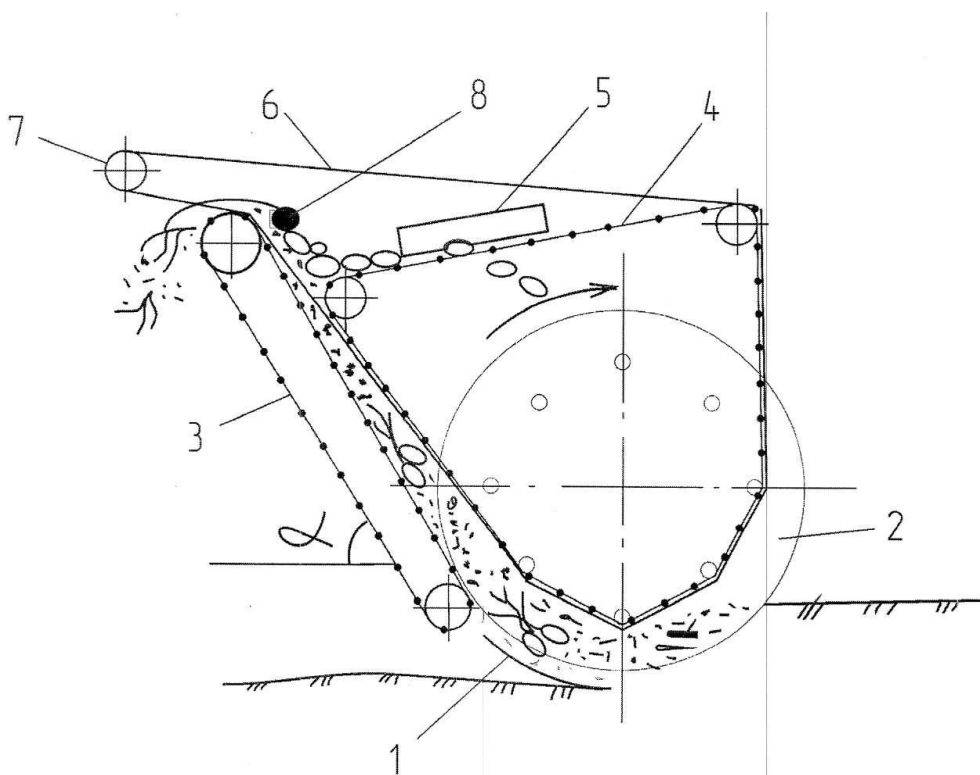


Рисунок 2 - Принципиальная схема миникомбайна

Комбайн состоит из трех основных частей: лемешно - дискового выкапывающего органа, подъемно - сепарирующего устройства и ботвоотделяющих ремней (5 штук).

Лемех 1, имеющий радиус кривизны равный радиусу дисков 2, размещен между дисками, как показано на рисунке 2.

Основной ворохоподъемный элеватор 3 наклонен к горизонтали под углом α равным углу скатывания (качения) клубней картофеля. В качестве несущего элемента элеватора 3, в зависимости от условий работы, можно применить стандартный прутковый элеватор, пальчатую прорезиненную ленту, ленту снабженную лопастями (скребками). Клубнеприемное элеваторное полотно 4 надето на трубки, соединяющие между собой диски 2, на ведущие звездочки и направляющий валец. Над верхней ветвью полотна 4 имеется отражательный щиток 5.

Ботвоотделяющие ремни 6 круглого сечения огибают клубнеприемное полотно 4 и с помощью направляющего вальца 7

вплотную входят в соприкосновение с прутками ворохоподъемного элеватора 3 в зоне огибания верхнего ведущего вала.

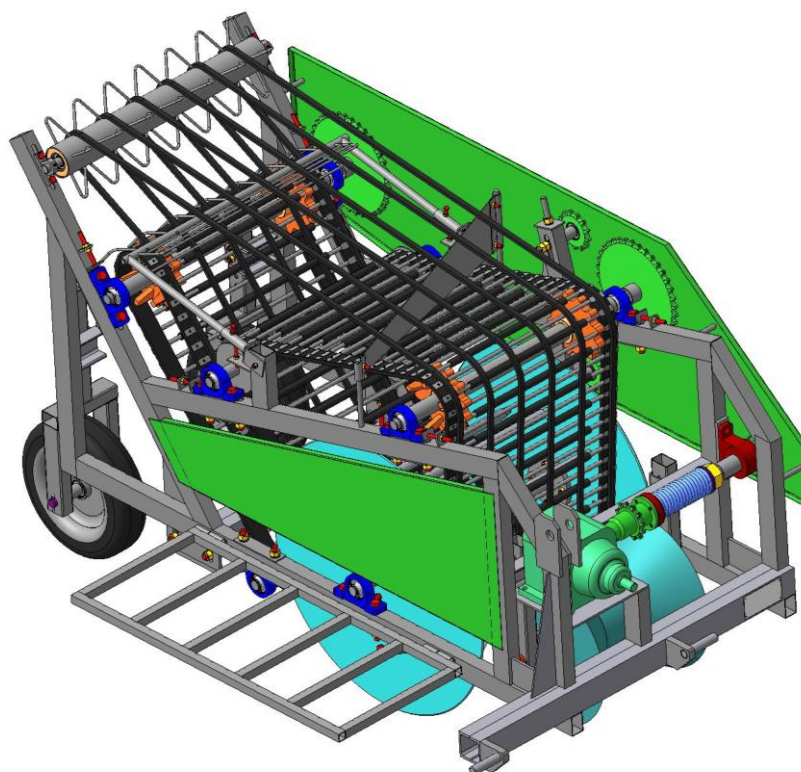


Рисунок 3 - Картофелеуборочный миникомбайн

Устройство работает следующим образом. При движении агрегата вращающиеся заостренные диски 2 перерезают сорную растительность, их корни, а также часть ботвы, лежащую в междурядий. Вслед за этим лемех отделяет пласт от основного массива почвы и частично деформирует его. Разрыхленный пласт вспушивается и увеличивается в объеме. В этот момент верхняя поверхность пласта входит в соприкосновение с прутками нижней ветви клубнеприемного полотна 4, а боковые поверхности пласта разваливаются и подхватываются дисками 2. С лемеха 1 пласт поступает на поверхность ворохоподъемного элеватора 3. Движение вороха вверх обеспечивается наклоненными к горизонту ветвями клубнеприемного и ворохоподъемного элеваторов. Этому способствуют также ремни ботвоотделителя 6, которые по мере подъема прижимают ботву, а вместе с этим и почву к поверхности ворохоподъемного элеватора 3. При этом отделяется от ботвы большая часть клубней. Отделившиеся клубни подхватываются верхней ветвью клубнеприемного элеватора 4, а неотделившиеся клубни доходят до отсекающего 8 и отражаются от него и скатываются вниз. Ботва, сорная растительность, а вместе с

ними основная масса почвы прижатые ремнями 6 к поверхности элеватора 3 выбрасываются назад.

Чистые клубни щитком - отражателем 5 с поверхности верхней ветви элеватора 4 направляются в тару. Весь технологический процесс происходит на пути примерно 1 метра.

Устройство выполняет все технологические операции: отделяет почву от клубней, ботву от клубней, поднимает клубни на необходимую высоту и подает их в чистом виде в тару. Поэтому это устройство можно отнести к разряду комбайнов (рис.3).

Литература

1. Пат. 2341950 Российская Федерация, МПК А01D 17/00, Картофелеуборочный комбайн / Максимов Л.М., Максимов П.Л., Максимов Л.Л., Малков М.Н., Шкляев К.Л., Романов А.П.; заявитель и патентообладатель Максимов Л.М. - № 2007104163/12; заявл. 02.02.2007; опубл. 27.12.2008, Бюл. № 36

2. Максимов, Л.М. Мини - комбайн для уборки картофеля на малоконтурных участках / Л.М. Максимов, П.Л. Максимов, Л.Л. Максимов // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 2006. - №5. - С.26 -28.

© Васильева О.П., Максимов л.л., 2018

УДК 631.356.46

ДИНАМИКА ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО АГРЕГАТА

Сахапов Р.Л. – д.т.н., профессор; e-mail: rustem@sakhapov.ru

Махмутов М.М. – к.т.н., доцент; e-mail: maratmax@yandex.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: В статье построена динамическая модель ходовой системы картофелеуборочного агрегата. На основании дифференциальных уравнений получены передаточные функции ходовой системы с устройствами противоскольжения и без них.

Ключевые слова: динамика, ходовая система, коробка передач, передаточное число, агрегат.

TECHNICAL SOLUTIONS FOR INCREASING

Sakhapov R.L. – Doctor of Technics, professor; e-mail: rustem@sakhapov.ru

Makhmutov M.M. – Ph.D of Technics, senior lecturer; e-mail: maratmax@yandex.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia

Abstract: In article the dynamic model of running system of the potato-harvesting unit is constructed. On the basis of the differential equations transfer functions of running system with devices of antisliding and without them are received.

Key words: dynamics, running system, gearbox, gear ratio, unit.

Для исследования динамики ходовой системы картофелеуборочного агрегата в соответствии с его кинематической схемой построена ее динамическая модель (рис. 1). На основании уравнения Лагранжа-Даламбера составлена система нелинейных дифференциальных уравнений движения ходовой системы агрегата: 1) коленчатого вала двигателя с выходным валом коробки передач и ВОМ с общим моментом инерции J_1 ; 2) ходовая система с приведенным моментом инерции J_2 .

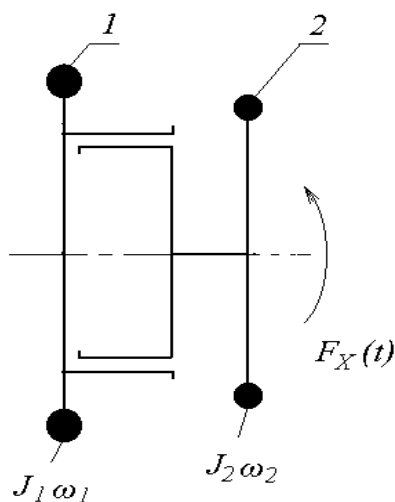


Рис.1 – Динамическая модель ходовой системы: 1 – двигатель с выходным валом коробки передач и ВОМ; 2 – ходовая система

В соответствии с этой системой дифференциальных уравнений ходовой системы примет вид:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \dot{\omega}_1 + M_{c.6.1} + M_{T1.2} + \frac{M_{1.2}}{i_{1.2} \cdot \eta_{1.2}} &= M_1(\omega_1); \\ J_2 \dot{\omega}_2 + M_{c.6.2} + M_{T2} + F_x(t) &= M_{1.2}(\omega_1, \omega_2), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где J_1, J_2 , – соответственно постоянные приведенные моменты инерции на коленчатом валу двигателя и на оси ходовых колес ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$); ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения соответствующих валов ($\text{рад}/\text{с}$); $M_{c.в.1}, M_{c.в.2}$ – моменты сопротивления воздуха ($\text{Н}\cdot\text{м}$) на соответствующих валах и определяются по следующим формулам: $M_{c.в.1} = D_1 \cdot \omega_1^2$; $M_{c.в.2} = D_2 \cdot \omega_2^2$, D_1, D_2 – коэффициенты, учитывающие воздушные и другие сопротивления ($\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$); M_{T1}, M_{T2} – моменты сил постоянного трения ($\text{Н}\cdot\text{м}$) на соответствующих валах приведения, не зависящие от частот вращения валов; $M_1(\omega_1)$ – частичная или скоростная внешняя характеристика двигателя по крутящему моменту на коленчатом валу, которая для данного случая принимается (по С.А. Алферову): $M_1(\omega_1) = A - B \cdot \omega_1$, $M_{1,2}(\omega_1, \omega_2)$, – момент, возникающий в передаче:

$$M_{1,2}(\omega_1, \omega_2) = A_1 - B_1 \cdot (\omega_1/\omega_2) \cdot i_{1,2};$$

A, A_1, B, B_1 , – постоянные коэффициенты; $i_{1,2}, \eta_{1,2}$ – передаточное число и КПД передачи; $F_x(t)$ – внешняя нагрузка ($\text{Н}\cdot\text{м}$), зависящая от времени.

После линеаризации системы нелинейных уравнений (1) относительно ω_1, ω_2 и решения новой системы придем к линейному дифференциальному уравнению второго порядка, записав его в операторной форме:

$$(a_2 P^2 + a_1 P + a_0) \cdot Y = -(b_1 P + b_0) \cdot X, \quad (2)$$

где X и Y – изображения по Лапласу входной α (рад.) и выходной V ($\text{м}/\text{с}$) величин; a_2, a_1, a_0, b_1, b_0 – коэффициенты уравнения [a_2 (с^2), a_1 (с), b_1 (с)], определяемые экспериментально; $P = d/dt$ – оператор дифференцирования.

На основании уравнения (2) получена передаточная функция ходовой системы $W(P)$ картофелеуборочного агрегата:

$$W(P) = - \frac{b_1 P + b_0}{a_2 P^2 + a_1 P + a_0}. \quad (3)$$

Окончательный вид и численные значения коэффициентов передаточной функции ходовой системы (3) с учетом времени запаздывания определены по экспериментальным кривым разгона, обработанным методом площадей:

$$\text{без устройства противоскольжения} - W_{II}(P) = \frac{K \cdot e^{-\tau P}}{0,75 P^2 + 1,30 P + 1}, \quad (4)$$

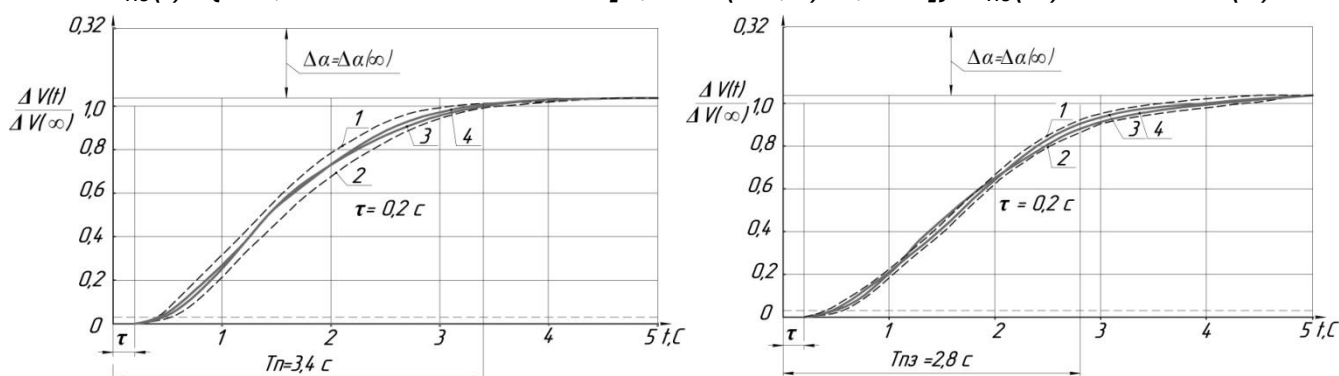
$$\text{с устройствами противоскольжения} - W_{III}(P) = \frac{K \cdot e^{-\tau P}}{0,499 P^2 + 1,14 P + 1}. \quad (5)$$

где $K = 0,217$ – коэффициент усиления ходовой системы; $\tau = 0,2$ с – время запаздывания ходовой системы.

Для определения погрешностей аппроксимации передаточных функций (4-5), найдем аналитические выражения переходных процессов изменения скорости движения картофелеуборочного агрегата $\Delta V_{п}(t)$ (м/с) без устройств противоскольжения и с ними $\Delta V_{пз}(t)$ (м/с):

$$\Delta V_{п}(t) = \{1 - 1,513 e^{-0,867(t-0,2)} \times \cos[0,763(t-0,2) - 0,849]\} / \Delta V(\infty), \quad (6)$$

$$\Delta V_{пз}(t) = \{1 - 1,693 e^{-0,651(t-0,2)} \times \cos[0,836(t-0,2) - 0,939]\} / V_{пз}(\infty). \quad (7)$$



а)

б)

Рисунок 2 – Переходные процессы ходовой системы картофелеуборочного агрегата: а) без устройства противоскольжения б) с устройствами противоскольжения

Переходные процессы, рассчитанные по выражениям (6) и (7) показаны на рисунке 1а, 1б. Расхождение между расчетными и экспериментальными выражениями не превышает 4%, что указывает на достаточно точное описание процесса. Исследование динамики ходовой системы картофелеуборочного агрегата показало, что математическая модель ее описывается дифференциальным уравнением второго порядка. Полученные выражения передаточных функций ходовой системы подтверждены экспериментальными исследованиями и могут быть использованы для расчета ходовой системы картофелеуборочного агрегата.

УДК 631.362.32:635.21

ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ СФЕРИЧЕСКОГО КОМПОНЕНТА ПРИ СХОДЕ СЛЕНТЫ ТРАНСПОРТЕРА МАШИНЫ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОМПОСТА

Мохов А.А. – инженер-конструктор; e-mail: uva-0239@inbox.ru

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

Аннотация: описан рабочий машины для приготовления компоста; рассматривается движение компонента при сходе с быстроходного конвейера.

Ключевые слова: динамика, компонент, транспортер, сила, скорость, кинетическая энергия, рабочий орган, уравнение движения

DYNAMICS OF MOTION OF THE SPHERICAL COMPONENT AT THE CONVEYOR OF THE TRANSPORTER'S TAPE OF THE MACHINE FOR PREPARING THE COMPOST

Mohov A.F. – Design Engineer; e-mail: uva-0239@inbox.ru

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: a working machine for composting is described; The motion of the component is considered when leaving the high-speed conveyor.

Key words: dynamics, component, conveyor, force, speed, kinetic energy, working element, equation of motion

Исследуемая машина для приготовления компоста показана на схеме, поясняющей принцип её работы, рисунок 1[1].

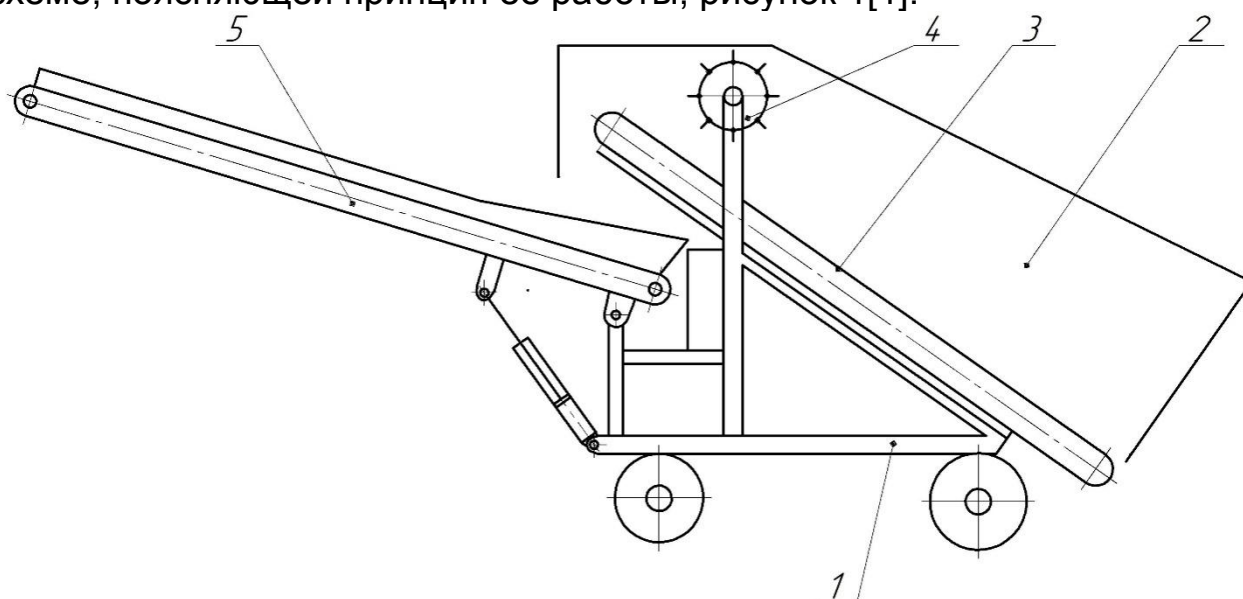


Рисунок 1 - Схема работы машины для приготовления компоста

Предлагаемая машина для приготовления компоста содержит раму с управляемым шасси 1, бункер-накопитель 2, цепной тихоходный конвейер 3, дозирующе-перемешивающее устройство 4, быстроходный конвейер 5. Машина предназначена для смешивания компонентов компоста и закладки полученного субстрата на компостирование в камеру методом формирования бурта. В бункер-накопитель 2 подаются компоненты смеси (навоз и мокрая солома с водным раствором биогумантов). Поднимаясь по ленте тихоходного конвейера 3 ворох сталкивается вниз дозирующе-перемешивающее устройство 4, представляющим собой вращающийся против хода ленты барабан с массирующими планками. Взаимодействие с барабаном приводит к интенсивному перемешиванию компонентов вороха, выравниванию и равномерному распределению в объеме вороха. В этот момент в смесь можно добавлять ферменты или микроорганизмы (бактерии), вызывающие ускоренную ферментацию массы или переработку её в компост. Перемешанный материал поступает с тихоходного конвейера на быстроходный транспортер 5. Транспортер может поднимать и опускать свою стрелу, а также поворачивать её вправо-влево относительно продольной оси транспортера. Это позволяет формировать бурт из субстрата необходимых размеров: шириной около 2,5...3 м и высотой 2 м. Бурт имеет достаточную пористость, скважность. Солома имеет высокую влажность (начинает преть или «гореть»), поэтому начинается процесс ферментации и субстрат превращается в высокоэффективный компост, пригодный для внесения как в почву, так и в качестве основы для выращивания грибов при внесении мицелии. Срок ферментации 2-7 дней.

Представленная машина обладает следующими преимуществами: мобильность, то есть независимость от трактора; использование привода с 3-х фазным асинхронным электродвигателем (отсутствие выхлопных газов снижает вред, наносимый оператору машины); движители – колесные, так как они существенно проще и дешевле гусениц; возможность смешения массы навоза с соломой, увлажнение субстрата, внесение микробных препаратов, укладка готового продукта в бурт; конкурентная стоимость, доступность для малых форм хозяйствования.

Обоснование конструктивных размеров, производительности и режимных параметров машины показано в работах [2-4].

Отметим, что скорость быстроходного конвейера не должна быть меньше $V_1 = 2,78$ м/с [4].

Рассмотрим важный этап процесс схода компонентов с транспортера с последующим свободным падением до соприкосновения с буртом. Следует оценить дальность полета компонентов и скорость их падения. При значительной скорости падения происходит деформация и

слипание компонентов. Компост уплотняется, нарушается его фракционный состав, уменьшается порозность и ухудшаются условия для протекания биохимических процессов.

Рассмотрим сферический компонент, сходящий с быстроходного конвейера. Предусмотрим два случая расположения конвейера, крайнее нижнее и крайнее верхнее положение, рисунок 2.

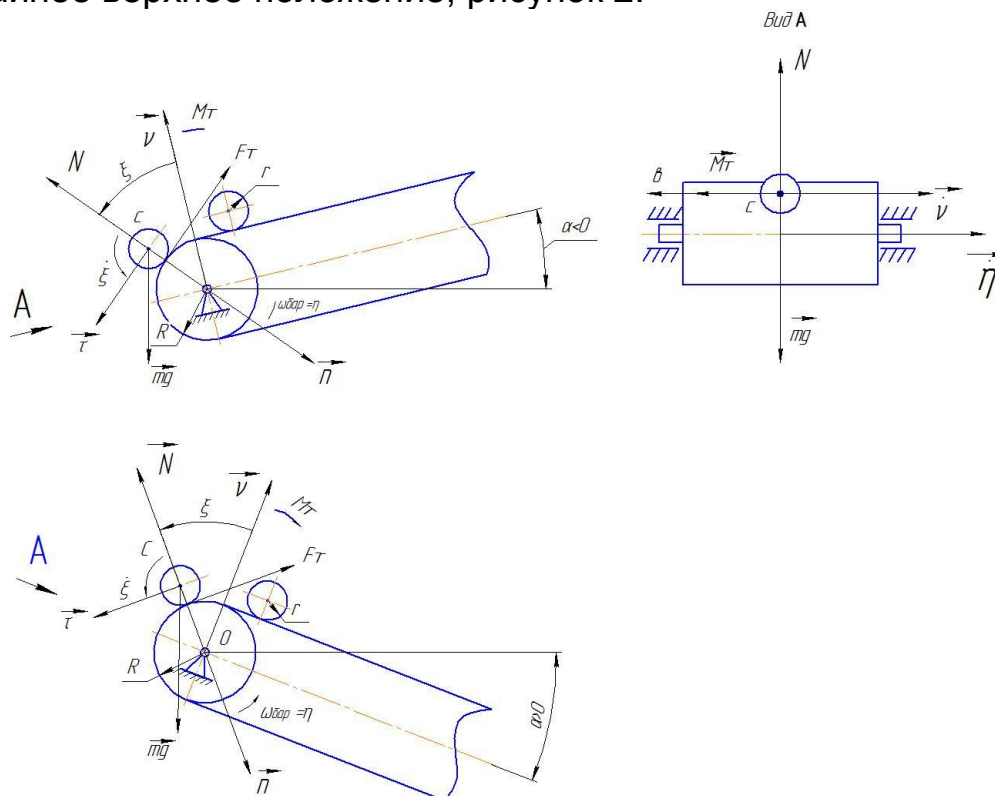


Рисунок 2 – Расчетная схема к изучению движения в момент схода компонента с быстроходного конвейера:

а – конвейер наклонен вниз ($\alpha < 0$); б – конвейер наклонен вверх ($\alpha > 0$)

Принимаем, что качение компонента происходит без скольжения относительно ленты транспортера. Компонент начинает двигаться по криволинейной траектории в месте набегания ленты на барабан. Угловая скорость барабана обозначена $\omega_{бар} = \eta = V_1 / R = \text{const}$, где η – угол поворота барабана, рад.

Шарообразный компонент скатывается по цилиндрической поверхности барабана вниз под действием силы тяжести до тех пор, пока он не оторвется от поверхности ленты. Затем начинается свободное падение компонента при известной начальной скорости. Компонент, взаимодействуя с поверхностью ленты, образует голономную неудерживающую нестандартную связь. Так как происходит качение компонента по цилиндрической поверхности радиуса $R = 0,075$ м, то удобно использовать естественный способ задания движения [5].

Введем естественную систему координат, связанную с барабаном быстроходного конвейера: касательную ось $C\tau$ направим по касательной к траектории центра масс компонента; нормальную ось Cn направим к центру барабана; направление бинормальной оси Cb показана на схеме, рисунок 2.

Движения компонента происходит под действием силы тяжести: $m\vec{g}$, силы трения \vec{F}_T , нормальной реакции \vec{N} .

Из-за деформации поверхности компонента на него действует момент трения качения M_T . Для определения положения центра масс компонента C , введем обобщенную координату ν – угол поворота радиус-вектора \vec{OC} . Этого достаточно для системы с одной степенью свободы.

Запишем дифференциальные уравнения движения компонента по вращающемуся барабану в естественной форме:

$$\begin{cases} \sum F_\tau = 0; m(R+r)\ddot{\nu} = mg \sin \nu - F_T; \\ \sum F_n = 0; m(R+r)\dot{\nu}^2 = mg \cos \nu - N; \end{cases} \quad (1)$$

где R – радиус барабана, м; r – радиус компонента, м; $\dot{\nu}, \ddot{\nu}$ – соответственно угловая скорость и угловые ускорения поворота радиус-вектора; m – масса компонента, кг.

Запишем дифференциальное уравнение динамики вращательного движения:

$$I_C \ddot{\xi} = F_T r - M_T, \quad (2)$$

где I_C – главный центральный момент инерции компонента, кг·м², ξ – угол поворота собственного вращения компонента, рад.

Выразим кинематическую связь качения клубня без скольжения по вращающемуся барабану:

$$\ddot{\xi} = \ddot{\nu} \frac{R+r}{r}. \quad (3)$$

Момент трения $M_T = \delta N$, где δ – коэффициент трения качения, $\delta = 0,005$ м. Введем приведенный коэффициент трения $f' = \frac{\delta}{r}$, тогда:

$$F_T = I_C \ddot{\nu} \frac{R+r}{r^2} + f' [mg \cos(\nu + \alpha) - m(R+r)\dot{\nu}^2]. \quad (4)$$

Подставляем силу трения F_T в первое уравнение системы (1):

$$m(R+r)\ddot{\nu} = mg \sin(\nu + \alpha) - I_C \ddot{\nu} \frac{R+r}{r} - f' [mg \cos(\nu + \alpha) - m(R+r)\dot{\nu}^2]. \quad (5)$$

После преобразования получаем дифференциальное уравнение второго порядка:

$$\ddot{\nu} - A\dot{\nu}^2 - B[\sin(\nu + \alpha) - f' \cos(\nu + \alpha)] = 0 \quad (6)$$

где $A = f' \left(\frac{1}{1 + \frac{I_C}{mr^2}} \right)$, $B = \frac{g}{\left(1 + \frac{I_C}{mr^2}\right)(R+r)}$.

Общее решение имеет вид:

$$P = P_0 e^{2A(v-v_0)} + \frac{2B(1-2Af')}{1-4A^2} \sin(v+\alpha) + \frac{2B(2A-f')}{1-4A^2} \cos(v+\alpha). \quad (7)$$

Когда быстроходный конвейер наклонен вниз, то из анализа движения компонентов вместе с лентой конвейера можно сделать вывод, что компонент начинает катиться в сторону схода с конвейера и его начальная скорость в момент схода станет более высокой, чем скорость ленты. В момент времени $t=0$ угол $v_0 = 0$, а скорость центра масс при $\alpha = -10^\circ V_c = 4,13$ м/с. Начальная угловая скорость компонентов с радиусом $r = 0,0015 \dots 0,025$ м, составит при $\eta_0 = 0$.

$$\dot{\xi}_0 = \frac{v_c}{r} = 165,2 \dots 275,3 \text{ рад/с.}$$

$$\dot{v}_0 = \dot{\xi}_0 \cdot \frac{r}{r+R} = 48,6 \dots 55,16 \text{ рад/с.}$$

$$P = (\dot{v})^2; t = 0$$

$$P(t=0) = P_0 + \frac{2B(1-2Af')}{1-4A^2} \cdot \sin \alpha + \frac{2B(2A-f')}{1-4A^2} \cdot \cos \alpha = \dot{v}_0^2$$

$$P_0 = \dot{v}_0^2 - \frac{2B(1-2 \cdot A \cdot f')}{1-4A^2} \sin \alpha - \frac{2B(2A-f')}{1-4A} \cos \alpha \quad (8)$$

Угловая скорость поворота радиус-вектора:

$$\dot{v} = \sqrt{P_0 \cdot e^{2Av} + \frac{2B(1-2Af')}{1-4A} \sin(v+\alpha) + \frac{2B(2A-f')}{1-4A^2} \cos(v+\alpha)} \quad (9)$$

Скорость центра масс:

$$V_c = \dot{v}_0(R+r) \quad (10)$$

Расчет по формуле (10) ведем до тех пор, пока не произойдет отрыв компонента от барабана быстроходного конвейера, то есть нормальная реакция N , не станет равной нулю [5].

Результаты расчетов показали, что отрыв компонентов происходит при угле $v = 48^\circ$ при угле установки конвейера $\alpha = -10^\circ$ (конвейер опущен вниз).

При прочих углах установки конвейера скорость центра масс компонента будет меньше, так как уменьшается скорость скатывания компонента по ленте.

При всех случаях быстроходный конвейер размещают таким образом, чтобы падение компонентов происходило на высоте не более $h = 0,5$ м. Соответственно, мы рассмотрели самый неблагоприятный случай схода компонента с конвейера. При этом скорость центра масс компонентов составит при различных размерах компонентов: $V_{c1} = 4,19 \dots 4,21$ м/с, а угол начала падения: $v - \alpha = 58^\circ$.

Рассмотрим свободное падение компонента с высоты $h_1 = 0,5$ м, рисунок 3

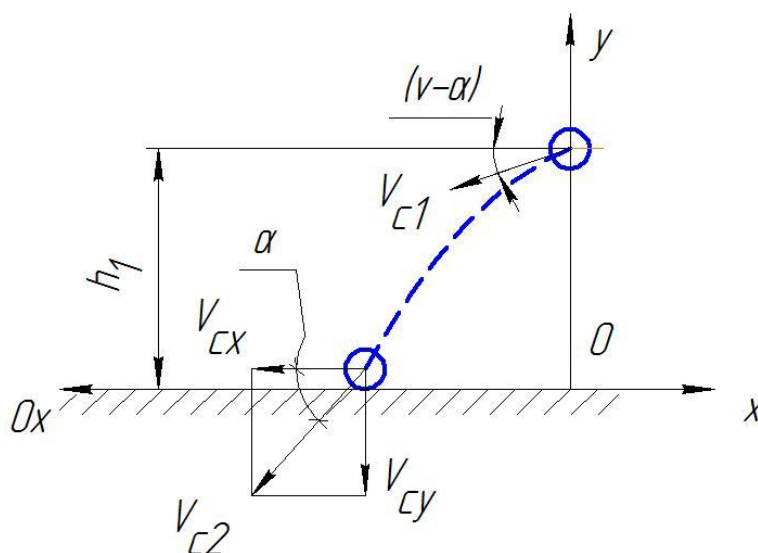


Рисунок 3 – Схема свободного падения компонентов

Покажем абсолютную систему координат, связанную с поверхностью борта. Движение вдоль оси Ox является равномерным с постоянной скоростью, движение вдоль оси Oy является равноускоренным, с ускорением $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

$$\begin{cases} x = x_0 - V_{c1} t \cos(\nu - \alpha), \\ y = h_1 - V_{c1} t \sin(\nu - \alpha) - \frac{gt^2}{2}. \end{cases} \quad (11)$$

Находим время падения до поверхности борта:

$$t_{\text{п}} = \frac{-\sqrt{(V_{c1} \cdot \sin(\nu - \alpha))^2 - 2 \cdot g \cdot h_1} + V_{c1} \cdot \sin(\nu - \alpha)}{g}. \quad (12)$$

Путь, пройденный компонентом по горизонтали: $S = V_{c1} \cos(\nu - \alpha) t_{\text{п}}$.

Время падения составит $t_{\text{п}}=0,189\dots 0,191 \text{ с}$.

Скорость центра масс C компонента составляет величину V_{c2} , рисунок 3:

$$\vec{V}_{c2} = \vec{V}_{cx} + \vec{V}_{cy} \quad (3.40)$$

где V_{c2} – абсолютная скорость центра масс компонентов в момент удара, м/с; $\vec{V}_{cx}, \vec{V}_{cy}$ – горизонтальная и вертикальная составляющая скорости, м/с.

$$V_{cx} = V_{c1} \cdot \cos(\nu - \alpha) = 2,22 \dots 2,33 \text{ м/с},$$

$$V_{cy} = -V_{c1} \cdot \sin(\nu - \alpha) - gt = 5,42 \text{ м/с}.$$

Модуль абсолютной скорости:

$$V_{c2} = \sqrt{V_{cx}^2 + V_{cy}^2} = 5,86 \text{ м/с}$$

Угол соударения по отношению к вертикали:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{V_{cy}}{V_{cx}} = 67,6 \dots 67,7^\circ$$

Таким образом, найденные значения скорости в процессе соударения компонента с поверхностью бурта из-за неупругого характера удара можно принять удовлетворительными, не приводящими к существенному уплотнению бурта. По мере подъема транспортёра характеристики удара, скорость становится меньше, как и угол α_2 , что приводит к касательному удару о поверхность.

Литература

1. Пат. RU 172063 U1 МПК А01С3/00 / Машина для перемешивания и подачи компоста с дистанционным управлением / А.А. Мохов // №2016147615, заявлено 05.12.2016

2. Мохов, А.А. Обоснование некоторых конструктивных параметров компостера / А.А. Мохов // Материалы Международной научно-практической конференции, в 3-ех томах. Ижевская государственная сельскохозяйственная академия. - 2017. - С. 91-95.

3. Мохов, А.А. Обоснование параметров перемешивающего-дозировующего устройства машины для перемешивания и подачи компоста с дистанционным управлением / А.А. Мохов // «АгроЭкоИнфо». – 2018. - №1, [http:// agroecoinfo.narod.ru/journal/STATUI/2018/1/st117.doc](http://agroecoinfo.narod.ru/journal/STATUI/2018/1/st117.doc)

4. Мохов, А.А. Обоснование параметров быстроходного конвейера машины для перемешивания и подачи компоста с дистанционным управлением / А.А. Мохов и др. // «АгроЭкоИнфо». – 2018, №1, эл. ресурс, режим доступа: <http://agroecoinfo.nord.ru/journal/STATYI/2018/1/st118.doc>

5. Иванов, А.Г. Анализ рабочего процесса дисковой картофелесортировки / А.Г. Иванов, А.В. Костин // Хранение и переработка сельхозсырья. - 2008. - № 5. - С. 72-74.

© Мохов А.А., 2018

УДК 631.331.86

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВНУТРИПОЧВЕННОГО ПОСЕВА СЕМЯН СОШНИКОМ С АКТИВНЫМ РАССЕИВАНИЕМ

Дерюшев И.А. - к.т.н., доцент; e-mail: deryshev_ivan@mail.ru;

Торопов Л.А. – аспирант; e-mail: hiket@mail.ru

***Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия***

Аннотация: в данной статье рассматривается вопрос о равномерном размещении семян при полосовом посеве сельскохозяйственных культур путем применения в конструкции сошника активного рассеивателя. Изучены возможные варианты

движения семян в полости сошника, в следствие чего получена система дифференциальных уравнений их движения.

Ключевые слова: сошник, распределения семян, рассеиватель, движение семян, пластина, скорость, удар, угол отскока, направление отскока, коэффициент восстановления, уравнение движения семени.

THE STUDY OF THE PROCESS IN-SOIL PLANTING OF THE SEED COULTER WITH ACTIVE DISPERSION

***Deryushev I. A. - Ph. D., associate Professor; e-mail:
deryshev_ivan@mail.ru;***

***Toropov L. A. - postgraduate student; e-mail: hiket@mail.ru
Izhevsk state agricultural Academy, Izhevsk, Russia***

Abstract: this article discusses the issue of uniform placement of seeds in the strip sowing crops by using the active disperser in the construction of the Coulter. Explored possible options for the movement of seeds in the cavity of the Shoe, in consequence of which the resulting system of differential equations of their motion.

Keywords: coulter, seed distribution, the lens, the movement of seed, plate, speed, bump, rebound angle, the rebound direction, the recovery factor, the equation of motion of the seed.

Анализ литературных источников показал, что полосовой посев может обеспечить наиболее высокий урожай овощных культур. Однако для этого требуется обеспечить равномерное размещение семян в полосе. Поэтому актуальным является разработка сошников с активным распределением семян, определение их оптимальных конструктивных параметров и режимов работы [1, 3].

Одним из путей обеспечения равномерного распределения семян по площади питания является выбор и обоснование рациональной конструкции и режимов работы рассеивателя во взаимосвязи с параметрами сошника и на основе учета всего комплекса факторов, влияющих на качество распределения семян.

Исходя из выше сказанного, такой рабочий орган (рисунок 1) представляет собой стрельчатую лапу с установленным в ней рассеивателем, которая посредством стойки крепится к раме сошниковой секции. Из семяпровода, расположенного внутри стойки, семена попадают на рассеиватель. Пластина крепится к приводному валу, совершающему колебания вокруг вертикальной оси.

Вследствие этого семена распределяются по ширине образованного лапой уплотненного ложа. После прохода сошника заделка семян происходит частично за счет осыпания почвы со стенок бороздки, и почвой, которая сходит с лапы сошника.

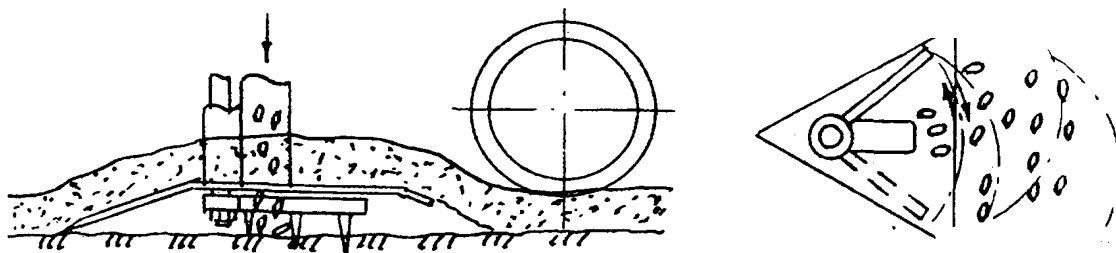


Рисунок 1 - Рабочий орган с активным распределением семян в почве

После выхода из семяпровода движение семян имеет случайный характер [2]. Одна часть семян попадает прямо на образованную лапой сошника борозду, падая мимо пластины, когда она находится в крайнем положении. Вторая часть в результате отскока от пластины сразу рассеивается по поверхности борозды. Третья часть семян при ударе с малым углом отражения ударяется о стенку семяпровода, и, имея после этого малую относительную скорость, начинает скользить по поверхности пластины.

Семена второй группы имеют наибольшую дальность полета. Опыты показали, что даже при ударе о неподвижную поверхность, вследствие несимметричности формы семян, их неоднородной поверхности и внутреннего строения, в широких пределах изменяется коэффициент восстановления k , равный отношению нормальных составляющих скорости перед ударом $V_{(-)}^n$ и после удара $V_{(+)}^n$ (рисунок 2). Кроме того, оказалось, что даже при вертикальном падении на горизонтальную плоскость угол отражения (между нормалью к поверхности и скоростью после удара) может достигать $60...75^{\circ}$. То есть скорость точки после удара может быть направлена под малым углом к горизонту. Назовем этот угол углом отскока (θ). Тогда нормальная и касательная составляющие скорости частицы после удара будут определяться по формулам

$$V_{(+)}^n = kV_{(-)}^n, \quad V_{(+)}^r = V_{(+)}^n \operatorname{ctg}(\theta) \quad (1)$$

Случайным образом меняется также направление отскока. Выбор того или иного направления для каждой падающей из семяпровода частицы определялся с помощью ряда случайных чисел. Также случайным образом для каждой частицы задавались угол отскока (от 15° до 30°) и коэффициент восстановления.

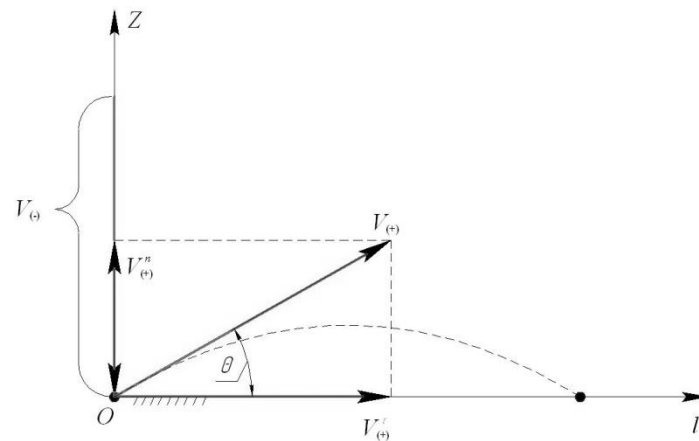


Рисунок 2 - Соотношение скоростей семян до и после удара

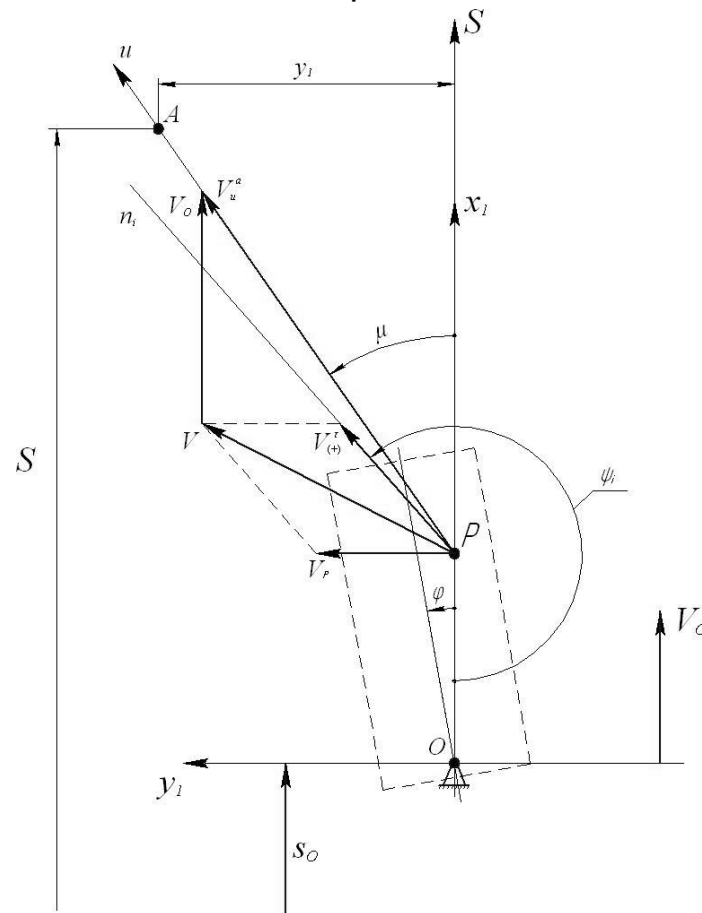


Рисунок 3 - Определение горизонтальной составляющей начальной скорости семени после удара

Скорость падения на пластину приблизительно определим по известной формуле $V_{(-)} = \sqrt{2gh}$, где h - высота расположения высевающего аппарата над пластиной. После отскока частица летит относительно земли в вертикальной плоскости по направлению оси U (рис.3). Вертикальную составляющую скорости семени после удара определяем по формуле (1). Горизонтальная составляющая скорости

полета семени относительно почвы после удара найдется из векторной суммы

$$\vec{V}_u^a = \vec{V}_{(+)}^\tau + \vec{V}_P + \vec{V}_O, \quad (2)$$

где $\vec{V}_{(+)}^\tau$ - горизонтальная составляющая послеударной скорости относительно пластины (формула 1); \vec{V}_P - скорость точки P пластины во вращательном движении вокруг оси. Угловая скорость пластины $\omega = \dot{\varphi}$, тогда $V_P = \omega \cdot OP$; \vec{V}_O - скорость точки O , равная скорости сеялки.

Проекции на оси x_1 , y_1 и модуль горизонтальной составляющей скорости полета относительно земли определяются по формулам

$$\begin{aligned} V_{x_1}^a &= V_{(+)}^\tau \cdot \cos(\psi_i - 180^\circ) + V_O; \\ V_{y_1}^a &= V_P + V_{(+)}^\tau \cdot \sin(\psi_i - 180^\circ); \\ \psi_i &= \Delta\psi_i(i + 0,5); V_U^a = \sqrt{(V_{x_1}^a)^2 + (V_{y_1}^a)^2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Модуль начальной абсолютной скорости полета частицы после удара

$$V^a = \sqrt{(V_u^a)^2 + (V_{(+)}^n)^2}. \quad (4)$$

Пренебрегая высотой пластины над уровнем почвы, по известной формуле находим дальность полета

$$L = \frac{(V^a)^2}{g} \cdot \sin(2\theta). \quad (5)$$

Обозначим V_0 - скорость движения сеялки; t_n - момент времени, когда частица ударила о пластину. За время t_n сеялка прошла путь $S_0 = V_0 \cdot t_n$ (рис.3) из положения, принятого за начальное (при $t = 0$). Тогда положение точки падения семени M в координатах S , y_1 будут равны

$$\begin{aligned} S &= V_0 \cdot t_n + OP + L \cos \mu; \\ y_1 &= L \sin \mu; \\ \cos \mu &= \frac{V_{x_1}^a}{V_u^a}. \end{aligned} \quad (6)$$

Определим координаты падения S , y_1 тех семян, которые после отскока с большим углом θ и последующего падения с малой скоростью обратно на пластину, начинают скользить по её поверхности (рисунок 4).

Векторное уравнение движения семени массой m по пластине имеет вид

$$m\vec{a}^r = \Sigma\vec{F} + \vec{F}_u^n + \vec{F}_u^\tau + \vec{F}_u^{kop}. \quad (7)$$

Здесь \vec{a}^r - относительное ускорение частицы; $\Sigma\vec{F}$ - сумма сил, действующих на частицу: сила тяжести mg , нормальная реакция поверхности $N=mg$ (на рис.4 не показаны) и сила трения F ; $\vec{F}_u^n + \vec{F}_u^\tau$ -

нормальная и тангенциальная составляющие переносной силы инерции;
 \vec{F}_u^{kop} - кориолисова сила инерции.

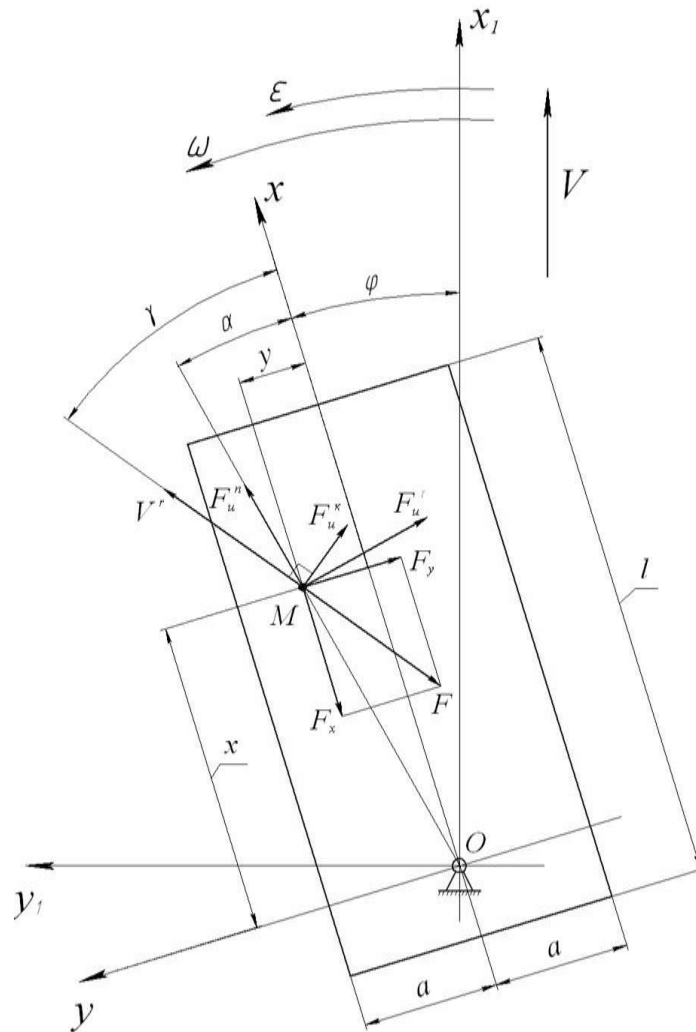


Рисунок 4 - Относительное движение частицы по пластине

Запишем уравнения относительного движения в проекциях на оси x , y , связанные с пластиной:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= F_u^n \cos\alpha + F_u^{kop} \sin\gamma + F_u^\tau \sin\alpha - F \cos\gamma, \\ m\ddot{y} &= F_u^n \sin\alpha - F_u^{kop} \cos\gamma - F_u^\tau \cos\alpha - F \sin\gamma. \end{aligned} \quad (8)$$

Величины, входящие в правые части уравнений, определяются по формулам

$$F_u^n = m \cdot \omega^2 OM; F_u^\tau = \varepsilon \cdot OM; F_u^{kop} = 2m\omega V^r; F = fmg. \quad (9)$$

Здесь угловая скорость ω , угловое ускорение ε определяются как производные закона изменения угла поворота пластины, который был принят синусоидальным:

$$\begin{aligned} \omega &= \dot{\varphi}; \varepsilon = \ddot{\varphi}, \\ \varphi &= \beta \sin(pt), \end{aligned} \quad (10)$$

где β , p – амплитуда и частота колебаний пластины во вращательном движении.

В преобразованиях системы (8) учтем, что:

$$\begin{aligned}OM \cdot \sin \alpha &= y; OM \cdot \cos \alpha = x; \\V^r \cdot \sin \gamma &= \dot{y}; V^r \cdot \cos \gamma = \dot{x}; \\ \sin \gamma &= \frac{\dot{y}}{V^r} = \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \cos \gamma = \frac{\dot{x}}{V^r} = \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}.\end{aligned}\tag{11}$$

Подставляя (10), (11) в (8) получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}\ddot{x} &= x\dot{\varphi}^2 + 2\dot{\varphi}\dot{y} + \ddot{\varphi}y - fg \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \\ \ddot{y} &= y\dot{\varphi}^2 - 2\dot{\varphi}\dot{x} - \ddot{\varphi}x - fg \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \\ \dot{\varphi} &= \beta p \cos pt; \ddot{\varphi} = -\beta p^2 \sin pt.\end{aligned}\tag{12}$$

Литература

1. Борисов, В.Я. Пути повышения урожайности плодовых и овощных культур / В.Я. Борисов, В.В. Васецкий // Одесса. - 1975. - С. 85-89.

2. Дерюшев И.А. Изыскание конструктивной схемы и обоснование технологических параметров широкополосного сошника с активным рассеивателем семян: дис. ... канд. техн. наук. – Чебоксары, 2009. – 143 с.

3. Чичкин, В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты / В.П. Чичкин // Кишинев: «Штиинца». - 1984. – 392 с.

© Дерюшев И.А., Торопов Л.А., 2018

УДК 631.362.3:635.21

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КЛУБНЕЙ КАРТОФЕЛЯ ПО ПОВЕРХНОСТИ БАРАБАННОЙ СОРТИРОВКИ

Шкляев К.Л. - к.т.н. доцент; e-mail:roma.rus85@mail.ru

Шкляев А.Л. - к.т.н. доцент; e-mail:balez_grad@mail.ru

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

Аннотация: В статье приведено краткое описание устройства и принцип работы барабанной сортировки для картофеля. Рассмотрено движение клубней по внешней поверхности вращающегося барабана.

Ключевые слова: Картофель, барабанная сортировка, скорость клубней.

STUDY OF MOVEMENT OF POTATO CLUBS ON THE SURFACE OF DRUM-TYPE SORTING

**Shkliaev K.L. - *PhD of Technics, associate professor;*
*e-mail:roma.rus85@mail.ru***

**Shkliaev A.L. - *PhD of Technics, associate professor;*
*e-mail:balez_grad@mail.ru***

Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia

Abstract: The article gives a brief description of the device and the principle of operation of the drum potato sorting. The movement of the tubers along the outer surface of the rotating drum is considered.

Key words: Potatoes, drum sorting, speed of tubers.

Производство картофеля в настоящее время одна из трудоемких отраслей. Применение в технологии уборки картофелеуборочных комбайнов существенно снижает затраты труда. Но при комбайновой уборке в картофельном ворохе содержатся больше почвенных примесей, растительных остатков и маточных клубней [4]. Поэтому возникает необходимость сортировать клубни картофеля, чтобы они соответствовали требованиям ГОСТ.

Широкое распространение на послеуборочной обработке картофеля получили картофелесортировки роликовой, сетчатого, грохотного, ременного, дикого типа.

Все перечисленные виды сортировок имеют ряд недостатков, поэтому актуальным является постоянное совершенствование методов сортирования, конструкций сортировочных машин, а также внедрение процесса очистки сырья от примесей одновременно с сортированием. Важным фактором является также универсализация машины, то есть возможность применения ее для сортировки различных корнеклубнеплодов, овощей и фруктов.

Схема предлагаемой установки защищена патентом РФ [2]. Общий вид сортировки приведён на рисунке 1. Сортирующая поверхность делит клубни на две фракции – “проход” и “сход”. Сортирование происходит следующим образом – мелкие и средние клубни в смеси идут в “проход”, крупные сходят с поверхности.

Устройство работает следующим образом. Клубни картофеля на подъемный ротор подаются спереди с транспортера-питателя (бункера).

Подъемный ротор захватывает клубни лопастями и поднимает вверх. Преждевременное выпадение клубней при этом предотвращается направляющим щитом. С лопастей подъемного

ротора клубни сходят в приемную камеру и на винтовую поверхность барабана.

Крупная фракция остается на поверхности барабана и переносится на скатный лоток, а клубни мелкой и средней величины, имеющие размеры меньше зазора между витками проходят во внутрь барабана.



Рисунок 1 - Общий вид барабанной сортировки для картофеля

Внутри барабана масса клубней поступает на винтовую поверхность с уменьшенным зазором (просветом) между витками. При этом при неоднократном подъеме и опускании клубни ориентируются вдоль кольцевых щелей. Мелкие клубни проваливаются через зазоры между витками и поступают на скатной лоток, а клубни средних размеров сходят с конца винтовой поверхности на лоток.

Рассмотрим движение клубней по внешней поверхности вращающегося барабана.

Клубни двигаются между трубчатыми направляющими барабана. Направляющие покрыты пластиком, чтобы снизить вероятность получения повреждений клубнем. После схода с подающего лотка клубни закатываются по внешней части барабана до наивысшего положения и затем скатываются вниз до падения в приемный лоток сходовой (крупной) фракции [4].

Покажем расчетную схему, представленную на рисунке 2, введем естественные оси координат, так как траектория движения центра масс заранее известна и является окружностью.

Касательная ось τ направлена по касательной к траектории центра масс, главная нормаль n направлена по нормали к траектории в центр кривизны, бинормаль направлена перпендикулярно плоскости движения, вокруг нее рассматриваем поворот всех тел.

Положение клубня задаем углом φ , показывающим направление радиус – вектора центра масс клубня \vec{OC} .

Угловую скорость движения клубня относительно барабана (собственное вращение клубня) обозначим $\dot{\theta}$, барабан вращается с постоянной угловой скоростью ω . Покажем действующие на клубень силы: проекция силы тяжести $mg \cos \beta_0$ (β_0 -угол наклона оси барабана к горизонту); результирующая нормальная реакция \vec{N} образующих; результирующая сила трения F . За счет этой силы происходит вращение клубня вокруг мгновенного центра скоростей P . Кроме этого действует момент трения M [3].

Запишем уравнения, спроецировав все силы на естественные оси координат [4]

$$\frac{mV_c^2}{(R+r)} = -N + mg \cos \beta_0 \cdot \sin \varphi, \quad (1)$$

$$ma^\tau = F - mg \cos \beta_0 \cdot \cos \varphi, \quad (2)$$

где v_c - скорость центра масс клубня, м/с;

$a^m = \frac{V_c^2}{R+r}$ - нормальное ускорение центра масс клубня, м/с²;

a^τ - тангенциальное ускорение центра масс клубня, м/с².

Дополняем систему (1) уравнением моментов всех сил относительно центра масс клубня:

$$I \cdot \ddot{\theta} = F \cdot r - M. \quad (3)$$

где I – главный центральный момент инерции клубня, кг·м²;

$\ddot{\theta}$ - угловое ускорение собственного вращения клубня, рад/с².

При движении клубня без скольжения имеется кинематическая связь между угловыми скоростями $\dot{\varphi}$, $\dot{\theta}$ и ω :

$$\dot{\varphi}(R+r) = \omega \cdot R - \dot{\theta} \cdot r.$$

Момент трения определяется зависимостью $M = \delta \cdot N$

(δ - коэффициент трения качения), тогда

$$F = I \cdot \ddot{\varphi} \frac{R+r}{r} + \frac{\delta}{r} \cdot N = -I \cdot \ddot{\varphi} \frac{R+r}{r} + f' \cdot N, \quad (4)$$

где $f' = \frac{\delta}{r}$ приведенный коэффициент трения, является постоянной величиной, определяемой опытным путем. Из первого уравнения системы (1) с учетом (2) выразим нормальную реакцию N :

$$N = mg \cos \beta_0 \sin \varphi - m\dot{\varphi}^2 (R+r). \quad (5)$$

После преобразования получаем нелинейное дифференциальное уравнение 2 порядка

$$\ddot{\varphi} + f' \frac{mr^2}{mr^2 + I} \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{mr^2}{mr^2 + I} \cdot \frac{g}{(R+r)} \cdot \cos \beta_0 [f' \sin \varphi - \cos \varphi] = 0. \quad (6)$$

Самостоятельно клубень будет вкатываться по внешней части барабана, если третье слагаемое в выражении (6) будет больше нуля

При указанных значениях $f' = 0,2 \dots 0,4$ угол φ должен быть в интервале $68,2^\circ \dots 78,7^\circ$.

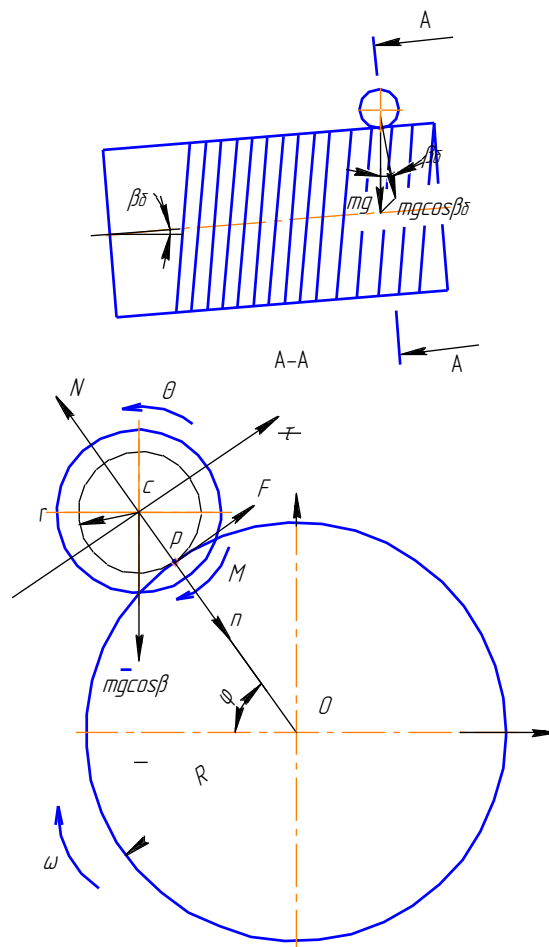


Рисунок 2 - Движение клубня по внешней поверхности барабана

Таким образом, клубень может двигаться вверх по барабану при угле $\varphi > \varphi_{кр} = 79^\circ$. Приемный лоток 1 установлен конструктивно таким образом, что клубни сходят с него и попадают в ту часть барабана, которая определяется углом $\varphi_{сх} = 82^\circ$, рисунок 3. Так как $\varphi_{сх} < \varphi_{кр}$, то движение по барабану будет обеспечиваться при подпоре клубней. При этом высота подпирающего слоя должна быть 2 - 3 слоя в зависимости от размеров клубней.

Для исследования движения клубня по внешней поверхности барабана необходимо решить дифференциальное уравнение (6), которое относится к уравнениям, допускающим понижение порядка.

Введем новую переменную $u = \dot{\varphi}^2$, тогда

$$\ddot{\varphi} = \frac{d}{dt} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) = \dot{\varphi} \cdot \frac{d}{d\varphi} = \frac{1}{2} \frac{d}{d\varphi} (\dot{\varphi}^2) = \frac{1}{2} \frac{du}{d\varphi}.$$

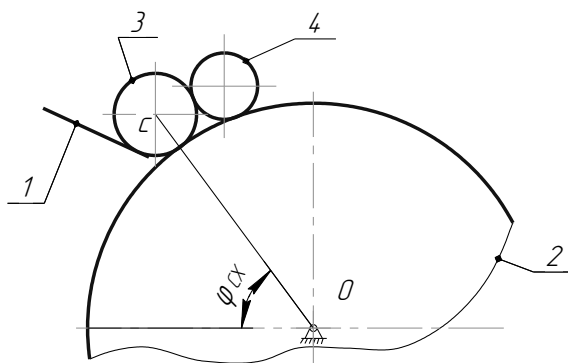


Рисунок 3 - Схема выгрузки клубней на сортирующий барабан
1 –приемный лоток; 2 - барабан; 3, 4 – клубни

Делаем указанную подстановку в выражение (3),

$$\frac{1}{2} \frac{du}{dt} + A \cdot u = -B \cdot [f' \sin \varphi - \cos \varphi], \quad (7)$$

где $A = f' \frac{mr^2}{I + mr^2}$; $B = \frac{mr^2}{I + mr^2} \cdot \frac{g}{R + r} \cdot \cos \beta$.

Выражение (7) является линейным неоднородным дифференциальным уравнением первого порядка. Структура его решения содержит две части: $u = \bar{u} + u^*$,

где \bar{u} - общее решение соответствующего однородного уравнения;

u^* - частное решение неоднородного уравнения.

Находим общее решение \bar{u} однородного дифференциального уравнения с разделяющимися переменными [4]

$$\frac{1}{2} \frac{du}{d\varphi} + Au = 0, \quad (8)$$

$$\frac{du}{u} = -2A \cdot d\varphi,$$

$$\ln|\bar{u}| = -2A \cdot \varphi + C_1,$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

Решение уравнения принимает вид:

$$u = u_0 \cdot e^{2A(\varphi_0 - \varphi)} + \frac{2B(1 - 2Af')}{4A^2 + 1} \cdot \sin \varphi + 2B \left(\frac{2A(1 - 2Af')}{4A^2 + 1} + f' \right) \cdot \cos \varphi. \quad (9)$$

Используем начальные условия: самостоятельное движение клубня, определяемое уравнением (9), происходит с момента времени $t = 0$, при котором угол φ_0 станет равным $\varphi_{кр}$: $\varphi_0 = \varphi_{кр} = 79^0$. При этом скорость центра масс клубня равна нулю $V_{co} = 0$. Скорость центра масс определяется выражением

$$V_c = \dot{\varphi} \cdot (R + r), \text{ тогда } \dot{\varphi} = \frac{V_c}{R + r}, \quad \dot{\varphi}_0 = \frac{V_{co}}{R + r} = 0.$$

Подставляем это значение в формулу (9):

$$u_0 = - \left[\frac{2B(1-2Af')}{4A^2+1} \cdot \sin \varphi_0 + 2B \left(\frac{2A(1-2Af')}{4A^2+1} + f' \right) \cdot \cos \varphi_0 \right]. \quad (10)$$

Угловая скорость поворота радиус-вектора \overline{OC} и скорость центра масс клубня С определяются следующим образом (с учетом $u = \dot{\varphi}^2$)

$$\dot{\varphi} = \frac{du}{dt} = \sqrt{u_0 \cdot e^{2A(\varphi_0 - \varphi)} + \frac{2B(1-2Af')}{4A^2+1} \cdot \sin \varphi + 2B \left(\frac{2A(1-2Af')}{4A^2+1} + f' \right) \cdot \cos \varphi},$$

$$V_c = \dot{\varphi} \cdot (R+r). \quad (11)$$

Скорость поступательного движения центра масс клубня параллельно оси вращения барабана:

$$V_{cx} = (\omega - \dot{\varphi}) \cdot (R+r) \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (12)$$

где ω - угловая скорость вращения барабана, рад/с,

γ - угол подъема винтовой линии, рад.

$$\gamma = \operatorname{arctg} \gamma \left(\frac{c+d}{\pi D} \right),$$

где c - размер отверстия, м;

d - диаметр трубки, м;

D - диаметр барабана, м.

При расчетах были исследованы клубни крупной фракции, которые не проваливаются внутрь барабана. Для всех клубней скорости их перемещения не превышали предельную величину. Это говорит о низкой травмоопасности для клубней крупной фракции, которые являются самой ценной частью вороха картофеля [1].

Результаты расчетов и анализ движения клубня по внешней поверхности показывает, что численные значения искомых параметров зависят от размеров клубней. Так угловая скорость $\dot{\theta}$ собственного вращения клубней становится равной нулю при угле поворота радиус-вектора $\varphi = 97^\circ \dots 117^\circ$. При размерах клубней близких к размеру сортирующего отверстия угол φ становится больше. В положениях клубня, определяемых указанными значениями радиус-вектора \overline{OC} (рис 3), происходит смена направления вращения клубня. Отрыв клубней от барабана происходит при углах φ равных $\varphi = 144^\circ \dots 163^\circ$ (большие значения соответствуют малым размерам клубней). Это происходит из-за того, что клубни, размеры которых близки к размерам отверстий между направляющими трубками (40...45 мм для крупной фракции), глубже западают между трубками. Радиус качения клубней становится меньше, ухудшаются условия для движения клубней относительно барабана. Кроме того, проявляется заклинивающее действие планок. Скорость центров масс клубней в момент отрыва составляет величину $V = 0,98 \dots 1,34$ м/с [1, 4]. Осевая скорость клубней картофеля составляет величину -

0,1...+0,12 м/с. Следовательно, клубни картофеля не имеют закономерного направленного движения в сторону схода.

Литература

1. Максимов, Л.М. Новая картофельная сортировка / Л.М. Максимов, К.Л. Шкляев, А.Л. Шкляев // Картофель и овощи. - 2014.- № 9. - С. 30-31.
2. Патент 2341951Российская Федерация, МПК:А01D33/08. Роторно-винтовое устройство для разделения корнеклубнеплодов и фруктов на фракции / Максимов Л.М., Максимов П.Л., Максимов Л.Л., Малков М.Н., Шкляев К.Л. заявитель и патентообладатель Максимов Л.М. - № 2007107224/12; заявл. 26.02.2007; опубл. 27.12.2008, Бюл. №36 - 4 с.
3. Шкляев, К.Л. Картофелесортировальные устройства / К.Л. Шкляев, А.Л. Шкляев // Приоритетные направления развития науки, техники и технологий международная научно-практическая конференция. – Ижевск. - 2016. - С. 187-190.
4. Шкляев, К.Л. Обоснование параметров и режима работы сортировки клубней картофеля роторно-винтового типа: дис. ...канд. тех. наук: 05.20.01 / К.Л. Шкляев // Ижевск - 2011. – 120 с.

© Шкляев К.Л., Шкляев А.Л., 2018

УДК 621.893:621.793

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОБРАБОТКИ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА БАББИТОВОГО ПОКРЫТИЯ Б83 МОДИФИЦИРОВАННОГО КОРОТКОИМПУЛЬСНЫМ ЛАЗЕРНЫМ ИЗЛУЧЕНИЕМ

***Ипатов А.Г. - к.т.н, доцент; e-mail: Ipatow.al@yandex.ru;
Шмыков С.Н. - к.э.н., доцент***

Аннотация: в рассматриваемой работе представлены результаты модификации баббитовых антифрикционных покрытий на основе Б83 высокочастотной короткоимпульсной лазерной обработкой. Приведены результаты триботехнических исследований модифицированных покрытий, на основании которых можно судить о повышении основных триботехнических показателей.

Ключевые слова: антифрикционное покрытие, лазерная обработка, интенсивность изнашивания, триботехнические испытания, баббит 83.

INFLUENCE OF THE PROCESSING PARAMETERS ON TRIBOTECHNICAL PROPERTIES OF BABBIT COATING B83 MODIFIED BY SHORT-PULSE LASER RADIATION

Ipatov A.G. - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; e-mail: Ipatow.al@yandex.ru;

**Shmykov S.N. - Candidate of Economic Sciences, Associate Professor
Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia**

Annotation: the paper presents the results of modification of babbit antifriction coatings based on B83 high-frequency short-pulse laser treatment. The results of tribological investigations of modified surfaces, on the basis of which to judge the increase of the main tribological parameters.

Key words: anti-friction coating, laser processing, wear resistance, tribotechnical tests, babbit B83.

Введение

Особенности строения баббитовых сплавов не позволяют их использовать в триботехнических сопряжениях работающих при высоких контактных и знакопеременных нагрузках. Проблема повышения диапазона эксплуатационных свойств баббитовых сплавов сводится к изменению первоначального химического состава или нанесению покрытий при помощи различных технологий. Стоит отметить, что попытки по улучшению химического состава первоначальной композиции имеют хорошие перспективы в сочетании с разработкой новых технологий и методов нанесения. Однако такое направление не лишено недостатков - повышенная себестоимость производства и недостаток теоретической и практической обоснованности технологий. В данной работе рассмотрены вопросы по модификации баббитовых покрытий методом высокочастотного короткоимпульсного воздействия лазерного излучения.

Цели и задачи исследований

Основная цель выполняемых исследований сводилась к определению режимов, при которых происходит повышение триботехнических свойств антифрикционных баббитовых покрытий в условиях граничного трения. Для реализации поставленной цели разработали основные задачи:

- обосновать возможность модификации антифрикционного покрытия на основе баббита B83;
- спроектировать лабораторную установку для модификации баббитовых покрытий;
- исследовать модифицированные покрытия в условиях триботехнических испытаний.

Теоретические предпосылки

Структура антифрикционного покрытия на основе баббита B83 соответствует принципу Шарпи и представляет собой мягкую первичную матрицу α – фазы с твердыми включениями вторичных фаз – кубической β – фазы (соединения типа SnSb), и игольчатой γ – фазы

(интерметаллидные соединения CuSn). Эксплуатационные свойства баббитового покрытия во многом определяются дисперсностью и флуктуацией плотности вторичных фаз, в особенности β – фазы. В ряде работ[1,2,5,6] утверждается, что снижение дисперсности и количества β – фазы повышает усталостную прочность покрытия со снижением микротвердости. Влияние γ – фазы во многом определяет несущую способность в условиях высоких динамических нагрузок. Повышение количества интерметаллидных соединений на основе CuSn повышает сопротивляемость покрытия к деформациям. Однако их игольчатое строение является причиной растрескивания покрытия в условиях знакопеременных нагрузок. Одним из способов решения данной проблемы является увеличение дисперсности γ -фазы. Увеличение дисперсности вторичных фаз возможно при условии сильнонеравновесной перекристаллизации структуры[3]. Достижение высокоскоростной перекристаллизации обеспечивается дозированной подачей импульса энергии на небольшой локальный объем покрытия. Характеристики импульсного высокочастотного лазерного излучения обеспечивают необходимые условия. Высокочастотная лазерная обработка качественно изменяет кинетику фазовых и структурных превращений. В работе[2,3] доказано наличие дополнительных фаз, в частности интерметаллидных соединений типа Cu_6Sn_5 , $Cu_{10}Sn_3$, Cu_3Sn , $Cu_{11}Sb_3$, $Cu_{41}Sn_{11}$.

Образование интерметаллидов обеспечивает улучшение эксплуатационных свойств (защитная способность, коррозионная стойкость) покрытия. Интерметаллидные соединения имеют высокие показатели модуля упругости и жаропрочности, что дает возможность эксплуатировать их в условиях высоких температур и знакопеременных нагрузок.

Методика исследований

Модификация поверхности антифрикционного баббитового покрытия производилась в защитной камере в среде аргона (постоянной продувкой), с использованием импульсного лазерного генератора (рис.1). В качестве образца использовали стандартные антифрикционные подшипники скольжения с нанесенным баббитовым покрытием Б83.

Режимы обработки принимали на основании предварительных исследований, при которых происходит микроплавление тонкого поверхностного слоя глубиной не более 10 мкм[4].

Исследование работоспособности в условиях износных испытаний проводили на машине трения СМТ-2070 с реализацией граничных условий трения по схеме «диск-колодка» в соответствии с ГОСТ. С целью обеспечения граничных условий смазки подачу смазочного материала производили ограниченно с периодичностью 1 капля в

минуту. В качестве смазочного материала использовали индустриальное масло И-20. Для контртела использовали закаленную сталь 45. Оценку работоспособности покрытий производили по триботехническим показателям: интенсивность изнашивания, коэффициент трения, несущая способность покрытия.

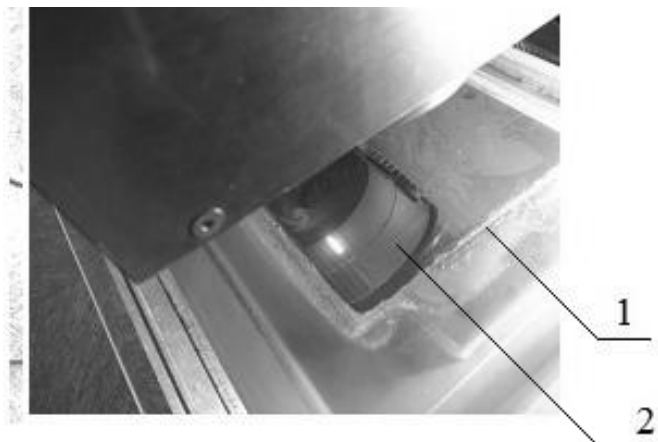


Рисунок 1- Камера для модификации антифрикционного баббитового покрытия (1-Цеховая защитная камера, 2 – Обрабатываемый подшипник скольжения)

Результаты исследований

На рисунке 2 представлены результаты исследования покрытий на интенсивность изнашивания и коэффициент трения в зависимости от величины энергии импульса в пятне контакта. С повышением энергии импульса интенсивность изнашивания снижается. Снижение связано с формированием более твердых структур, обладающих высокой дисперсностью. Высокая дисперсность более устойчива к усталостному разрушению и изнашиванию, а высокая твердость обеспечивает эффективное сопротивление деформации контактирующих микронеровностей. При повышении энергии импульса более 55 Дж, интенсивность изнашивания стабилизируется, а при дальнейшем повышении энергии импульса изнашивание усиливается. Усиление процессов изнашивания объясняется повышением микротвердости структуры покрытия, что вызывает хрупкость, и неспособность работы в условиях динамического нагружения. Хрупкие фазы интерметаллидного характера являются концентраторами напряжений в условиях циклического нагружения, что является причиной разрушения покрытия. Коэффициент трения во многом определяется количественным соотношением мягкой матрицы и твердой вторичной фазы. Преобладание в структуре мягкой податливой фазы обеспечивает снижение интенсивности изнашивания, однако коэффициент трения при этом увеличивается в силу повышения в зоне контакта упругих и

пластических деформаций. При преобладании твердой фазы реализуются условия, при которых деформация контактирующих поверхностей снижается, а разрушение происходит по принципу хрупкого излома. В результате это приводит к повышению адгезионных процессов, следовательно, к повышению коэффициента трения.

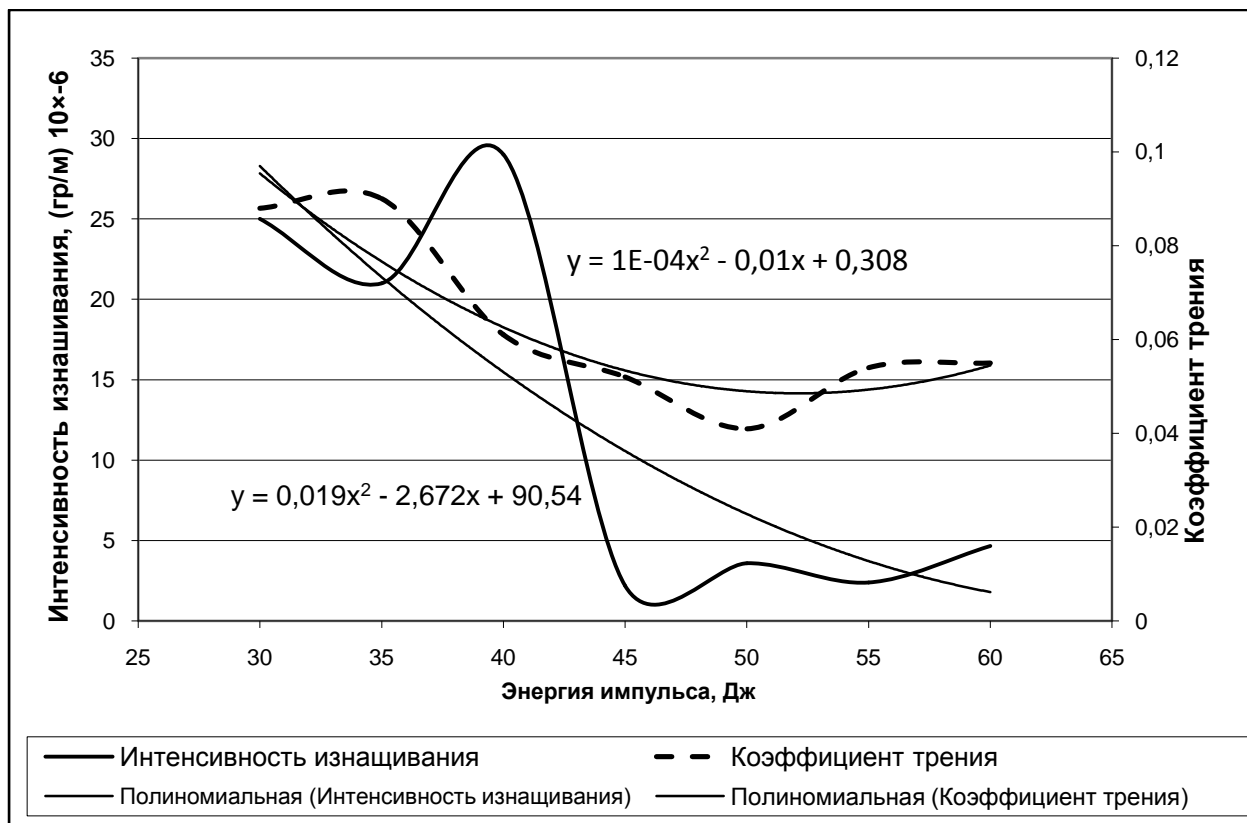


Рисунок 2 – Изменение интенсивности изнашивания и коэффициента трения модифицированных баббитовых покрытий

Несущая способность является основной эксплуатационной характеристикой антифрикционного покрытия (рис.3). Анализируя характер изменения несущей способности покрытия можно утверждать, что изменение количества и качества вторичных фаз оказывает определяющее влияние на работоспособность покрытия. С повышением энергии излучения, в силу увеличения дисперсности вторичных структурных фаз повышается сопротивление деформации контактирующих поверхностей, что обеспечивает увеличение несущей способности антифрикционного покрытия. При достижении энергии импульса в пределах 50-55 Дж несущая способность составляет 16-17 МПа, что превосходит характеристику стандартных баббитовых покрытий на 80%. Увеличение энергии импульса более 55 Дж, в силу значительного увеличения микротвердости, демпферные свойства модифицированного покрытия снижается, что приводит к разрушению покрытия в условиях усталостного нагружения.

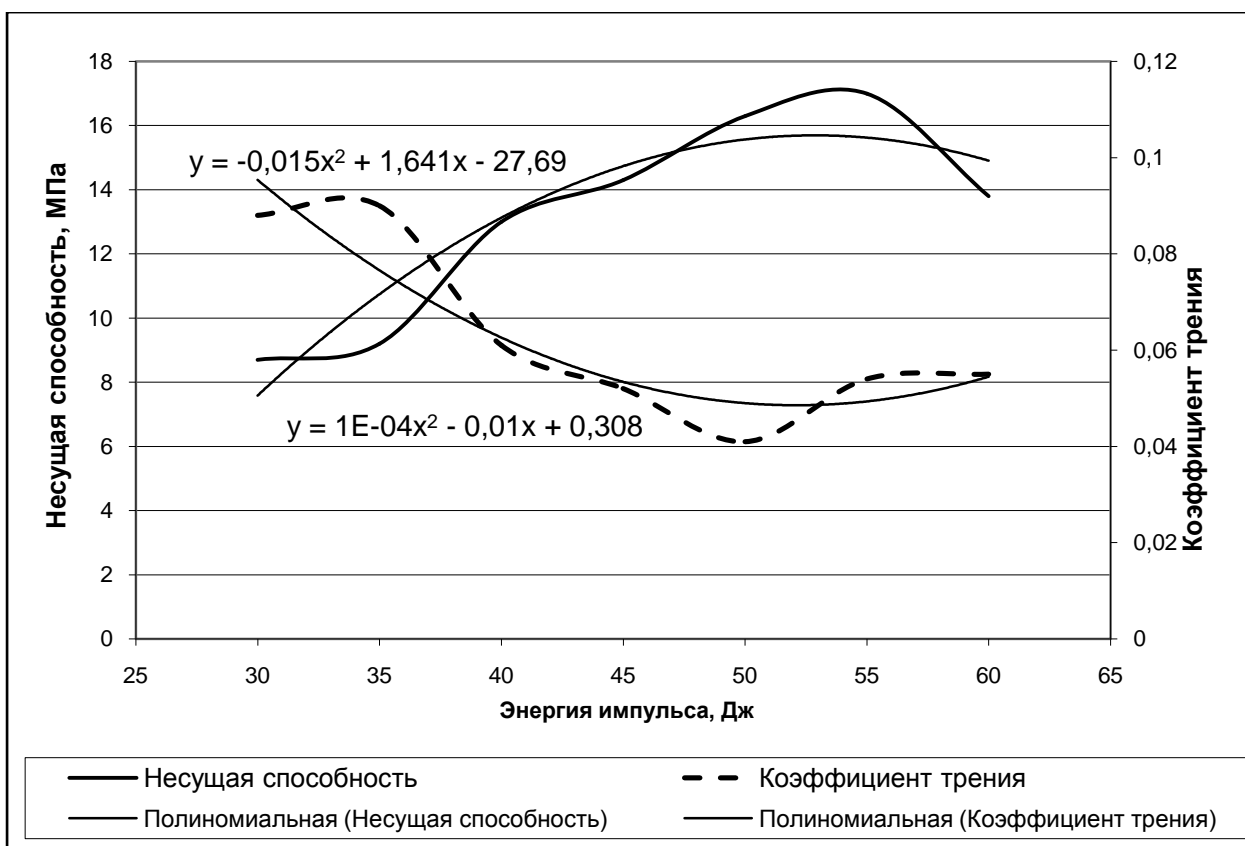


Рисунок 3 – Изменение несущей способности и коэффициента трения модифицированных баббитовых покрытий

Выводы

Представленные результаты испытаний дают наглядное представление о влиянии режимов обработки на триботехнические показатели модифицированных антифрикционных покрытий. С повышением энергии импульса интенсивность изнашивания и коэффициент трения снижаются, несущая способность покрытий в условиях граничного трения повышается. Наиболее оптимальной величиной энергии импульса является величина в 55 Дж. Дальнейшее повышение энергии импульса приводит к обратному эффекту - к снижению показателей несущей способности и повышению интенсивности изнашивания. Таким образом, результаты исследований имеют высокую практическую значимость и могут быть использованы на производстве для повышения эксплуатационных свойств баббитовых подшипников скольжения.

Литература

1. Барыкин, Н.П. Поверхностная обработка вкладыша подшипника скольжения / Н.П. Барыкин, Ф.А. Садыков, И.Р. Асланян // Трение и износ. – 2000. – Т.21. – №6. – С. 634-639.

2. Барыкин, Н.П. Влияние структуры баббита Б83 на интенсивность износа трибосопряжений / Н.П. Барыкин, Р.Ф. Фазлыахметов, А.Х. Валеева // Металловедение и термическая обработка. – 2006. – №2 (608). – С. 44-46.

3. Ипатов, А.Г. Структура и свойства модифицированного антифрикционного покрытия на основе металлической композиции / А.Г. Ипатов, Е.В. Харанжевский, Ю.Ю. Матвеева // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2016. – № 2 (47). – С. 46-53.

4. Ипатов, А.Г. Исследование триботехнических свойств металлполимерных покрытий системы «Б83-MOS2-Ф4» / А.Г. Ипатов, Е.В. Харанжевский, С.М. Стрелков, С.Н. Шмыков // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2015. – № 3 (44). – С. 14-20.

5. Barykin, N.P. Wear and failure of babbit bushes in steam turbine sliding bearings / N.P.Barykin, F.A.Sadykov, I.R.Aslyan / Materials Engineering and Performance. – 2000. – №2. – P. 127-131.

© Ипатов А.Г., Шмыков С.Н., 2018

УДК 004:621.436.2

УПРАВЛЕНИЕ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ В ДИЗЕЛЯХ МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПОЗИЦИОННЫМ ЭЛЕКТРОННЫМ РЕГУЛЯТОРОМ

Ф.З. Габдрафиков – д.т.н, профессор кафедры «Теплоэнергетика и физика»; e-mail: gabdrafikov@mail.ru,

Р.Р. Сафина – аспирантка кафедры «Теплоэнергетика и физика»; e-mail: safina-rimma1989@mail.ru

Башкирский государственный аграрный университет, г.Уфа, Россия

Аннотация: в статье рассматривается система топливоподачи тракторного дизеля с позиционным электронным регулированием. Разработана технология повышения точности регулирования электронным регулятором топливоподачи с определением внешней нагрузки на двигатель. Разработана математическая модель дизельного двигателя как регулируемого объекта по нагрузке с электронным регулированием частоты вращения коленчатого вала с дополнительным воздействием от величины угла скручивания коленчатого вала. Описан принцип действия электронного регулятора позиционного воздействия и

приведена его функциональная схема. Приведены результаты моторных исследований.

Ключевые слова: дизель; неустановившийся режим; система регулирования топливоподачи; угол скручивания коленчатого вала; датчик нагрузки.

MANAGEMENT OF FUEL IN DIESEL TRACTOR UNIT WITH ELECTRONIC POSITION CONTROLLER

F.Z. Gabdrafikov, Doctor of technical Sciences, Professor of power engineering and physics; e-mail: gabdrafikov@mail.ru,

R.R. Safina, postgraduate student of power engineering and physics; e-mail: safina-rimma1989@mail.ru

Bashkir state agrarian University, Ufa, Russia

Annotation: the article considers the fuel supply system of a tractor diesel engine with position electronic control. The technology of increase of accuracy of regulation by an electronic regulator of fuel delivery with definition of an external load on the engine is developed. A mathematical model of the diesel engine as a regulated object for loading with electronic control of the speed of the crankshaft with an additional effect on the value of the angle of twisting of the crankshaft was developed. The principle of the electronic regulator of the positional action is described and its functional scheme is given. The results of motor research are presented.

Keywords: diesel; unsteady regime; fuel management system; angle of crankshaft twisting; load cell.

Как известно, работа тракторных двигателей в условиях эксплуатации сопровождается непрерывно меняющимися нагрузками, что приводит к падению мощностных и экономических показателей [3,5,9]. Среди причин, объясняющих это явление – нестабильная работа механического регулятора по причине его большой инертности и связанные с ним изменения процессов топливоподачи [2,4,8].

Большой научный вклад в исследование проблем регулирования дизельных двигателей при неустановившейся и частичной нагрузке в области тракторных дизелей внесли работы В.Н. Болтинского, В.И. Крутова, А.К. Юлдашева, Н.С. Ждановского, Н.Н. Патрахальцева, Р.М. Баширова, В.А. Лиханова и др.

Значительное количество научных работ направлены на разработку электронных регуляторов с дискретным воздействием, целый ряд электронных регуляторов представляет сложные конструкции, инертны. В эксплуатации требуется разработать высокоэффективные малоинерционные системы с повышенной точностью регулирования.

В связи с этим разработана система, уменьшающая отрицательное влияние неустойчивого режима работы двигателя на его эффективные показатели имеет большое значение.

Целью и задачей исследования является повышение качества регулирования параметров топливоподачи дизеля путем позиционного электронного регулирования высокой точности. Основной задачей является усовершенствование устройств системы управления подачей топлива, позволяющих производить автоматическое перемещение органа управления топливоподачей с точным позиционированием в зависимости от режимов эксплуатации.

Измерение относительного изменения крутящего момента на практике реализовать достаточно сложно. Технически проще определить величину скручиваемости коленчатого вала. Проведено теоретическое исследование, направленное на выявление взаимосвязи изменений нагрузки на двигатель машинно-тракторного агрегата (МТА) со скручиваемостью коленчатого вала.

Нами была разработана математическая модель дизельного двигателя как регулируемого объекта по нагрузке с электронным регулированием частоты вращения коленчатого вала с дополнительным воздействием от величины угла скручивания коленчатого вала [6].

Представив коленчатый вал, как уравновешенный цельный стержень (рисунок 2), который скручивают z -ое количество крутящих моментов (равное количеству цилиндров), распределенных по его длине, запишем уравнение угла его скручивания в границах упругих деформаций, определенное из уравнения закона Гука для случая кручения:

$$\gamma_z = \frac{M_{fz} l_z}{J_0 G}, \quad (1)$$

где J_0 - геометрический полярный момент инерции;

l_z - расстояние от маховика до оси z -го цилиндра;

G - модуль сдвига;

M_{fz} - крутящий момент z -го цилиндра.

В соответствии с вышеуказанным уравнением, угол скручивания коленчатого вала будет равен:

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_z = \sum_1^z \gamma_z = \frac{\sum_1^z M_{fz} l_z}{J_0 G}. \quad (2)$$

Учитывая, что каждый крутящий момент равен $M_{f1} = M_{f2} = \dots = M_{fz}$, упрощаем уравнение:

$$\gamma = \frac{M_f (l_1 + l_2 + \dots + l_z)}{J_0 G}. \quad (3)$$

Длина стержня, на которой применен каждый крутящий момент, можно выразить через расстояние между ними:

$$l_z = l + \frac{z-1}{z}l + \frac{z-2}{z}l + \dots + \frac{z-(z-1)}{z}l = \sum_{f=0}^{z-1} \frac{z-f}{z}l, \quad (4)$$

где z - количество цилиндров,
 f - индекс суммирования.

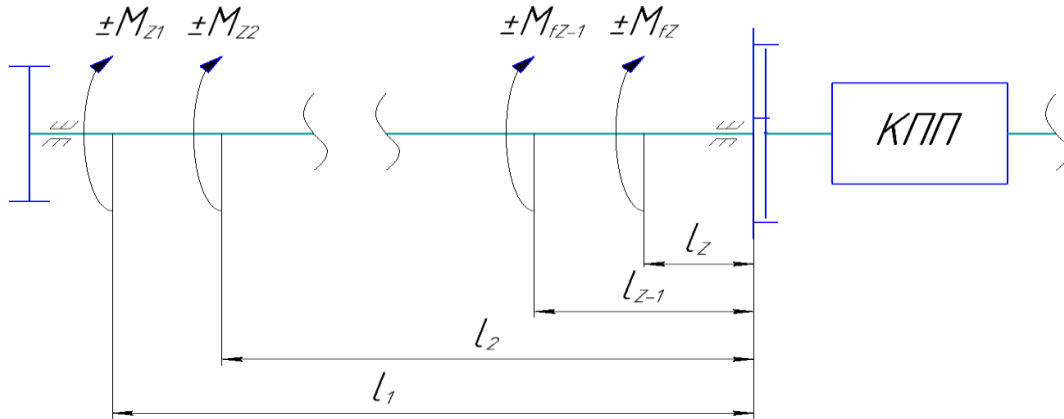


Рисунок 1 Расчетная схема коленчатого вала

С учетом этого запишем:

$$\gamma = \frac{M_f \cdot \sum_{f=0}^{z-1} \frac{z-f}{z}l}{J_0 G}, \quad (5)$$

Допуская, что

$$M_f = \frac{1}{z} M_e, \quad (6)$$

То получим:

$$\gamma = \frac{M_e \cdot \sum_{f=0}^{z-1} \frac{(z-f)l}{z}}{J_0 G \cdot z}. \quad (7)$$

Линеаризуем уравнение:

$$\partial M_e = \frac{z J_0 G}{\sum_{f=0}^{z-1} \frac{(z-f)l}{z}} \cdot \partial \gamma \quad (8)$$

Обозначив в уравнении (8) $R = \frac{z \cdot J_0 G}{\sum_{f=0}^{z-1} \frac{(z-f)l}{z}}$ - «удельный момент кручения

коленчатого вала двигателя состоящего из z -цилиндров», получим: (9)

$$\partial M_e = R \partial \gamma \quad (10)$$

Рабочий процесс дизельного двигателя МТА, в реальных условиях эксплуатации, может быть описан уравнением для неустановившихся режимов и имеет следующий вид [1]:

$$J_{\text{Д}} \frac{d\Delta\omega_{\text{Д}}}{dt} = \Delta M_e - \Delta M_c \quad (11)$$

где $J_{\text{Д}} \frac{d\Delta\omega_{\text{Д}}}{dt}$ - изменение момента инерции подвижных частей;

ΔM_e – изменение крутящего момента;

ΔM_c – изменение момента сопротивления.

С учетом приращения моментов и уравнений, изменения нагрузки и после математических преобразований уравнение (11) примет вид:

$$J_{\text{Д}} \frac{d\Delta\omega_{\text{Д}}}{dt} + \left[\frac{\partial M_c}{\partial \omega_{\text{Д}}} - \frac{R\partial\gamma}{\partial \omega_{\text{Д}}} \right] \cdot \Delta\omega_{\text{Д}} = \left[\frac{R\partial\gamma}{\partial g_u} \cdot \frac{\partial g_u}{\partial N} - \frac{\partial M_c}{\partial N} \right] \cdot \Delta N \quad (12)$$

Обозначим:

$F_g = \frac{\partial M_c}{\partial \omega_{\text{Д}}} - \frac{R\partial\gamma}{\partial \omega_{\text{Д}}}$ - фактор устойчивости двигателя, выраженный через угол скручивания коленчатого вала; (13)

$K_{R\gamma g_u N} = \frac{R\partial\gamma}{\partial g_u} \cdot \frac{\partial g_u}{\partial N}$ - коэффициент влияния удельного момента кручения вала $R\gamma \leftarrow g_u \leftarrow N$; (14)

$K_{M_c N} = \frac{\partial M_c}{\partial N}$ - коэффициент влияния момента сопротивлений $M_c \leftarrow N$; (15)

Тогда получим:

$$J_{\text{Д}} \frac{d\Delta\omega_{\text{Д}}}{dt} + F_g \cdot \Delta\omega_{\text{Д}} = [K_{R\gamma g_u N} - K_{M_c N}] \cdot \Delta N. \quad (16)$$

Введем обозначения:

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}, \quad (17)$$

где φ - относительное изменение скорости коленчатого вала

$$\alpha_g = \frac{\Delta N}{N_0}, \quad (18)$$

где α_g - относительное изменение нагрузки

Уравнение (15) выглядит следующим образом:

$$J_{\text{Д}} \frac{d\Delta\omega_{\text{Д}}}{dt} \cdot \frac{\omega_0}{\omega_0} = J_{\text{Д}} \frac{d\varphi}{dt} \omega_0, \quad (19)$$

После преобразований уравнение примет соответствующий вид:

$$T_g \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g \cdot \varphi = \alpha_g, \quad (20)$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$\varphi = \frac{\alpha_g}{K_g} \left(1 - e^{-\frac{K_g \cdot t}{T_g}} \right). \quad (21)$$

Нарушение равновесного состояния может произойти и в результате процессов, несвязанных с системой топливоподачи, поэтому уравнение (20) рассмотрим совместно с классической математической моделью дизельного двигателя, регулирование которого происходит по угловой скорости [1, 2]:

$$T_g' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g' \cdot \varphi = \phi_g - \alpha_g \cdot \Theta_g \quad (22)$$

где $T_g' = \frac{J_D \cdot \omega_0}{K_{R\gamma_{гч}} \cdot g_{ч0}}$ - динамическое время двигателя (23)

$K_g' = \frac{F_g \cdot \omega_0}{K_{R\gamma_{гч}} \cdot g_{ч0}}$ - коэффициент самовыравнивания двигателя (24)

$\Theta_g = \frac{K_{M_cN} \cdot N_0}{K_{R\gamma_{гч}} \cdot g_{ч0}}$ - коэффициент усиления по нагрузке относительно угла

скручивания коленчатого вала (25)

$\phi_g = \frac{\Delta g_{гч}}{g_{ч0}}$ - относительное изменение положения рейки. (26)

Тогда в соответствии с этим получим:

$$T_g' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g' \cdot \varphi = \phi_g - (T_g' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g' \cdot \varphi) \cdot \Theta_g \quad (27)$$

После преобразований выражение выглядит:

$$\left(T_g' + T_g' \cdot \Theta_g \right) \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \left(K_g' - K_g' \cdot \Theta_g \right) \cdot \varphi = \phi_g \quad (28)$$

где $T_g'' = T_g' + T_g' \cdot \Theta_g = \frac{J_D \cdot \omega_0}{K_{R\gamma_{гч}} \cdot g_{ч0}} + \frac{J_D \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma_{гч}N} + K_{M_cN}) \cdot N_0} \cdot \frac{K_{M_cN} \cdot N_0}{K_{R\gamma_{гч}} \cdot g_{ч0}} =$
 $= J_D \cdot \omega_0 \cdot \left(1 + \frac{K_{M_cN}}{K_{R\gamma_{гч}N} + K_{M_cN}} \right)$ - динамическое время двигателя; (29)

$K_g'' = K_g' + K_g' \cdot \Theta_g = \frac{F_g \cdot \omega_0}{K_{R\gamma_{гч}} \cdot g_{ч0}} - \frac{F_g \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma_{гч}N} + K_{M_cN}) \cdot N_0} \cdot \frac{K_{M_cN} \cdot N_0}{K_{R\gamma_{гч}} \cdot g_{ч0}} =$
 $= F_g \cdot \omega_0 \cdot \left(1 - \frac{K_{M_cN}}{K_{R\gamma_{гч}N} + K_{M_cN}} \right)$ - коэффициент самовыравнивания двигателя. (30)

С учетом этого, относительное изменение положения рейки определяют по выражению:

$$T_g'' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g'' \cdot \varphi = \phi_g \quad (31)$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$\varphi = \frac{\phi_g}{K_g} \left(1 - e^{-\frac{K_g \cdot t}{T_g}} \right) \quad (32)$$

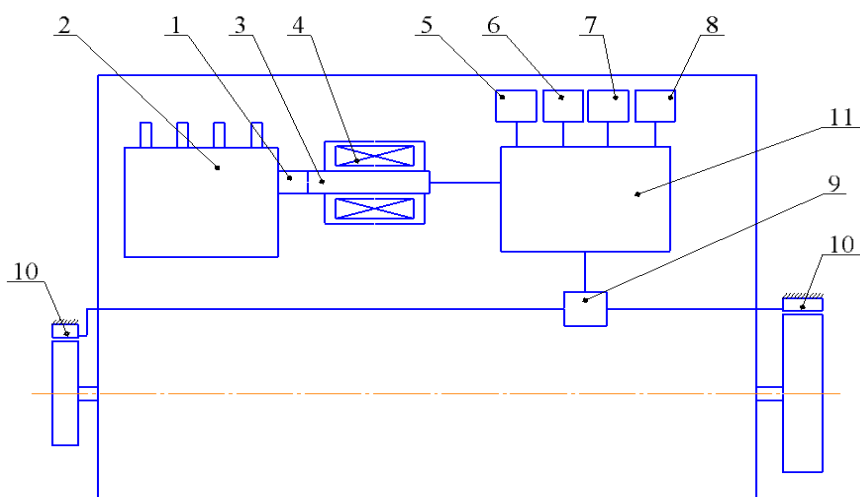


Рисунок 2. Функциональная схема системы регулирования топливоподачи с модернизированным электронным регулятором частоты вращения коленчатого вала с дополнительным воздействием от величины угла скручивания: 1-рейка; 2-топливный насос высокого давления; 3-якорь; 4-электромагнит; 5-датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя; 6-датчик массы поступающего в цилиндры воздуха; 7-датчик положения рейки; 8- датчик положения педали управления подачей топлива; 9-датчик угла скручивания коленчатого вала; 10-чувствительные элементы, установленные на разных концах коленчатого вала; 11-электронный контроллер.

Полученная зависимость представляет собой математическую модель дизельного двигателя и выражает изменение угловой скорости коленчатого вала от относительного изменения положения органа управления топливоподачей топливного насоса с учетом величины нагрузки, зависящее от угла скручивания коленчатого вала.

В соответствии с полученной математической моделью нами было разработано малоинерционное электронное устройство позиционного воздействия на органы управления топливоподачей дизельного двигателя с дополнительным воздействием по нагрузке от величины скручивания коленчатого вала (патент на изобретение РФ № 2600218) [3].

На рисунке 2 приведена функциональная схема системы регулирования топливоподачи с модернизированным электронным регулятором частоты вращения дизельного двигателя с

дополнительным воздействием от величины угла скручивания коленчатого вала.

Рейка 1 топливного насоса высокого давления 2 связана с якорем 3 электромагнита 4. Регулятор снабжен датчиками частоты вращения двигателя 5, массы поступающего в цилиндры воздуха 6, положения рейки 7, положения педали управления подачей топлива 8, угла скручивания коленчатого вала 9 с двумя чувствительными элементами 10, установленных на разных концах коленчатого вала, электронным контроллером 11.

Принцип работы модернизированного электронного регулятора заключается в следующем: требуемое положение рейки 1 определяется контроллером 11 по сигналам датчиков положения педали управления подачей топлива 8, частоты вращения двигателя 5, массы поступающего в цилиндры воздуха 6 и датчика угла скручивания коленчатого вала 9. Действительное положение рейки 1 определяется при помощи датчика положения рейки 7. При наличии рассогласования контроллер изменяет сигнал, подаваемый на электромагнит 4, изменяя положение рейки топливного насоса. Контроллер способен дополнительно корректировать положение рейки топливного насоса в зависимости от величины скручиваемости коленчатого вала по необходимому закону в пределах заданного скоростного режима. Применение в регуляторе дополнительного воздействия от угла скручивания коленчатого вала улучшает точность и своевременность слежения за изменением нагрузки, которая пропорциональна углу скручивания. Исключаются помехи в сигнале от влияния колебательных процессов в трансмиссии, воздействия разнонаправленных сил на датчик при движении машинно-тракторного агрегата по неровной поверхности поля, выполнении поворотов и подъемов агрегата, а также наличия люфтов в механических соединениях и искажение сигнала при передаче к системе управления.

Моторные исследования дизеля МТА в динамических режимах показали, что длительность I фазы переходного процесса «наброс нагрузки» соответствует в среднем 0,57 с. Длительность II фазы, переходного процесса, «выравнивание моментов и стабилизация частоты вращения» составляет в среднем 0,35 с., III фаза переходного процесса составляет 2,59 с и характеризуется колебательным процессом, который является следствием динамического заброса крутящего момента двигателя и высвобождения энергии в упругих элементах трансмиссии.

Таким образом, общая длительность переходного процесса составила до 3,29 с. при процессе с механическим регулятором (рисунок 3 (а)).

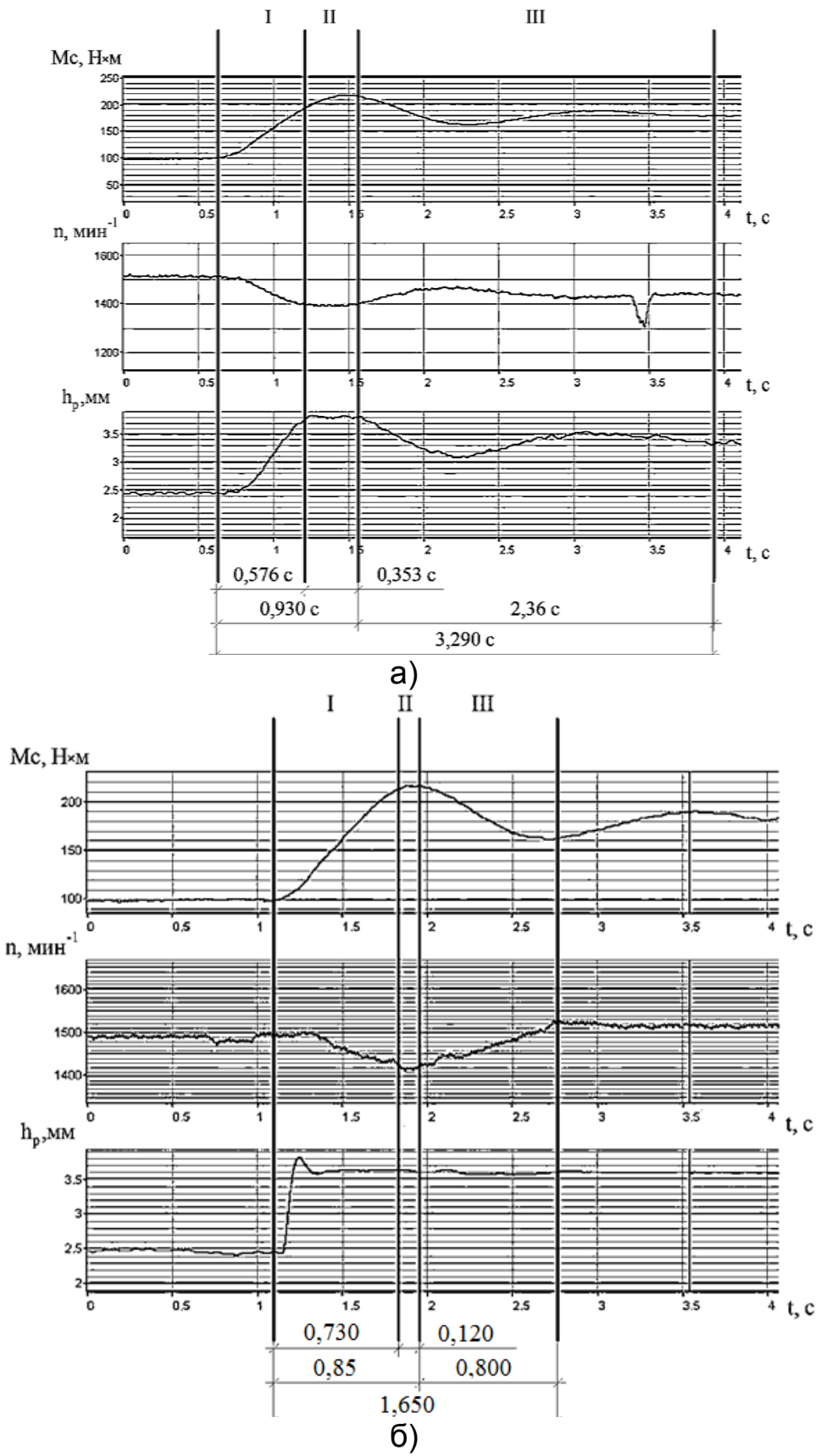


Рисунок 3 Осциллограммы переходных процессов при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta M=80 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($100 \rightarrow 180 \text{ Н}\cdot\text{м}$): а) – с механическим регулятором; б) – с

электронным устройством позиционного воздействия регулятором центробежного типа.

Осциллограммы переходных процессов двигателя с экспериментальным регулятором имеют колебательный характер только по моменту сопротивления. Фазовое отставание частоты вращения намного больше 0,3 с. Это является следствием резкого изменения положения рейки корректором момента сопротивления. Рейка топливного насоса изменяет свое положение в течении 0,08 с. и имеет задержку от начала переходного процесса 0,05 с. Общая длительность переходного процесса составляет до 1,65с это на 49% ниже чем при регуляторе центробежного типа, что позволяет существенно снизить инерционность регулирования.

Исследования показали, что при применении электронного устройства позиционирования с регулированием по частоте вращения и нагрузки, уменьшается заброс частоты вращения, происходит возрастание мощности двигателя во время переходного процесса.

Возрастание крутящего момента позволяет двигателю преодолевать перегрузки более эффективно. И, как следствие, приводит к уменьшению расхода топлива, также позволяет повысить качество выполнения технологических операций при высоких неустановившихся нагрузках.

Литература

1. Болтинский, В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей: учебное пособие / В.Н. Болтинский // М.: Сельхозиздат. - 1962. - 387 с.

2. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания: учебник для ВУЗов/ В.И. Крутов // М.: Машиностроение. - 1989. – 416 с.

3. Электронный регулятор частоты вращения дизельного двигателя с дополнительным воздействием от величины скручивания коленчатого вала [Текст]: пат. 2600218 Рос. Федерация: МПК F02D1/08, заявитель и патентообладатель /Габдрафиков Ф.З., Шамукаев С.Б., Сафина Р.Р.// № 2015119710/06; заявл. 25.05.2015; опубл. 20.10.2016, Бюл. № 29.

4. Юлдашев, А.К. Динамика рабочих процессов двигателя машинно-тракторных агрегатов / А.К. Юлдашев // Казань. Татарское кн. изд-во. - 1980. – 142 с.

5. Юлдашев, А.К. О влиянии неустановившейся нагрузки на показатели двигателя / А.К. Юлдашев // Сборник «Совершенствование эксплуатационных качеств тракторов, автомобилей и двигателей». – Горький. Труды ГСХИ. - т.81 - 1976.

© Ф.З. Габдрафиков, Р.Р. Сафина, 2018

УДК 621. 833.67

**РАСЧЕТ МОЩНОСТИ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С
КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПЬЮ УПРАВЛЕНИЯ**

Жунисбеков П.Ж.,

Ундирбаев М.С.,

Нуржан Д.Ж.

*Казахский национальный аграрный университет г. Алматы
Кызылординский государственный университет им. Коркыт Ата, г.
Кызылорда, Казахстан*

Аяганов Е.М.

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: в статье рассматривается расчет мощности бесступенчатой передачи кинематической цепью управления.

Ключевые слова: бесступенчатая передача, привод машин, кинематическая цепь, расчет мощности.

**CALCULATION OF CLEARANCE WITHOUT THE TRANSMISSION
WITH THE CINEMATIC CHAIN OF CONTROL**

Zhunisbekov P.Zh.,

Undirbaev MS,

Nurzhan D.Zh.

*Kazakh National Agrarian University of Almaty
Kyzylorda State University, Korkyt Ata, Kyzylorda, Kazakhstan*

Ayaganov E.M.

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: The article deals with the calculation of power continuously variable transmission with a kinematic chain management.

Key words: stepless transmission, the drive of machines, kinematic chain, power calculation.

Механические замкнутые дифференциальные вариаторы относительно просты в конструктивном отношении и могут обеспечить широкий диапазон регулирования угловой скорости ведомого вала рабочих машин, начиная с нуля, либо обеспечить реверсивный ход ведомого вала с переходом через нуль, а также сравнительно просто могут приспособляться к автоматической регулировке.

Исследования показывают, что использование гидромеханических и электрических дифференциальных бесступенчатых передач в приводах машин небольшой и средней мощности нецелесообразно, ввиду их

конструктивной сложности, высокой стоимости, больших габаритных размеров и невысокого к. п. д. [1, 2].

Кроме того, эти вариаторы позволяют передавать большие мощности за счет направления основного потока мощности двигателя непосредственно через зубчатый механизм дифференциала вариатора и только небольшую часть мощности направлять через бесступенчато-регулируемую передачу, связанную с одним из менее нагруженных звеньев механизма дифференциала. Такой способ распределения передаваемой мощности указанными потоками обеспечивает повышение к. п. д. вариатора, долговечность и надежность его работы за счет разгрузки бесступенчато-регулируемой передачи, которая чаще всего является наименее долговечным механизмом в системе регулируемого привода.

Рассматривая замкнутые дифференциальные вариаторы, как совокупность дифференциальных механизмов с регулируемыми бесступенчатыми передачами, следует отметить, что в конструкциях замкнутых дифференциальных вариаторов в качестве механических бесступенчато-регулированных передач используются фрикционные, цепные, клиноременные и импульсные передачи.

Механические замкнутые дифференциальные вариаторы обеспечивают возможность использования их для передачи большой мощности в силовых приводах машин, не требующих широкого диапазона регулирования.

У вариаторов с диапазоном регулирования, близким к диапазону регулирования входящей в него бесступенчато-регулируемой передачи, в замкнутом контуре отсутствует циркулирующая мощность, вследствие чего к. п. д. таких вариаторов достаточно высокий.

Использование замкнутых дифференциальных вариаторов в приводах машин, требующих широкого диапазона регулирования угловой скорости ведомого вала вариатора, связано с возникновением циркулирующей мощности в замкнутом контуре вариатора, которая снижает к. п. д. последнего. Поэтому вопрос выбора схем замкнутых дифференциальных вариаторов, обеспечивающих широкий диапазон регулирования, при которых циркулирующая мощность будет отсутствовать, сохраняя широкий диапазон регулирования, представляет важную задачу при исследовании указанных вариаторов.

В связи с этим рассмотрим схему бесступенчатой передачи с кинематической цепью управления, разработанного автором [3], которая позволяет расширить диапазон регулирования и осуществить запираение мощности самотормозящей передачей, исключая циркуляцию мощности по замкнутому контуру вариатора. В основе этой схемы заложен принцип изменения структуры механизма дифференциала путем превращения последнего в планетарный механизм с одной

степенью подвижности после того, как будет полностью использован вариатор в режиме замкнутого дифференциального.

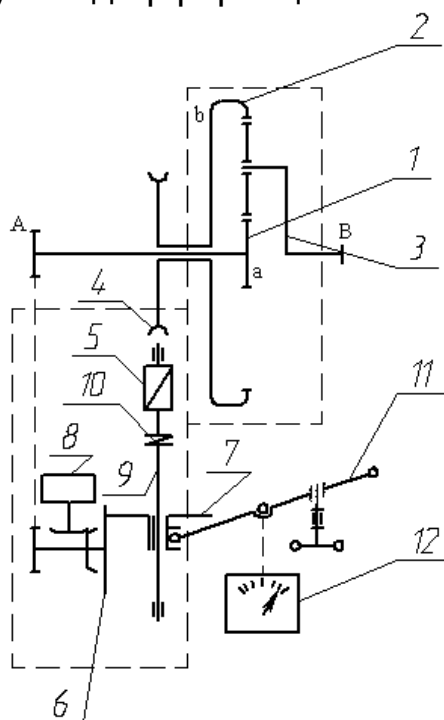


Рисунок 1. - Кинематическая схема бесступенчатой передачи

На рисунке 1 показана схема бесступенчатой передачи с кинематической цепью управления.

Передача содержит дифференциал D1 имеющий соединение с двигателем (не показан) ведущим валом А звено 1, управляемое звено 2 и третье звено 3, связанное с ведомым валом В. Передача имеет также самотормозящий, например червячный механизм, посредством которого управляемое звено 2 связано со средством Р регулирования частоты вращения звена 2.

Самотормозящий механизм состоит из жестко соединенного со звеном 2 колеса 4 и червяка 5.

Средство Р регулирования выполнено в виде вариатора с диском 6, который кинематически связан со звеном 1 и соответственно с ведущим валом А.

Вариатор содержит также ролик 7 и барабан 8, связанный с диском 6 зубчатой парой. Ролик 7 установлен на выходном валу 9 средства Р регулирования с возможностью осевого перемещения и поочередного взаимодействия с торцевой поверхностью диска 6 и боковой поверхностью барабана 8. Вал 9 через муфту 10 соединен с червяком 5.

Барабан 8 может быть выполнен с конической боковой поверхностью.

Ролик 7 связан с рычагом 11 его перемещения, который имеет

средство 12 индексации его положения и регулируемый упор 13.

В общем случае звенья дифференциалов D1 и D2 1, 2, 3, 14, 15, 16 могут быть взаимосвязаны с другими элементами кинематическими цепями C1, C2, C3, C4, C5.

Передача может быть выполнена с дополнительным дифференциалом D2 (рисунок 2). Имеющим звенья 14, 15, 16, и соединенным звеном 14 со звеном 2 дифференциала D1. В этом случае колесо 4 самотормозящего механизма жестко связано со звеньями 2 и 14, образуя с ними единый блок.

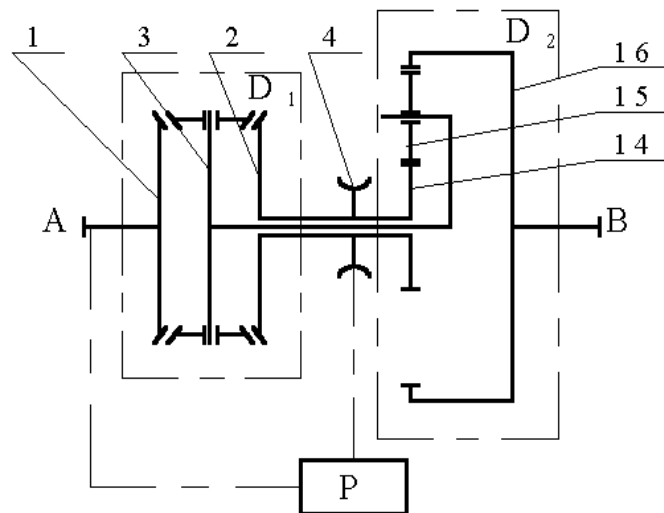


Рисунок 2. - Кинематическая схема передачи с двумя дифференциалами D1 и D2

Самотормозящий механизм работает в режиме оттормаживания, при котором оба колеса нагружены движущими моментами и стараются вместе сдвинуть механизм в направления действия внешней нагрузки (например, при принудительном опускании груза двигателем в механизмах подъема) [4].

Характеристикой потерь в этом режиме служит коэффициент $\mu_{i+1,i}$ - оттормаживания, равный отношению мощностей на входном звене i и выходном $i+1$, и отличающийся от КПД обратного хода только знаком:

$$\mu_{i+1,i} = \eta_{i+1,i} = \frac{\operatorname{tg}(\rho_{np} - \lambda)}{\operatorname{tg} \gamma} \times \frac{1 + \psi_{on}^i}{1 + \psi_{on}^{i+1}}.$$

Найдем из этой схемы момент M_1 , который необходимо приложить к червячному колесу 4, чтобы стало возможным движение в режиме оттормаживания:

$$M_1 = M_2 \frac{r_{чep} \operatorname{tg}(\rho_{np} - \lambda)}{r_{кол} \operatorname{tg} \lambda} \times \frac{1 + \psi_{on}^1}{1 + \psi_{on}^2}; \quad (1)$$

где ρ_{np} – приведенный угол трения в зацеплении;

λ – угол подъема винтовой линии витка в рассматриваемой точке;

$\psi_{оп}^1, \psi_{оп}^2$ – коэффициенты потерь на трение в опорах.

Из уравнения (1) следует, что величина момента M_1 тем больше, чем больше разница между значениями $\rho_{пр}$ и λ . Если же эти значения будут равны, то никакой сколь угодно большой момент M_1 не сможет обеспечить движение механизма в режиме оттормаживания даже при самых малых значениях момента M_2 внешней нагрузки.

Зацепление способно работать при прямом ходе, как в тяговом режиме, так и в режиме оттормаживания, если колесо 5 кинематически связано с двигателем механизма, то независимо от направления действия внешней нагрузки при включении двигателя начинается движение механизма. При этом двигатель может быть включен в любую сторону. Если же двигатель выключен, то движение механизма под действием внешней нагрузки (обратный ход) здесь исключается.

Плавное регулирование угловой скорости водила 3 и шестерни 2 внутреннего зацепления дифференциального механизма осуществляется осевым перемещением ролика 7 (рисунок 1) лобовой фрикционной передачи.

На основании равенства общей кинематической зависимости звеньев дифференциальных механизмов, найдем, что угловая скорость звена B через известные угловые скорости a и b выражается зависимостью [5].

$$n_B = i_{Ba}^b n_a + i_{Bb}^a n_b \quad (2)$$

разделив это равенство на угловую скорость n_A , получим формулу

$$\left. \begin{aligned} i_{BA} &= i_{Ba}^b i_{aA} + i_{Bb}^a i_{bA} \\ \text{или в сокращенной записи} \\ i_{BA} &= i_{BA}^b + i_{BA}^a, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где

$$i_{BA}^b = i_{Ba}^b i_{aA}; \quad i_{BA}^a = i_{Bb}^a i_{bA}.$$

С помощью формулы (3) определяется передаточное отношение любой замкнутой планетарной передачи независимо от того, будет ли передачи $a-A$ и $b-A$ механическими, электрическими или гидравлическими.

Мощность, передаваемая передачей $a-A$ (основным звеном a и колесом Aa),

$$N_{Aa} = N_a = M_{Aa} n_A = M_a n_a.$$

Заметив, что $n_A = \frac{n_B}{i_{BA}}$, где i_{BA} определяется по формуле (3), получим

$$n_a = n_A i_{aA} = \frac{i_{aA}}{i_{BA}} n_B.$$

далее имеем

$$\left. \begin{aligned} N_{Aa} = M_a n_a = -M_B n_B \frac{i_{Ba}^b i_{aA}}{i_{cI}} = -\frac{i_{BA}^b}{i_{BA}} N_B \\ M_{Aa} = M_A. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В существующих замкнутых планетарных передачах при $i_{BA}^a i_{BA}^b > 0$, мощности N_a и N_b , передаваемых передачами $a-A$ и $b-A$ разделяется на два потока N_a и N_b , к ведомому валу B . В исследуемой передаче мощность передается по передаче $a-A$, которая определяется по уравнению (4).

Достигается это тем, что в цепи управления используют самотормозящий механизм СМ исключая циркуляцию потока мощности по контуру. Мощность самотормозящим механизмом СМ не пропускается в сторону вариатора. При этом вариатор работает без передачи мощности и имеет относительно малые габариты и массу.

Величина мощности N_{BAP} определяется силой трение в самотормозящей паре и частотой вращения червяка СМ. Предложенный способ бесступенчатого регулирования с кинематической цепью управления может функционировать только в решение работы с отводом мощности от управляемого звена.

$$N_{BAP} = f n_5 \quad (5)$$

где f -коэффициент трения пары колесо 4 и червяка 5;

n_5 - частота вращения червяка 5.

Предельная или максимальная величина N_{BAP} , не превышает

$$N_{BAP \max} \leq f N_{TP}.$$

Мощность трения в режиме оттормаживания определяется по формуле;

$$N_{TP} = N_{R+1} (1 + \mu_{R+1.R}) = \frac{N_R}{\mu_{R+1.R}} (1 + \mu_{R+1.R}). \quad (6)$$

где $\mu_{R+1.R}$ - коэффициент оттормаживания.

Коэффициент оттормаживания определяется по формуле

$$\mu_{R+1.R} = \frac{\operatorname{tg}(P_{np} - \lambda)}{\operatorname{tg} \lambda} \frac{1 + \varphi_{on}^{(R)}}{1 + \varphi_{on}^{(R+1)}}. \quad (7)$$

В существующих передачах предельная или максимальная величина N_{BAP} не превышает всего нескольких процентов N_A . от 3 до 12.

Литература

1. Антонов, А.С., Магидович Е.И. Гидромеханические и электромеханические передачи транспортных и тяговых машин / Антонов А.С., Е.И. Магидович // М.: Машгиз. - 1963.
2. Иванченко П.Н. Электромеханические передачи / П.Н. Иванченко // М.: Машгиз. - 1962.
3. Бесступенчатая передача П. Жунисбекова (варианты). Предварительный патент N 5061. Заявка № 950737.1 Национальное патентное ведомство РК, 15.08.1997 г. - Бюл. №3.
4. Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов / Вейц В.Л. // Л.: Машиностроение. - 1969.
5. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи. / В.Н. Кудрявцев // М.-Л.: Машиностроение. - 1966.

© П.Ж. Жунисбеков, М.С. Ундирбаев, Д.Ж. Нуржан, Е.М. Аяганов, 2018

УДК 631.331.

ТЕОРЕТИКО-ГИПОТЕЗНАЯ РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ШНЕКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА К НАВЕСНОЙ СЕЯЛКЕ ДЛЯ ВЫСЕВА СЕМЯН ЛЮЦЕРНЫ

***Рахатов С.З. - д.т.н., доцент,
Нуржан Д.Ж.***

***КГУ имени Коркыт Ата, Казахстан
Аяганов Е.М.***

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: В данной статье предложенные показатели и зависимости позволяют определить основные технологические параметры навесной сеялки со шнековым рабочим органом.

Ключевые слова: люцерна, сеялка, шнек, рабочий орган.

THEORETICAL AND GIPOTEZA THE DESIGN OF A SCREW WORKING BODY MOUNTED TO THE SEEDER FOR SOWING ALFALFA SEED

***Rakhatov S.Z. - doctor of technical sciences, associate professor,
Nurzhan D.Zh.***

***Korkyt Ata University, Kazakhstan
Ayaganov E.M.***

State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: The proposed indicators and dependencies make it possible to determine the main technological parameters of a mounted seeder with

auger working elements. The developed design of the obtained parameters of the mounted seeder and seeder will be published in subsequent studies

Key words: alfalfa, seeder, hinged seeder, screw, working body.

При производстве продукции сельскохозяйственных культур одним из основных процессов является посев семян [1,2,3], затраты на который составляют 20-25% от всего объема.

При несовершенном способе посева, непригодности используемых посевных агрегатов и их рабочих органов к той или иной культуре происходит повышенный расход нормы высева семян, снижение урожайности, повышение материальных и трудовых затрат [1]. В полной мере это относится и к посеву люцерны, донника и мелкозернистых культур [3].

Основные недостатки существующих сеялок:

- большая часть в основном предназначены для высева семян зерновых культур;

- прицепные сеялки за один проход выполняют несколько операций, что неэффективно в условиях ограниченного размера зернового земледелия;

- для поддержания продуктивности земель зерновой оросительной системы целесообразно иметь многопольный севооборот, что доказано многолетними исследованиями ученых;

- используемые прицепные и полуприцепные сеялки из-за размеров сошниковой группы и катушечных высевающих аппаратов не соответствуют для высева семян люцерны и допускают их перерасход;

- на существующих сеялках для регулирования нормы семян люцерны песчаная почва создает неравномерность уровня поверхности полей. Следовательно, актуальное значение имеет создание навесной сеялки с рабочими органами имеющие большие кинематические параметры.

Исходя из исследования целесообразно создание навесной сеялки со шнековым рабочим органом. Ранее такие научные исследования не принесли успеха, теперь с учетом развития НТП это вероятно возможно.

Для этого необходимо изложить следующие предположения:

- рисовые поля по площади сравнительно невелики и использование прицепных сеялок (в случае с Кызылординской области на один рисовый чек одна сеялка) не обеспечивает их экономическую эффективность;

- норма высева семян на 1га составляет 7-12 кг/га, что на 15-25 % меньше пшеницы и риса соответственно, поэтому использование навесной машины для высева семян показывает целесообразность ее создания и непригодность существующих сеялок для зерновых культур;

- использование такой машины обеспечивает снижение перерасхода нормы высева семян, повышает урожайность и уменьшает производственные расходы;

- основным рабочим органом для высева семян должен быть горизонтально расположенный шнек с дозатором семян, что исключает применение песочного материала. Поэтому для разработки конструкции навесной машины для высева семян люцерны необходимо выполнить следующие работы:

1) Разработать конструкцию горизонтального шнекового рабочего органа к навесным сеялкам для высева семян люцерны;

2) Проанализировать свойства материалов, необходимые для обработки шнекового рабочего органа полиамидом, либо другими химическими составами, чтобы уменьшить травмирование семян люцерны при посеве с целью повышения всхожести и урожайности;

3) Исследовать процесс дозирования семян люцерны;

4) Исследование энергоиспользования навесной сеялки для посева семян;

5) Определить оптимальные параметры и режимы работы навесной сеялки для высева семян люцерны.

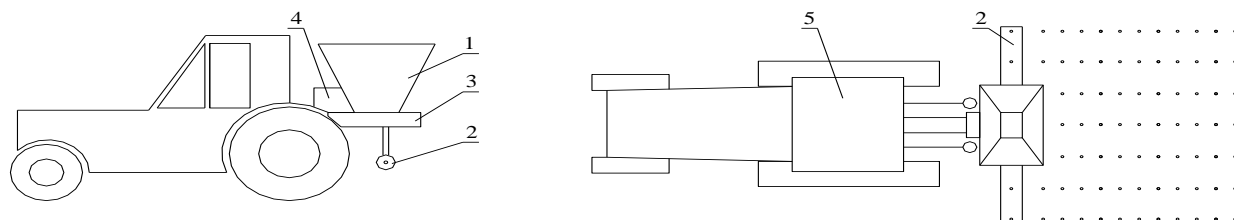


Рисунок 1 - Общая компоновка навесной сеялки со шнековым рабочим органом для высева семян люцерны.

1 – бункер, 2 – шнековый рабочий орган, 3 – дозатор, 4 – редуктор.

На рисунке 1 представлена технологическая схема навесной сеялки со шнековым рабочим органом, для высева семян люцерны.

Из рисунка 1 видно, что на тракторы класса 0,9...1,4кН навешивается навесная сеялка, состоящая из бункера 1, основания с дозатором 3, шнекового рабочего органа 2, редуктора 4. Получив

привод от ВОМ, дозатор включается на работу. Семена с учетом нормы высева перемещаются в дозатор, а оттуда в шнековый рабочий орган. На дне трубы диаметром 100 мм расположены отверстия, через которые семена укладываются в поле. Задача поставлена таким образом, чтобы определить диаметр шнека, число отверстий, частоту вращения и потребляемую мощность, а также качество высева семян и их всхожесть.

Необходимая на технологический процесс мощность определяется по формуле:

$$N_{\text{тех.п}} = N_{\text{ВОМН}} - N_{\text{мех}} - N_{\text{доз}} \quad (1)$$

где: $N_{\text{ВОМН}}$ - номинальная мощность на ВОМ, кВт;

$N_{\text{мех}}$ – механические потери мощности, кВт;

$N_{\text{доз}}$ – мощность, затрачиваемая на работу дозатора, кВт.

Мощность затрачиваемая на $N_{\text{ВОМН}}$ определяется по формуле:

$$N_{\text{ВОМН}} = \frac{q_{\text{л}} * v_{\text{р}} * b_{\text{л}} * P_{\text{у}}}{3,6 * \gamma_{\text{л}}} \quad (2)$$

где: $q_{\text{л}}$ – норма высева семян, кг/м²;

$\gamma_{\text{л}}$ – плотность семян люцерны, кг/м³;

$P_{\text{у}}$ – удельная мощность на процесс высева семян, кВт;

$b_{\text{л}}$ – рабочая ширина захвата шнекового рабочего органа, м;

$v_{\text{р}}$ – рабочая скорость движения посевного агрегата, км/ч.

Для этого в первую очередь определяется величина максимально допустимая скорости, обусловленной пропускной способностью или в данном случае с нормой высева семян люцерны /3/:

$$v_{\text{рд}} \leq \frac{360 * q_{\text{л}}}{B_{\text{р}} * U_{\text{л}}} \quad (3)$$

где: $B_{\text{р}}$ – ширина захвата сеялки, м;

$U_{\text{л}}$ – урожайность люцерны, кг/га.

Далее определяется возможность работы агрегата при допустимых скоростях движения.

Следующая задача заключается в определении количества отверстий на дне шнека и расстоянии между ними. Отсюда следует, что, при установленных значениях 7-12 кг/сек определяется значение вышеуказанных параметров:

$$Z = ax + by + c \quad (4)$$

где: Z – норма высева семян люцерны. A на X и Y влияют шаг шнекового механизма, его частота вращения и другие.

Для обеспечения производительности сеялки ширина захвата шнекового рабочего органа должна быть не ниже:

$$V_{P_{gmin}} \geq V_{P_{сущ}} \quad (5)$$

где: $V_{P_{gmin}}$, $V_{P_{сущ}}$ – ширина захвата предлагаемого и существующего рабочих органов сеялок, м.

Вместимость емкости сеялки $Q_{бк}$ с учетом средней площади зернового поля $F_p = 2,0 \dots 2,5$ га при норме высева $q_l = 7 \dots 12$ кг/сек должна быть кратной к параметрам и определяется в виде формулы:

$$Q_{бк} \geq q_l * F_p * n_p \quad (6)$$

где: n_p – число орошаемых полей.

Литература

1. Конохова, В.П. Учебная книга рисовода. / В.П. Конохова // М.: Агропромиздат. - 1990. – 239 с.

2. Скидан, Ю.Ф. Моделирование технологических систем возделывания сельскохозяйственных культур / Ю.Ф. Скидан // Дисс. д.т.н. – Алма-Ата. - 1989. - 331 с.

3. Валиев, А.Р. Машины для предпосевной подготовки почвы и посева сельскохозяйственных культур: регулировка, настройка и эксплуатация. / А.Р. Валиев и другие // Казань: издательство казанского ГАУ. - 2013. – 156 с.

© С.З. Рахатов, Д.Ж. Нуржан, Е.М. Аяганов, 2018

УДК 631.417

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

***Аладашвили И.К. – доцент, к.т.н.; e-mail:
s.aladashvili1101@gmail.com***

*Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,
Россия*

Аннотация: В работе рассмотрены технико-экономические и экологические аспекты, которые возникают при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания и их решения. Кроме того, рассмотрен способ подачи дополнительного воздуха в цилиндры двигателя в конце такта наполнения и в начале такта сжатия.

Ключевые слова: дополнительное завихрения и расслоение заряда, коэффициент избытка воздуха, силовой агрегат, цилиндр, коленчатый вал, впускной коллектор.

IMPROVING THE PERFORMANCE OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE BY IMPROVING THE WORKFLOW

Aladashvili I.K. – Ph.d., associate Professor

s.aladashvili1101@gmail.com

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: the article presents the solution of technical, economic and environmental problems arising in the operation of internal combustion engines. And ways to address them through additional turbulence of the charge. In addition it considers the method of supplying additional air into the engine cylinders at the end of the cycle of filling and at the beginning of the compression stroke.

Key words: additional turbulence of the working charge, the coefficient of excess air, zachерley valve, power unit, cylinder, crankshaft, intake manifold.

Существующая проблема экономии топлива и экологических показателей автотракторных силовых агрегатов, возможно решить за счет улучшения процесса сгорания. При функционировании ДВС огромное влияние оказывает процесс смесеобразования. Непосредственно в целом от смесеобразования и зависит полнота сгорания топлива воздушной смеси. Достоверно известно что, факторами качественной смесеобразования являются такие параметры как: а) угол опережения зажигания; б) коэффициент избытка воздуха; в) дополнительное завихрения рабочего заряда. Из выше отмеченного на наш взгляд наиболее выгодным является способ дополнительного завихрения заряда, чтобы его лучше расслоить. На сегодняшний день известно большое количество ДВС с завихрением и расслоением заряда. Схемы некоторых из них представлены на рисунке 1.

Но необходимо отметить тот факт, в своё очередь, само завихрение рабочего заряда как способ имеет великое множество разновидностей. Из всех возможных способов завихрение заряда наиболее привлекательный и целесообразный, это способ подачи дополнительного воздуха в цилиндры. Такой способ завихрения заряда выглядит следующим образом: порция дополнительного воздуха подается в цилиндры, в конце такта наполнения и в начале такта сжатия, что обеспечивает качественную смесеобразованию.

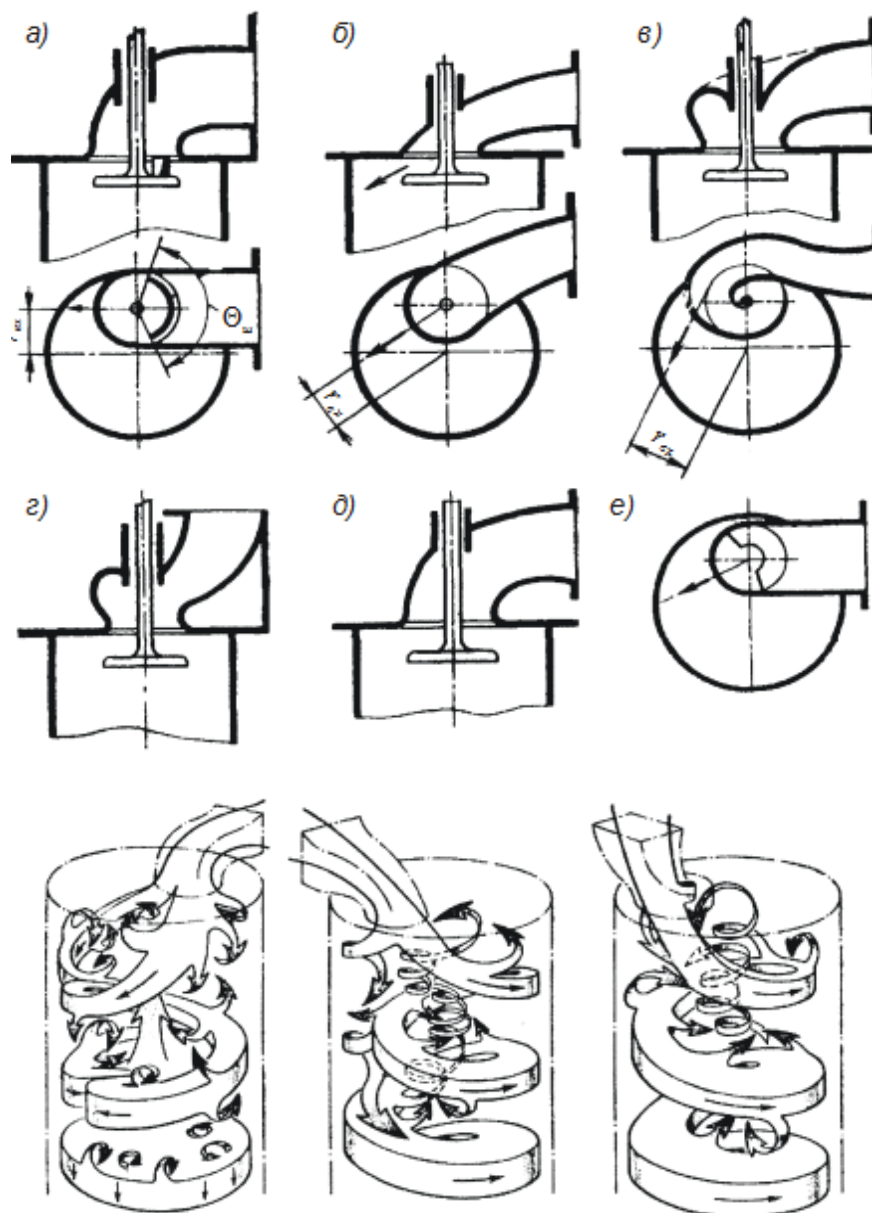


Рисунок 1 - Схемы завихрителей

а – с заширленным клапаном; б – тангенциальный; в – винновой с боковым подводом воздуха; г – винновой с падающим потоком воздуха; д – однофункциональный; е – с заширленным седлом; $r_{вх}$ – радиус входа потока; $\Theta_{ш}$ – угол заширмления.

Схема силового агрегата с таким способом расслоения изавихрениязаряда представлена на рис.2, она была разработана ещё в в середине 60-х годов прошлого столетияд.т.н. профессором Н.П. Самойловым. В дальнейшем данная схема была неоднократноусовершенствована его учениками, в соответствии развитием как отечественного, так и зарубежногодвигателестроения. За истекший период, многочисленные эксперименты данного способа показали, его эффективность и простоту по сравнению с другими

способами завихрения заряда. Применение данной системы обеспечивает: а) уменьшение в отработавших газах вредных компонентов (NO_x , CH , CO) и б) быстрое и стабильное сгорание топливо–воздушной смеси, за счёт интенсивной закрутки её струей дополнительного воздуха, что в итоге приводит к улучшению технико-экономических и экологических показателей силового агрегата.

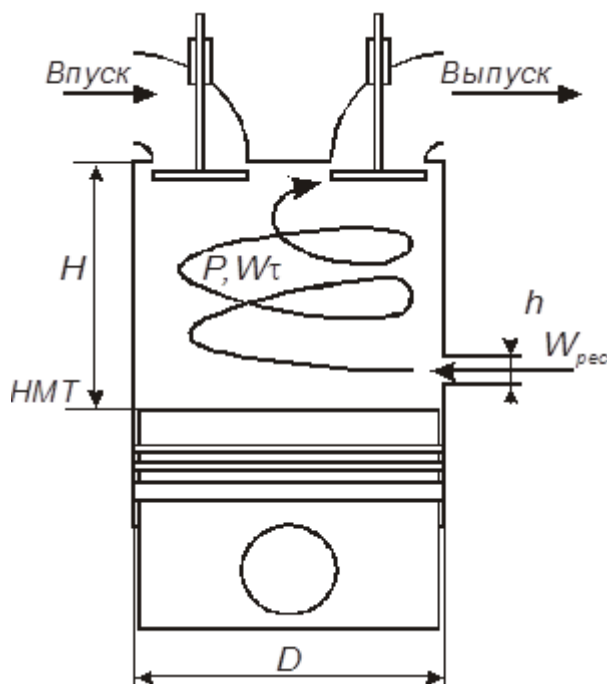


Рисунок 2 - Схема подачи в цилиндр дополнительного воздуха

Принцип работы данной схемы состоит в следующем: Порция дополнительного воздуха подаётся в цилиндры в конце такта наполнения и начале такта сжатия, через специальное отверстие диаметром около 10 мм, которые проделаны в нижней части каждого цилиндра, на определённом расстоянии от Н.М.Т. в зависимости от литража и типа двигателя, под небольшим избыточным давлением (0,06...0,08 МПа). Затем, при перемещении поршня к ВМТ введённый в цилиндр дополнительный воздух сжимается в месте с основным зарядом в бензиновых двигателях и с основным воздухом в дизелях, при дальнейшем перемещении поршня к ВМТ по цилиндру, перекрывается этим же поршнем штуцер дополнительного трубопровода и доступ дополнительного воздуха в цилиндр этим самым прекращается, а введённый в цилиндр дополнительный воздух соединяется с основным зарядом и активно способствует дальнейшему к завихрению и расслоению заряда в целом на всех режимах работы силового агрегата. [1]

При правильном подборе параметров данной системы

дополнительного завихрения заряда, представляется возможность снизить концентрацию CO , CH и сажу, а введённый в цилиндр относительно свежий воздух, снижает температуру сгорания, что безусловно уменьшает концентрацию окислов азота $-NO_x$ в отработавших газах [3]. Кроме того, завихрение и расслоение заряда в цилиндре за счёт подачи в него дополнительного воздуха на разных режимах работы силового агрегата (разная частота вращения коленчатого вала), оказывает огромное влияние на снижении расхода топлива. Этот факт можно объяснить тем, что наполнение основного заряда понижается, и оно компенсируется дозарядкой [2]. На рисунке 3 представлен график результатов эксперимента отношение давления в цилиндре в соответствии поворота коленчатого вала и как влияют они на процесс дозарядки.

Из зависимости (Рис.3) видим, что, при дальнейшем повороте коленчатого вала, в цилиндре повышается давление и этим самым создается относительно интенсивное движение воздушного заряда, в результате чего, основной заряд, совместно с дополнительным, приводит к интенсивному вихревому потоку и снижению дозарядки в процессе наполнения [4]. Очевидно, что с увеличением дополнительного завихрения количество CO , CH , сажи и N_2O_5 уменьшается независимо от степени форсирования силового агрегата по частоте вращения [5]. Но следует отметить тот факт что, давление дополнительного воздуха необходимо контролировать, иначе мы можем иметь дело к перезавихрению общего заряда, что приведёт – а) снижению температуры в цилиндре (уменьшится мощность ДВС) и б) по сколку, при начале подачи дополнительного воздуха основной впускной клапан двигателя ещё открыт и основной заряд будет испытывать сопротивление при входе в цилиндры, а в некотором случае, даже может быть выброшен обратно во впускном коллекторе, что совершенно не допустимо. В целом, данная схема максимально приемлема абсолютно для всех типов ДВС, при условии, что будут учтены их особенности по отдельности.

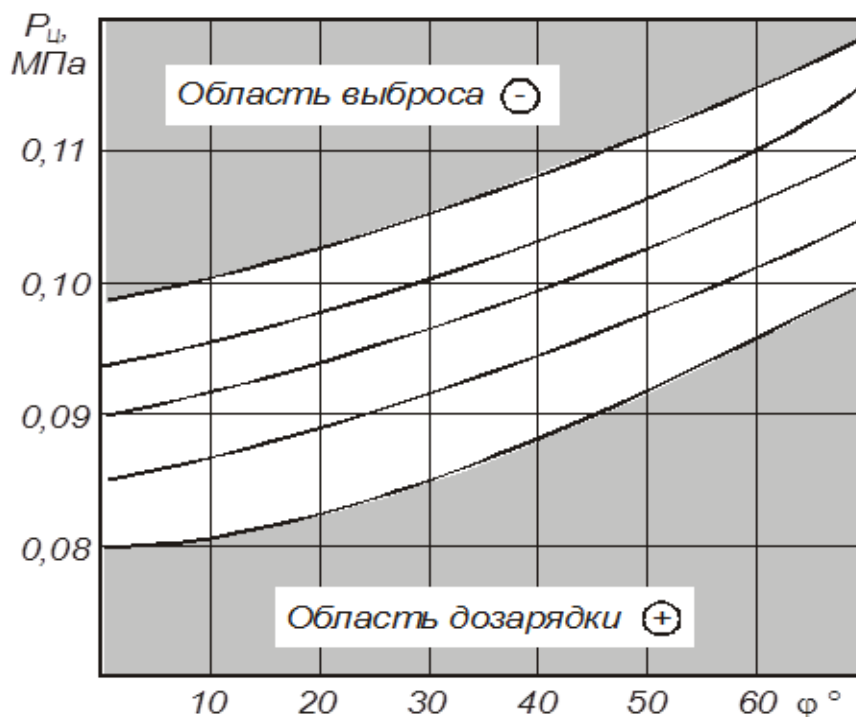


Рисунок 3 - Изменение области дозарядки и выброса заряда в зависимости от угла поворота коленчатого вала и давления в цилиндре в конце наполнения

Литература

1.Аладашвили, И.К. Проблемы и обеспечение экономических и экологических показателей дизельного двигателя с дополнительным завихрением заряда при функционировании трактора в полевых условиях / И.К. Аладашвили // Дисс. канд. КГСХА. – Казань. - 2002.

2.Аладашвили, И.К. Анализ некоторых эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания / И.К.Аладашвили, О.И.Макарова // Сборник международной научно-практической конференции «Научное сопровождение агропромышленного комплекса: теория, практика, перспективы. – Казань: Издательство КГАУ. - 2015. - 480 с.

3.Генкин, К.И. Исследование рабочего процесса автомобильных газовых двигателей / К.И. Генкин // Док. дисс. МАДИ. - 1957

4.Зарипов, Р.Х. Результаты опытов на высокофорсированном двигателе с дополнительным завихрением заряда / Р.Х. Зарипов // Отд.вып КГТУ им. А.Н.Туполева. Изд-во КГТУ. – Казань. - 1996. – 22 с.

5.Патент. Способ работы двигателя внутреннего сгорания. № 2119066. Заявка № 94024407. 20.09.98.

© Аладашвили И.К., 2018

УДК 621

**СОДЕРЖАНИЕ САЖЕВЫХ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ
ЭМУЛЬГИРОВАННЫХ ТОПЛИВ**

Чупраков А.И. – к.т.н., доцент; e-mail: chaidvs@mail.ru
*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В статье содержатся результаты, проведенных исследований на дизельном двигателе Д-243, при работе на альтернативном топливе – этанолосодержащей эмульсии. Представлено количественное содержание твердого углерода в отработавших газах в зависимости от изменения нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Ключевые слова: дизель, спирт, этанол, экологические показатели, сажа, эмульсия.

**THE CONTENTS OF SOOT PARTICLES IN THE EXHAUST GASES OF
THE DIESEL ENGINE WHEN USING EMULSIFIED FUELS**

**Chuprakov A.I. – Ph. D of Technics, associate professor;
e-mail: chaidvs@mail.ru**

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: the article contains the results of research on the diesel engine D-243, when working on alternative fuels – ethanol emulsion. The quantitative content of solid carbon in exhaust gases is presented depending on the variation of the load and the speed of the engine crankshaft.

Key words: gasoline, alcohol, ethanol, environmental performance, carbon black emulsion.

Нарастающая проблема экологической безопасности, ограниченность не возобновляемого сырья, растущая стоимость ввиду отсутствия конкуренции продуктам нефтяного происхождения, ужесточающиеся законодательные нормы в экологической сфере заставляют производителей мобильных энергоустановок и нефтепереработчиков применять непопулярные у конечных потребителей меры по дополнительным изысканиям, дополнительной очистке топлива, установке дополнительного оборудования на мобильные энергоустановки. Поэтому поиск топлив полученных из возобновляемых ресурсов, обладающих сравнительной экологической безопасностью, низкой стоимостью и возможным применением на эксплуатируемых агрегатах является первоочередной задачей [1-5].

К альтернативным топливам, которые полностью или частично позволяют заменить дизельное топливо можно отнести спиртосодержащие эмульсии с добавлением воды, эмульгирующих присадок и стандартного топлива. Применение эмульсий в качестве моторного топлива позволяют решить часть изложенных выше проблем.

Одним из опасных составляющих отработавших газов мобильных энергоустановок является аморфный углерод, который является следствием термического разложения углеводородов. Сажевые частицы, попадая в верхние дыхательные пути человека и животных – не отфильтровываются и являются канцерогенами, которые могут способствовать образованию опухолей. Поэтому важной задачей является замена стандартного топлива альтернативным, которое позволяет значительно снизить сажесодержание исключив применение дополнительных устройств, таких как сажеуловители, сажевые фильтры и другие.

Процесс образования сажи очень сложен и связан с большим количеством протекающих химических реакций. Основным механизмом образования считается последовательность процессов образования активных частиц углерода в пламени, увеличение сажевых ядер, агрегатирования и окисления сажи. Исследования показывают, что сажевые частицы образуются в зонах недостаточного содержания кислорода. Сажесодержание в отработавших газах при применении альтернативных топлив, прежде всего, зависит от конструктивных параметров узлов и деталей двигателя и режимов работы, таких как структуры топливного факела, формы камеры сжатия, и параметров протекания рабочего процесса: температуры пламени.

Результаты стендовых испытаний дизеля при использовании эмульгированного этанолосодержащего моторного топлива представлено на рисунках.

Показатели процесса сгорания и содержание сажи в цилиндре и отработавших газов двигателя Д-243 при работе на стандартном топливе и этанолосодержащей эмульсии в зависимости от изменения нагрузки на номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$) при значении оптимального установочного угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр} = 23^\circ$ до верхней мертвой точки представлено на рисунке 1,а. Из графиков видно, что сажесодержание при всем диапазоне изменения нагрузок ниже при использовании альтернативного топлива.

Содержание сажи в отработавших газах двигателя и в цилиндре при работе на эмульсии в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при значении оптимального установочного угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр} = 23^\circ$ до верхней мертвой точки рисунок 1,б расположены значительно ниже по сравнению со значениями двигателя

на стандартном топливе во всем диапазоне изменения скорости.

Массовая концентрация сажи в цилиндре в момент открытия выпускного клапана при частоте вращения коленчатого вала двигателя равной $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ понижается с $C_{\text{вых дт расч}} = 0,108 \text{ г/м}^3$ при работе на стандартном топливе до $C_{\text{вых этэ расч}} = 0,029 \text{ г/м}^3$ при работе эмульсии.

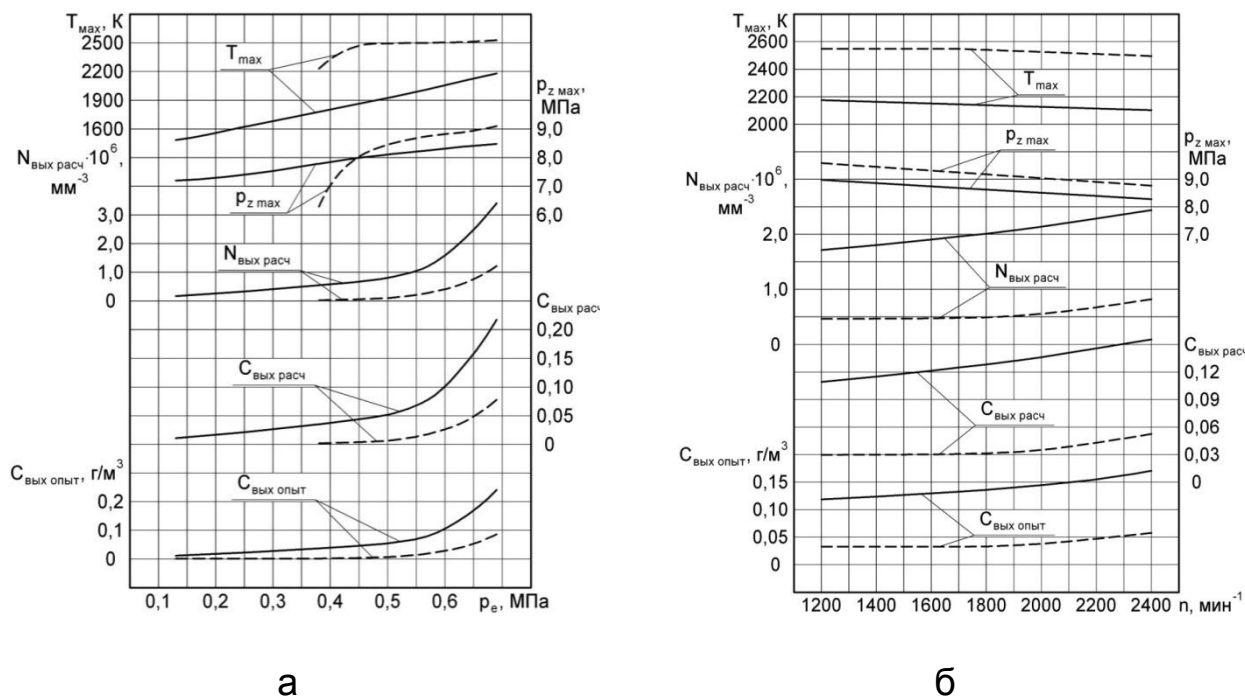


Рисунок 1 – Показатели содержания сажи в цилиндре и отработавших газах двигателя Д-243 при работе на стандартном топливе и эмульсии в зависимости от изменения нагрузки при оптимальном установочном угле опережения впрыскивания топлива равном $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ до верхней мертвой точки (а) и частоты вращения коленчатого вала (б):

— - стандартное топливо; — — - эмульсия

Концентрация сажи снижается на 72,6 % (в 3,6 раза). При частоте вращения коленчатого вала равной $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ расчетная концентрация понижается с $C_{\text{вых дт расч}} = 0,157 \text{ г/м}^3$ при работе на стандартном топливе до $C_{\text{вых этэ расч}} = 0,054 \text{ г/м}^3$ при работе на эмульсии. Сажесодержание понижается на 66,3 % (в 2,9 раза). Сажесодержание расчетное в цилиндре в единице объема в момент открытия выпускного клапана при частоте вращения коленчатого вала равной $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ понижается с $N_{\text{вых дт расч}} = 1,717 \cdot 10^6 \text{ мм}^{-3}$ при работе на стандартном топливе до $N_{\text{вых этэ расч}} = 0,469 \cdot 10^6 \text{ мм}^{-3}$ при работе на эмульсии. При частоте $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ сажесодержание в цилиндре в единице объема

понижается с $N_{\text{вых дт расч}} = 2,443 \cdot 10^6 \text{ мм}^{-3}$ при работе на стандартном топливе до $N_{\text{вых этэ расч}} = 0,826 \cdot 10^6 \text{ мм}^{-3}$ при работе на эмульсии. Концентрация сажи ниже во всем диапазоне изменения скоростей при переходе на альтернативное топливо.

Проводя анализ данных полученных опытным путем, дает основание утверждать, что применение эмульгированных топлив в качестве моторного топлива позволяет значительно снижать содержание сажи в отработавших газах и тем самым улучшать экологические показатели двигателя Д-243 за счет снижения дымности отработавших газов. Снижение наблюдается на всех нагрузочных и скоростных режимах работы двигателя. Таким образом применение эмульсий содержащих простейшие спирты позволяет снижать содержание сажи, одного из основных токсичных компонентов отработавших газов.

Литература

1. Романов, С.А. Влияние применения метанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ / С.А. Романов, А.Е. Торопов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы II Международной научно-практической конференции «Наука - Технология – Ресурсосбережение». - 2009. - С. 114-119.

2. Россохин, А.В. Особенности процессов распыливания, испарения и смесеобразования в цилиндре дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / А.В. Россохин, С.А. Романов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы Международной научно-практической конференции "Наука – Технология – Ресурсосбережение". - 2009. - С. 176-181.

3. Романов, С.А. Исследование рабочего процесса дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на метанола-топливной эмульсии / С.А. Романов // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. - Санкт-Петербург. - 2010.

4. Лопатин, О.П. Снижение содержания оксидов азота в ОГ дизеля с турбонаддувом путем применения КПГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров: Вятская ГСХА. - 2016. - Вып. 12. - С. 415-419.

5. Лопатин, О.П. Влияние альтернативных топлив, применяемых в дизелях, на токсичность ОГ / О.П. Лопатин, А.С. Юрлов // Улучшение

эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: материалы IX Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – Киров: Вятская ГСХА. - 2016. - Вып. 12. - С. 419-423.

© А.И. Чупраков, 2018

УДК 621

**ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА И МЭРМ В ДИЗЕЛЕ
2Ч 10,5/12,0 НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА
СГОРАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ НА
НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ**

Юрлов А.С. – аспирант; e-mail: amadeus_92@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В статье содержатся результаты, проведенных исследований на дизельном двигателе Д-21А1 (2Ч 10,5/12,0), при работе на альтернативных топливах: метаноле и метиловом эфире рапсовом масле с использованием двойной системы топливоподачи. Представлено влияние применения метанола на индикаторные показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизельного двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Ключевые слова: дизель, метиловый эфир рапсового масла, метанол, индикаторные показатели, двойная система топливоподачи.

**APPLICATIONS OF METHANOL AND MERR IN DIESEL 2Ч 10,5/12,0 ON
THE INDICATOR INDICATORS OF THE COMBUSTION PROCESS AND
THE CHARACTERISTICS OF HEAT RELEASE AT THE RATED SPEED**

Yurlov A.S. - graduate student; e-mail: amadeus_92@mail.ru

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article contains the results of studies carried out on diesel engine D-21A1 (2Ч 10,5/12,0), when working on alternative fuel methanol and methyl ether rapeseed oil using a dual fuel supply system. The effect of methanol application on the indicator indicators of the combustion process and the heat dissipation characteristics of the diesel engine at the rated crankshaft speed is presented.

Keywords: diesel, methanol, dual fuel supply system, indicator indicators, methyl ether rapeseed oil.

По разработанной методике проведения стендовых испытаний на базе Вятской ГСХА, после определения оптимальных углов опережения впрыскивания топлива (УОВТ), изучались особенности процесса сгорания и характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ) с двойной системой топливоподачи (ДСТ). Для этого проводилось индицирование рабочего процесса на номинальном скоростном режиме $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ [1-5].

Полученные индикаторные диаграммы при работе на метаноле и МЭРМ, далее сравнивали с диаграммами, полученными при работе на дизельном топливе (ДТ).

Оптимальные установочные углы опережения впрыскивания топлива УУОВТ, составляют $\Theta_{\text{мет}} = 34^\circ$ и $\Theta_{\text{МЭРМ}} = 34^\circ$ п.к.в. при работе дизеля на метаноле и МЭРМ и $\Theta = 30^\circ$ п.к.в. при работе дизеля на ДТ.

На рисунке 1 приведены совмещённые индикаторные диаграммы дизеля 2Ч 10,5/12,0 полученные при работе дизеля на ДТ и при работе на метаноле и МЭРМ на частоте вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,588 \text{ МПа}$.

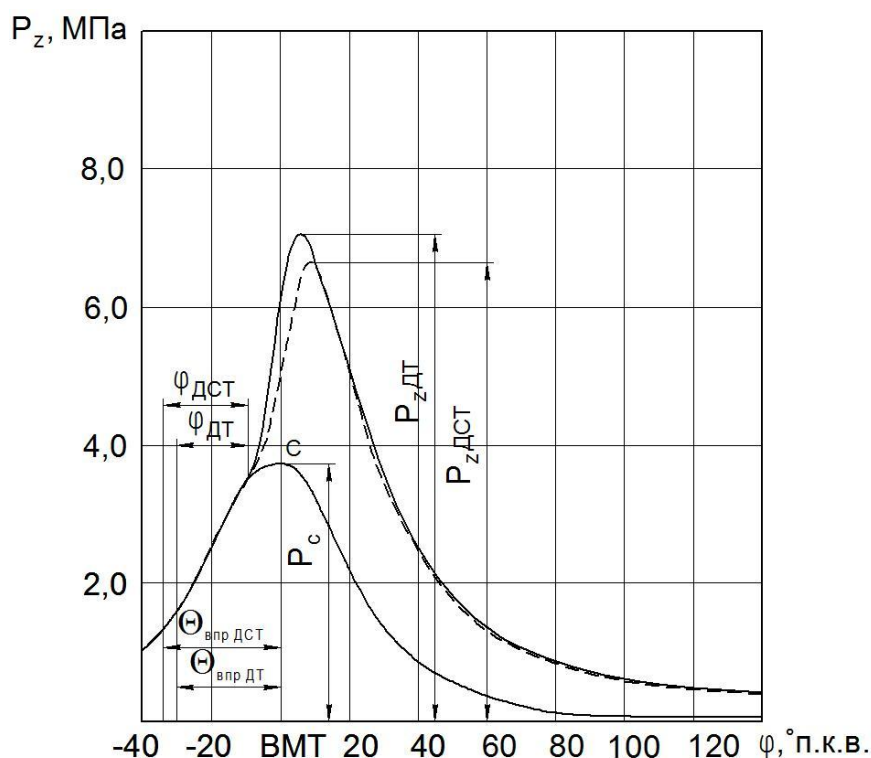


Рисунок 1 – Влияние применения метанола и МЭРМ на индикаторные диаграммы дизеля 2Ч 10,5/12,0 при номинальной частоте вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 588 \text{ МПа}$:

———— дизельный процесс; — — — метанол с запальным МЭРМ

Кривые индикаторных диаграмм показывают некоторое уменьшение максимального давления сгорания $p_{z \max}$ при работе дизеля на метаноле и МЭРМ. Так, если на дизельном процессе значение $p_{z \max} = 7,1$ МПа, то при работе дизеля на метаноле и МЭРМ значение уменьшается до $p_{z \max} = 6,6$ МПа.

При этом можно отметить, что процессы сгорания при работе на метаноле и МЭРМ дизеля 2Ч 10,5/12,0 немного сдвигается вправо от линии верхней мертвой точки. Если при работе дизеля на дизельном топливе максимальное давление цикла $p_{z \max} = 7,1$ МПа наблюдается при угле $\varphi = 6,0^\circ$ после верхней мертвой точки, то при работе дизеля на метаноле и МЭРМ - $p_{z \max} = 6,6$ МПа при $\varphi = 9,0^\circ$ после верхней мертвой точки. Снижение максимального давления при работе дизеля 2Ч 10,5/12,0 на метаноле и МЭРМ сопровождается также снижением максимальной «жёсткости» рабочего процесса.

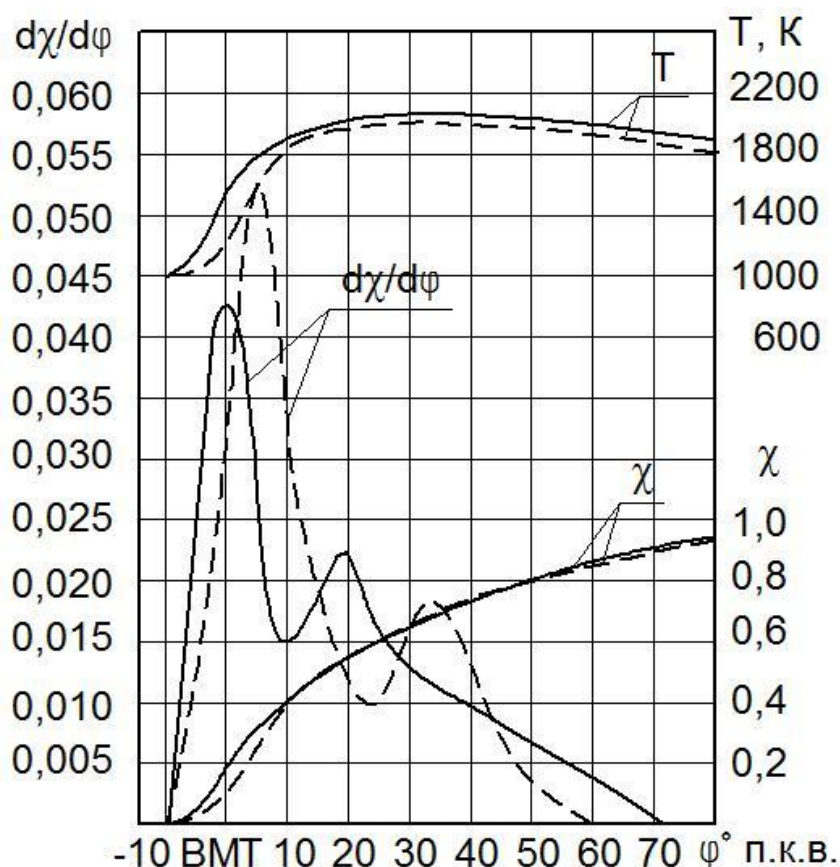


Рисунок 2 – Влияние применения метанола и МЭРМ на характеристики теплового процесса дизеля при номинальной частоте вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,588 \text{ МПа}$:
 ————— дизельный процесс; — — — — метанол с запальным МЭРМ

Для изучения показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения в цилиндре дизеля при работе дизеля на метаноле и МЭРМ также сравнивались кривые тепловыделения по результатам обработки индикаторных диаграмм, построенные по методике ЦНИДИ.

На рисунке 2 показаны результаты обработки индикаторных диаграмм. Из графиков видно, что вследствие влияния метанола и МЭРМ в качестве моторного топлива на рабочий процесс изменяется осредненная температура газов в цилиндре, а также характеристики тепловыделения т.е. происходят изменения в процессе сгорания в цилиндре дизеля в отличие от серийного дизеля. Так, например, при частоте вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,588 \text{ МПа}$, максимальная осредненная температура цикла T_{max} для дизельного процесса составляет 2060 К и наблюдается при угле $\varphi = 30,0^\circ$ после в верхней мертвой точки, при работе дизеля на метаноле и МЭРМ значение $T_{\text{max}} = 2025 \text{ К}$ при угле $\varphi = 40,0^\circ$ после верхней мертвой точки. Максимальное значение T_{max} сдвигается вправо от линии верхней мертвой точки на пять градусов угла поворота коленчатого вала.

Значение $(d\chi/d\varphi)_{\text{max}} = 0,042$ при $\varphi = 0,0^\circ$ (верхняя мертвая точка) для дизельного процесса и $(d\chi/d\varphi)_{\text{max}} = 0,052$ при угле $\varphi = 5,0^\circ$ после в верхней мертвой точки, при работе дизеля на метаноле и МЭРМ. То есть максимальное значение сдвигается вправо от линии верхней мертвой точки на пять градусов угла поворота коленчатого вала и увеличивается на 0,01.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.
2. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.
3. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / В.А. Лиханов, М.И. Арасланов, А.Н. Козлов, С.А. Романов // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.
4. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С. 39-43.
5. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4С 11,0/12,5 и 4СН 11,0/12,5 и их

влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

© А.С. Юрлов, 2018

УДК 621

**ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА И МЭРМ В ДИЗЕЛЕ
2Ч 10,5/12,0 НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА
СГОРАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ НА ЧАСТОТЕ
ВРАЩЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА**

Юрлов А.С. – аспирант; e-mail: amadeus_92@mail.ru
*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

Аннотация: В статье содержатся результаты проведенных исследований на дизельном двигателе Д-21А1 (2Ч 10,5/12,0) при работе на альтернативных топливах: метаноле и метиловом эфире рапсовом масле с использованием двойной системы топливоподачи. Представлено влияние применения метанола на индикаторные показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизельного двигателя при частоте вращения максимального крутящего момента.

Ключевые слова: дизель, метиловый эфир рапсового масла, метанол, индикаторные показатели, двойная система топливоподачи.

**APPLICATIONS OF METHANOL AND MERR IN DIESEL 2Ч 10,5/12,0 ON
THE COMBUSTION PROCESS INDICATORS AND HEAT DISSIPATION
CHARACTERISTICS AT THE MAXIMUM TORQUE**

Yurlov A.S. - graduate student; e-mail: amadeus_92@mail.ru
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia

Abstract: The article contains the results of studies carried out on a diesel engine D-21A1 (2Ч 10,5/12,0), while working on alternative fuel methanol and rapeseed oil methyl ether using a dual fuel delivery system. The influence of methanol application on the indicator indicators of the combustion process and the heat dissipation characteristics of the diesel engine at the speed of the maximum torque is presented.

Keywords: diesel, methanol, dual fuel supply system, indicator indicators, methyl ether rapeseed oil.

По разработанной методике проведения стендовых испытаний на базе Вятской ГСХА, после определения оптимальных углов опережения впрыскивания топлива (УОВТ), изучались особенности процесса сгорания и характеристик тепловыделения в цилиндре дизеля работающем на метаноле и метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ) с двойной системой топливоподачи (ДСТ) на режиме максимального крутящего момента. Также проводилось индицирование рабочего процесса на режиме максимального крутящего момента и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ [1-5].

Полученные индикаторные диаграммы при работе на метаноле и МЭРМ, далее сравнивали с диаграммами, полученными при работе на дизельном топливе (ДТ).

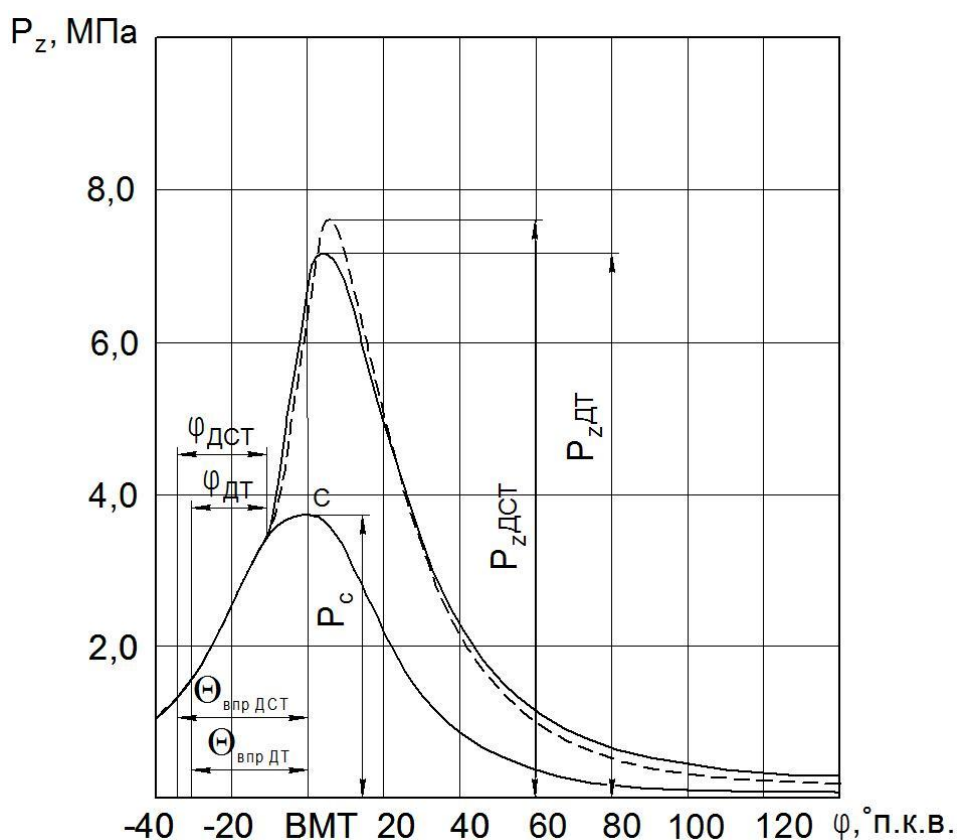


Рисунок 1 – Влияние применения метанола и МЭРМ на индикаторные диаграммы дизеля 2Ч 10,5/12,0 при частоте вращения максимального крутящего момента $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 594 \text{ МПа}$:

— — — дизельный процесс; — — — метанол с запальным МЭРМ

Оптимальные установочные углы опережения впрыскивания топлива УУОВТ, составляют $\Theta_{\text{мет}} = 34^\circ$ и $\Theta_{\text{МЭРМ}} = 34^\circ$ п.к.в. при работе дизеля на метаноле и МЭРМ и $\Theta = 30^\circ$ п.к.в. при работе дизеля на ДТ.

На рисунке 1 приведены совмещённые индикаторные диаграммы дизеля 2Ч 10,5/12,0, полученные при работе дизеля на ДТ и при работе на метаноле и МЭРМ на частоте вращения $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,594 \text{ МПа}$.

Результаты обработки индикаторных диаграмм представленные на графиках показывают некоторое уменьшение максимального давления сгорания $p_{z \text{ max}}$. Так, на дизельном процессе значение $p_{z \text{ max}} = 7,2 \text{ МПа}$, а при работе дизеля на метаноле и МЭРМ значение увеличивается до $p_{z \text{ max}} = 7,6 \text{ МПа}$.

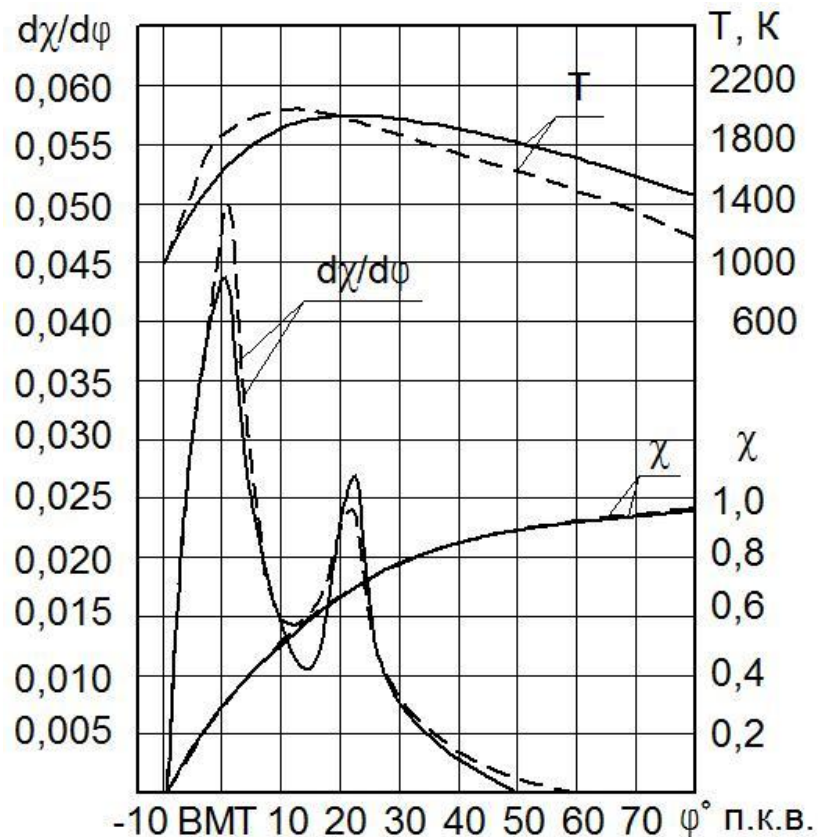


Рисунок 2 – Влияние применения метанола и МЭРМ на характеристики тепловыделения дизеля при частоте вращения максимального крутящего момента $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,594 \text{ МПа}$:

— — — — — дизельный процесс; — — — — — метанол с запальным МЭРМ

При этом можно отметить, что процесс сгорания при работе на метаноле и МЭРМ дизеля 2Ч 10,5/12,0 немного сдвигается вправо от линии верхней мертвой точки. Если при работе дизеля на дизельном топливе максимальное давление цикла наблюдается при угле $\phi = 4,0^\circ$ после верхней мертвой точки и составляет $p_{z \text{ max}} = 7,2 \text{ МПа}$, то при работе дизеля на метаноле и МЭРМ $p_{z \text{ max}} = 7,6 \text{ МПа}$ при $\phi = 5,5^\circ$ после верхней мертвой точки. Повышение максимального давления при

работе дизеля 2Ч 10,5/12,0 на метаноле и МЭРМ сопровождается также повышением максимальной «жесткости» рабочего процесса.

Для изучения показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения в цилиндре дизеля при работе дизеля на метаноле и МЭРМ также сравнивались кривые тепловыделения, полученные в результате обработки индикаторных диаграмм построенных по методике ЦНИДИ.

На рисунке 2 показаны результаты обработки индикаторных диаграмм. Из графиков видно, что вследствие применения метанола и МЭРМ в качестве моторного топлива, изменяется осредненная температура газов в цилиндре, а также характеристики тепловыделения т.е. происходят изменения в процессе сгорания в цилиндре дизеля в отличии от серийного дизеля. Так например, при частоте вращения $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,594 \text{ МПа}$, максимальная осредненная температура цикла T_{\max} для дизельного процесса достигается при 1987 К и наблюдается при угле $\varphi = 24,0^\circ$ после верхней мертвой точки, а при работе дизеля на метаноле и МЭРМ значение $T_{\max} = 2017 \text{ К}$ при угле $\varphi = 13,0^\circ$ после верхней мертвой точки. Максимальное значение T_{\max} сдвигается к линии верхней мертвой точки на одиннадцать градусов угла поворота коленчатого вала.

Значение $(d\chi/d\varphi)_{\max} = 0,044$ при $\varphi = 0,0$ (верхняя мертвая точка) для дизельного процесса и $(d\chi/d\varphi)_{\max} = 0,050$ при угле $\varphi = 2,0^\circ$ после в верхней мертвой точки, при работе дизеля на метаноле и МЭРМ. То есть максимальное значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ сдвигается вправо от линии верхней мертвой точки на два градуса угла поворота коленчатого вала и увеличивается на $0,006$.

Литература

1. Лиханов, В.А. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. - №4. - С.10-13.

2. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на дымность отработавших газов дизеля / В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. - 2016. - № 12 (117). - С. 24-26.

3. Лиханов, В.А. Влияние этанола и рапсового масла на показатели процесса сгорания дизеля / В.А. Лиханов, М.И. Арасланов, А.Н. Козлов, С.А. Романов // Строительные и дорожные машины. - 2016. - № 11. - С. 50-52.

4. Лиханов, В.А. Исследование нагрузочных режимов тракторного дизеля при работе на спиртовой эмульсии / В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.И. Чупраков // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 2. - С.

39-43.

5. Лиханов, В.А. Исследование возможности применения альтернативных топлив в дизелях 4Ч 11,0/12,5 и 4ЧН 11,0/12,5 и их влияние на показатели процесса сгорания и токсичность отработавших газов / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, М.Л. Скрыбин, А.Е. Торопов // Строительные и дорожные машины. - 2017. - № 11. - С. 34-39.

© А.С. Юрлов, 2018

УДК 621

ДИНАМИКА ПРОСТРАНСТВЕННЫХ УСТРОЙСТВ

Мудров А.Г., д.т.н., профессор; e-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: приведено динамическое исследование устройств, сконструированных на базе пространственных механизмов, у которых кинематическое соединение звеньев осуществлено только на стандартных подшипниках скольжения или качения. Такие устройства были малоизвестны, поскольку воплотить в металле ни модели, ни производственные образцы теоретики изготовить не могли. Решение нашли казанские ученые под руководством Б.В. Шитикова и его ученики. На производственных пространственных устройствах показаны решения некоторых динамических задач практического значения, в частности, уравновешивание звеньев, совершающих сложное движение.

Ключевые слова: динамика, пространственные устройства, уравновешивание, шарниры, подшипники.

DYNAMICS OF SPATIAL DEVICES

Mudrov A. G., doctor of technical Sciences, Professor; e-mail:

Alexmudrov42@rambler.ru

Kazan state architecture and construction University, Kazan, Russia

Abstract: the article presents a dynamic study of devices designed on the basis of spatial mechanisms, in which the kinematic connection of the links is carried out only on the sliding or rolling mill bearings. Such devices were little known, because to embody in the metal neither models nor production samples of the theorists could not make. Solution found Kazan scientists under the leadership of B. V. Shitikova and his disciples. Solutions of some dynamic problems of practical importance, in particular, the equation-hanging of links making complex motion are shown on the production spatial devices.

Keywords: dynamics, spatial devices, balancing, hinges, bearings.

«Динамика машин» относится к основным дисциплинам общетехнической подготовки специалистов и часто входит в тематику многих кандидатских и докторских диссертаций. В динамике решаются следующие задачи: установление законов движения звеньев под действием внешних сил, регулирование движения звеньев, определение реакций в кинематических парах, нахождение потерь на трение, уравнивание машин и механизмов и т.д..

Поскольку данная конференция посвящена памяти профессора А. К. Юлдашева, ведущего специалиста в области механизации сельского хозяйства и исследования динамики двигателей внутреннего сгорания при неустановившейся нагрузке, хочу выразить слова благодарности ему за участие и помощь в подготовке моей докторской диссертации [1].

Алмаз Киямович был моим консультантом, в частности, по вопросам динамического исследования новых, ранее неизвестных пространственных устройств, естественно, и в научной литературе сведений об их исследовании не было. Сложность еще заключалась в том, что базовые пространственные механизмы устройств исследовались только теоретически, так как никому из ученых не удалось изготовить в металле ни модель, ни производственный образец. Здесь, как ни в одной отрасли техники, наблюдался существенный разрыв между теоретическими исследованиями и практическим использованием результатов в технике.

И только с изготовлением действующих моделей Б.В.Шитиковым положение выравнивалось.

Нами, на базе трехзвенного пространственного механизма при динамическом исследовании использовано несколько приемов (способов) с положительными результатами. Во всех пространственных механизмах и устройствах на их базе звенья совершают сложное движение каждое по своим законам, при этом выходное звено совершает движение с неравномерной угловой скоростью в пределах одного оборота.

Такого рода движение звеньев с одной стороны способствует интенсификации многих процессов (перемешивание, поверхностная обработка деталей, протравливание зерна ядохимикатом, мойка деталей перед ремонтом и т.д.), а с другой стороны - создаются нежелательные колебательные воздействия звеньев на станину устройства (фундамент), что вредно и для обслуживающего персонала, и для самого устройства.

Рассмотрим устройство с минимальным количеством подвижных звеньев: двух кривошипов и шатуна, на котором жестко закреплена емкость (Рисунок 1). Валы кривошипов расположены в перпендикулярных плоскостях, при этом ведущий кривошип вращается в горизонтальной плоскости с постоянной угловой скоростью от мотор – редуктора через клиноременную передачу. Ведомый кривошип вращается в вертикальной плоскости с переменной угловой скоростью в пределах одного оборота.

Оба кривошипа имеют скрученные под одинаковым углом оси шарниров и расположены на одинаковом расстоянии (длина кривошипов) друг от друга. При таком сочетании параметров звеньев и их расположении емкость совершает сложное пространственное движение с неравномерной угловой скоростью. В емкость вставляется сменный контейнер с обрабатываемым материалом, который совершает турбулентное движение с дополнительным инерционным силовым воздействием.

Для уменьшения колебаний рамы устройства масса емкости с массой сменного контейнера и обрабатываемого материала распределяется в оголовках кривошипов так, чтобы их сумма равнялась массе емкости, а общий центр масс совпадал с центром масс емкости.

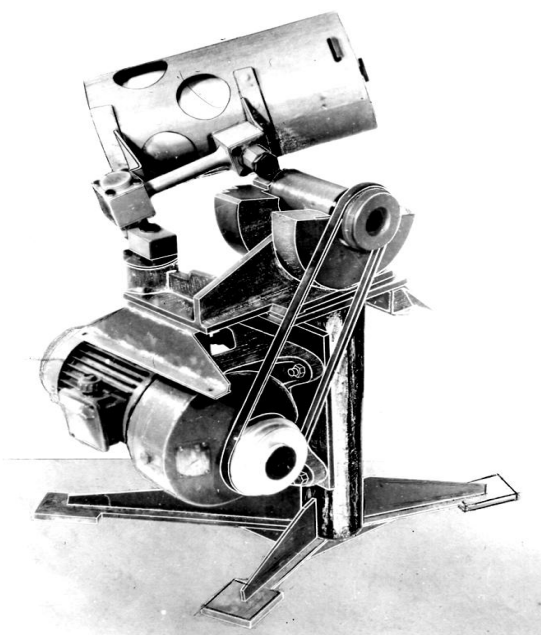


Рисунок 1 – Смесительное устройство

Затем проектируются кривошипы с условием совпадения осей их вращения с одной из главных центральных осей инерции. Кривошипам придают такую форму, чтобы общий центр массы их лежал на оси вращения.

Для динамического уравнивания кривошипов производят установку противовесов так, чтобы они создавали момент, равный и противоположный моменту от пары сил реакции в шарнирах.

Для уменьшения момента от вращения ведомого кривошипа с неравномерной угловой скоростью в устройстве по рисунку 1 устанавливают следующее сочетание и взаимодействие параметров и элементов.

Оно содержит емкость, установленную на шарнирных опорах, выполненных в виде вращающихся и установленных шарнирно кривошипов снабженных шатуном, геометрические оси шарниров которого расположены под прямым углом, равным углу между осями валов кривошипов, а оси шарниров кривошипов скрещены под углом, синус которого равен отношению длины кривошипов к длине шатуна. При этом на валу ведущего кривошипа закреплены два полудиска, момент инерции массы которых превышает момент инерции массы ведомого кривошипа, а емкость крепится к шатуну посредством двух кронштейнов-рычагов с возможностью перемещения вдоль шатуна и крепления с обеспечением нахождения его центра тяжести в оголовке шатуна, при этом шатун и емкость изготовлены из легких материалов, например алюминия или дюрала, а ведомый кривошип по массе делают возможно меньше и без противовеса [2].

Устройство показало устойчивую работу без крепления его стойки к фундаменту (опора на четырех лапах) при частоте вращения 300 мин^{-1} , тогда как оптимальная частота для работы находится в пределах $150 \dots 250 \text{ мин}^{-1}$.

При втором способе динамического уравнивания момента от неравномерного вращения использован принцип «подобное устраняется подобным». Для этой цели используют то же устройство, которое изображено на рисунке 1, но спроектированное так, что на одной станине на общем валу закреплены два ведущих кривошипа, каждый из которых также как и в первом случае соединен с емкостями, а последние через ведомые кривошипы шарнирно связаны со станиной [3].

Оси шарниров кривошипов одной емкости скрещены под определенным углом, а другой – под углом, равным разности 180° и значения угла скрещивания осей шарниров первой емкости (рисунок 2).

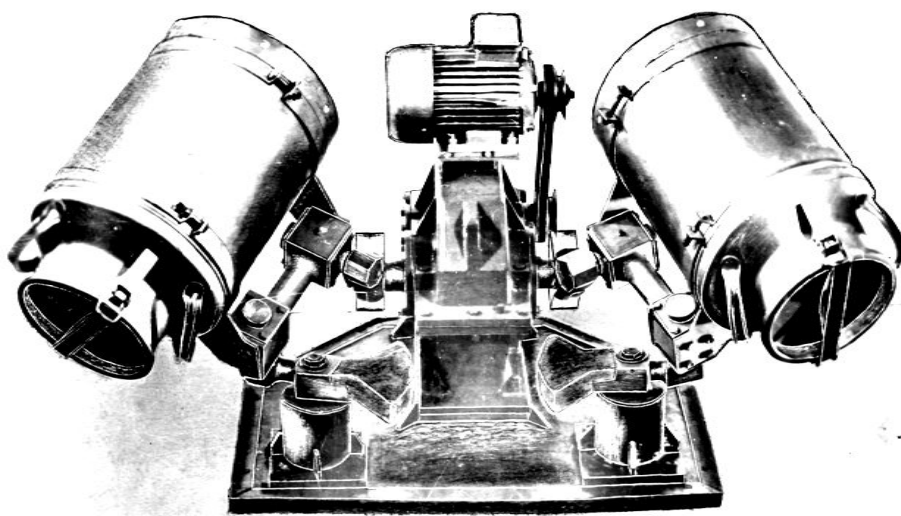


Рисунок 2 - Устройство второго исполнения

За счет такого структурного исполнения устройства, его ведомые кривошипы с соединенными с ними частями емкостей имеют встречное вращение с одинаковыми переменными угловыми скоростями, в результате чего они создают одинаковые по величине, но противоположные по знаку моменты, которые взаимно складываются и на станину не действуют.

При данном способе кроме упрощения уравнивания, устройство за счет второй емкости имеет большую производительность и позволяет при необходимости производить разные технологические процессы.

Описанные способы уравнивания можно применить и в других объектах техники.

Литература

1. Мудров А.Г. Разработка пространственных перемешивающих устройств нового поколения, применяемых в сельском хозяйстве и промышленности: Автореф.Дисс...докт.техн наук. Казань, КГСХА. - 1999.- 44 с.

2. Патент RU № 2 618 301 МПК В24В 31/023. Мудров А.Г., Сахапов Р.Л., Мардоголямов С.В. / Заявлено 28.12.2015, опубликовано 03.05.2017. Бюл. №13.

3. Авт. св. № 780 871 СССР, В 28 С 5/18. Смеситель / Мудров П.Г., Мудров А.Г. Опубл., 1980. Бюл. №43.

© А.Г. Мудров, 2018

УДК 621.43:681.51

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКОЙ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Габдрафиков Ф.З., д.т.н., профессор; e-mail: gabdrafikov@mail.ru,

Галиакберов У.С., аспирант; e-mail: gaursa01@mail.ru,

Гиндуллин В.М., аспирант; e-mail: positroniks@rambler.ru

Башкирский государственный аграрный университет

г. Уфа, Россия

Аннотация: в статье приводится эффективный метод управления тепловой подготовкой дизельного двигателя с определением оптимального объема теплового аккумулятора и разработанной математической моделью режима разрядки теплового аккумулятора.

Ключевые слова: тепловая подготовка дизелей, дизельный двигатель, теплоноситель, тепловой аккумулятор, математическая модель разрядки.

INCREASING THE EFFICIENCY OF THE CONTROL OF THE THERMAL PREPARATION OF THE DIESEL ENGINE

Gabdrafikov F.Z., Doctor of Technical Sciences, Professor; e-mail gabdrafikov@mail.ru,

Galiakberov U.S., Post-graduate Student; e-mail.ru: gaurisa01@mail.ru,

Gindullin V.M., Post-graduate Student; e-mail: positroniks@rambler.ru

Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia

Abstract: the article provides an effective method for controlling the thermal preparation of diesel engines with the determination of the optimal volume of the thermal battery and the model of the thermal battery discharge developed by the mathematical model.

Keywords: thermal preparation of diesel engines, diesel engine, coolant, heat accumulating material, thermal battery, mathematical model of discharge.

Дизельные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются основными и наиболее распространенными энергетическими установками автотракторной техники, машинно-тракторных агрегатов и во многом определяют их надежную и эффективную работу. Несмотря на определенные успехи в конструктивном совершенстве дизелей, эффективность их функционирования в условиях реальной эксплуатации остаются пока недостаточно высокими, особенно при работе автотракторной техники в условиях низких температур, характерных для нашего региона [1,2,3]. Процесс запуска дизеля и подготовка автотракторной техники к нагрузочной работе может продолжаться в течение 1-3 часов [5]. Этот процесс требует больших расходов топлива, энергии и дополнительных средств. Используемый на практике способ простого подогрева моторного масла, впрыскиваемого топлива или воздуха требует значительных затрат и не обеспечивает, при низких температурах, качественной тепловой подготовки, ведет к повышенному износу двигателя [6].

По методу управления тепловой подготовкой дизелей предпусковой подогрев может быть автономным и неавтономным. К автономным устройствам предпускового подогрева относятся: тепловые аккумуляторы (ТА), система Вебасто, подогреватели дизельного топлива. Неавтономными системами являются устройства предпускового подогрева, питающиеся от сети 220 вольт.

Для надежного пуска дизельного двигателя необходимо, чтобы температура в конце такта сжатия превышала температуру самовоспламенения топлива. Факторы, влияющие на воспламенение и сгорание рабочей смеси в цилиндрах дизельного двигателя, делятся на управляемые в процессе эксплуатации и конструктивные, управление

которыми в условиях эксплуатации невозможно [5]. Схема влияния управляемых факторов на воспламенение топлива в цилиндрах дизельного двигателя показана на рисунке 1.

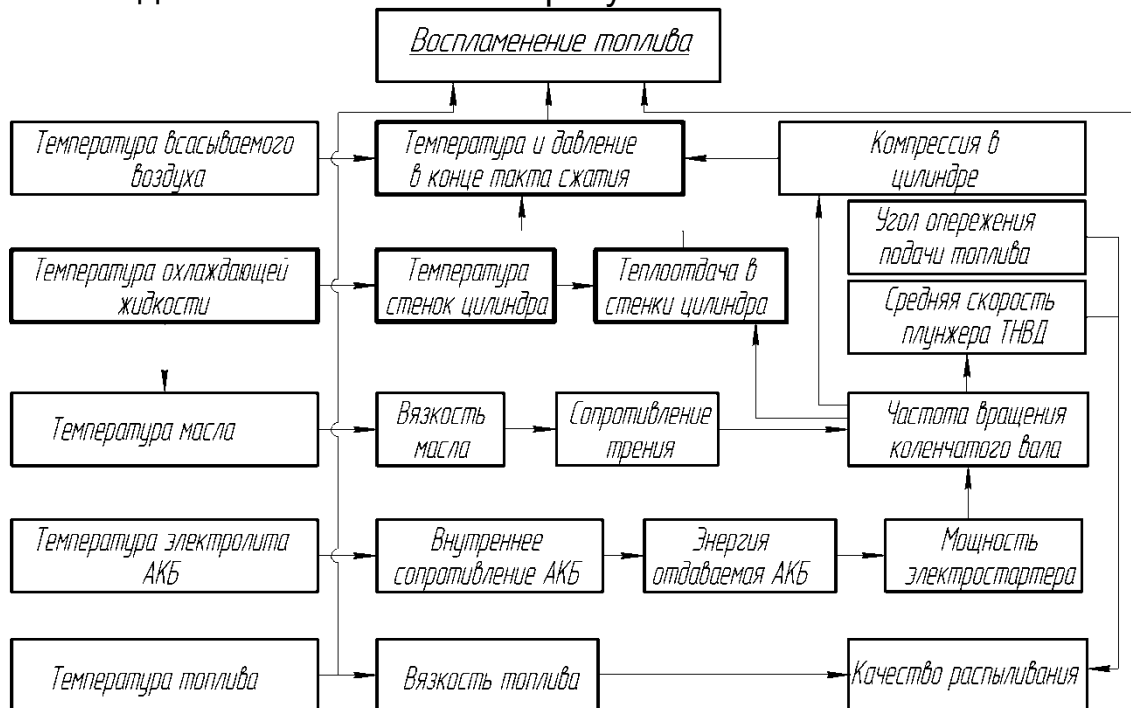
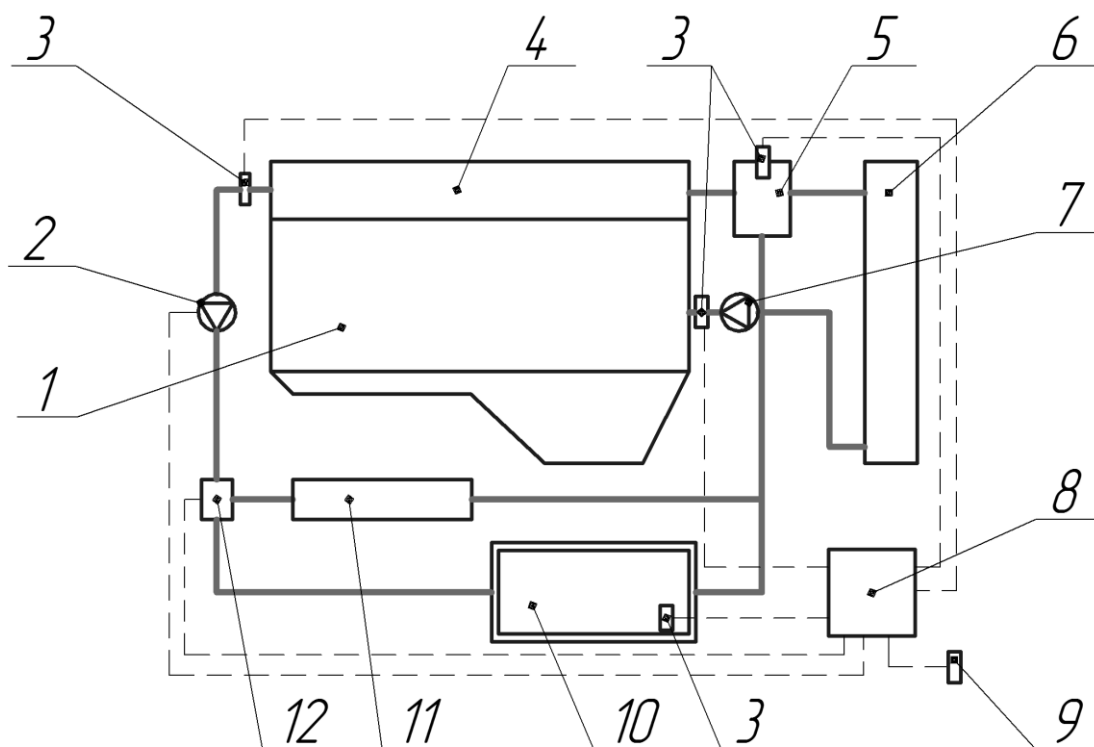


Рисунок 1 - Схема влияния управляемых факторов на воспламенение топлива в цилиндрах дизельного двигателя

Как видно температура охлаждающей жидкости (ОЖ) является, среди управляющих факторов, весьма важным составляющим управления воспламенением топлива.

Одним из способов управления температурой ОЖ является предпусковой подогрев дизеля подачей горячего теплоносителя в систему охлаждения. Следует отметить, что эффективность такого способа определяется не только равномерностью подогрева цилиндров и попутно системы смазки, но и правильностью подвода горячего теплоносителя к холодному двигателю.

Нами был разработан метод управления тепловой подготовкой дизеля, основанный на эффективном использовании тепловой энергии самого двигателя [1]. Принципиальная схема системы энергоэффективного метода управления тепловой подготовкой дизеля представлен на рисунке 2.



— соединительные шланги — — — — — электрические провода

Рисунок 2 - Принципиальная схема системы энергоэффективного метода управления тепловой подготовки дизеля: 1 - двигатель, 2 - электрический насос системы охлаждения; 3 - датчик температуры, 4 - головка блока; 5 - термостат, 6 - радиатор системы охлаждения двигателя, 7 - штатный циркуляционный насос, 8 - электронный блок управления системой; 9 - датчик температуры наружного воздуха; 10 – тепловой аккумулятор; 11- радиатор отопления салона; 12 - гидрораспределительный клапан

Энергоэффективный метод управления предпусковой тепловой подготовкой дизеля в период эксплуатации функционирует в трех режимах управления:

- режим накопления теплоты (зарядка);
- режим хранения накопленной теплоты;
- режим разогрева двигателя (разрядка).

Режим зарядки. Датчик температуры 3, расположенный на термостате 5, при достижении двигателем рабочего теплового режима, подает сигнал на электронный блок 8, который подает импульс на гидрораспределитель 12, тем самым направляя поток горячей ОЖ через ТА 10 при помощи штатного насоса 7. Процесс зарядки продолжается до тех пор, пока показания датчика температуры 3 на выходе из головки блока 4 двигателя 1 не сравняется с показаниями датчика температуры 3 внутри ТА 10. При повышении значения температуры двигателя

возможно увеличение расхода ОЖ через ТА 10 за счет дополнительно установленного электрического насоса 2 или же регулирование температуры происходит в штатном режиме посредством радиатора охлаждения 6.

Режим хранения. Гидрораспределитель 12 закрывает канал, идущий к ТА 10, тем самым исключая явление термосифонной конвекции. ТА за счет свойств его вещества и хорошей тепловой изоляции корпуса способен сохранять тепло длительное время.

Режим разрядки. Перед пуском двигателя после длительной стоянки система переходит на режим разрядки. Электронный блок 8 подает сигнал на электрический насос 2 и гидрораспределитель 12, тем самым начинается циркуляция ОЖ в системе до тех пор, пока температура на выходе из ТА 10 не станет равной температуре на выходе из головки блока 4 двигателя 1. Электронный блок управления 8 способен изменять расход теплоносителя для более эффективного забора тепла из ТА 10 в зависимости от сигнала, получаемого с датчика температуры окружающей среды 9. Так же накопленную теплоту можно использовать для обогрева кабины трактора направив тепловой поток в радиатор отопителя 11 [2].

Исследования показали, что эффективность функционирования такого метода управления во многом определяется аккумулярованным объемом ТА. Максимально большие объёмы (теплоёмкости) ограничиваются конструктивными и технологическими факторами (особенностями интегрирования ТА в систему охлаждения и в систему управления дизелей и его габаритами). Поэтому были проведены исследования для определения оптимального объема ТА с учетом условий ограничения на примере дизеля Д-243.

Учитывая, что в управлении предпусковым подогревом дизеля важным является процесс разрядки ТА, была разработана математическая модель, для исследования процесса разрядки, позволяющая определить оптимальный объем ТА применительно к конкретному заданному дизелю. Модель функционирования предпускового подогрева в процессе разрядки ТА приведена на рисунке 3.

Для разработки математической модели были введены ряд допущений:

- в начальный момент времени предпускового подогрева $t=0$, в режиме разрядки теплоаккумулирующий материал (ТАМ) в ТА находится в жидком состоянии, при этом его температура равна температуре фазового перехода T_{ϕ} и выравнена по объему;
- коэффициент переноса (коэффициент теплопроводности, теплоотдачи, теплопередачи) и удельные теплоемкости материалов, участвующих в процессе теплопередачи не зависят от температуры;

– тепловые потери в окружающую среду от теплового аккумулятора и соединительных шлангов не учитываются;

– тепловое состояние двигателя оценивается по изменяющейся во времени средней температуре его деталей $T_{\text{ср}}(t)$, соприкасающихся с ОЖ.

Уравнение описывающее процесс функционирования системы тепловой аккумулятор - двигатель при $t > 0$ выглядит следующим образом [5]:

$$q(\tau) = G_{\text{ж}} \cdot c_{\text{ж}} \cdot (T_{\text{ж}}^{\text{вых}}(\tau) - T_{\text{ж}}^{\text{вх}}(\tau)) \quad (1)$$

где $q(\tau)$ – тепловая мощность, отдаваемая ОЖ, Вт;

$G_{\text{ж}}$ – массовая производительность насоса, кг/с;

$c_{\text{ж}}$ – удельная массовая теплоемкость ОЖ, Дж/(кг·К);

$T_{\text{ж}}^{\text{вх}}(\tau)$ – температура ОЖ на входе в тепловой аккумулятор, К;

$T_{\text{ж}}^{\text{вых}}(\tau)$ – температура ОЖ на выходе из теплового аккумулятора,

К.

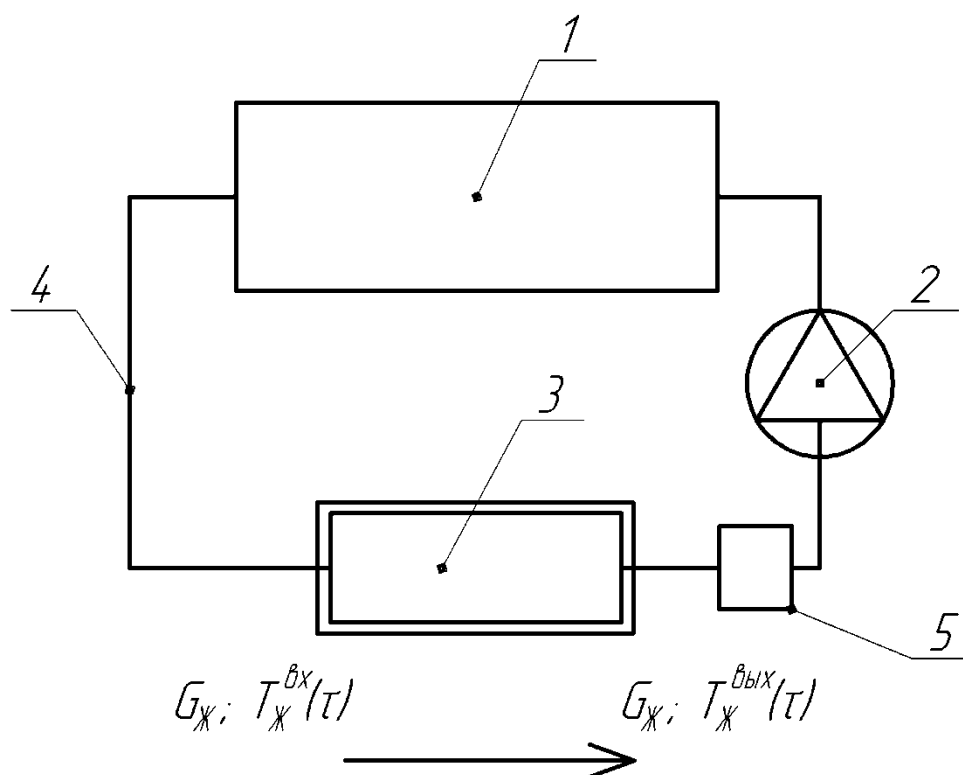


Рисунок 3 - Модель функционирования предпускового подогрева двигателя в процессе разрядки теплового аккумулятора: 1 – двигатель; 2 – насос; 3 – тепловой аккумулятор; 4 – соединительные шланги; 5 – электронный блок управления

В качестве исходных данных были выбраны следующие условия и параметры:

Марка (модель) трактора – МТЗ-82, марка дизельного двигателя – Д-243, расчетная температура окружающей среды $T_0=253\text{K}$, расчетная

минимально необходимая температура разогрева двигателя $T_{дв}=293\text{К}$, продолжительность накопления теплоты $TA\tau_{ак} = 8\text{ч}$, продолжительность хранения теплоты $\tau_{хр} = 24\text{ ч}$, продолжительность отдачи теплоты $ТАМом$ $\tau_{от} = 600\text{ с}$.

Во время работы двигателя циркуляция ОЖ обеспечивается циркуляционным насосом центробежного типа. Наиболее горячая ОЖ находится в зоне термостата. Рабочая температура ОЖ в системе охлаждения двигателя должна составлять 368-370 К.

Место размещения теплового аккумулятора с целью снижения тепловых потерь и по конструктивным соображениям выбирается в непосредственной близости к двигателю, либо в салоне трактора, для повышения комфортности.

Для определения исходных параметров накопления отводящей теплоты ОЖ дизеля и определения количества теплоты необходимой для предпусковой тепловой подготовки дизеля, был принят за основу метод, разработанный В.А. Николаевым [5] и в дальнейшем рекомендованный для практического использования другими авторами. Двигатель был рассмотрен как объект, обладающий теплоемкостью, определяемый как сумма теплоемкостей его отдельных масс:

$$C_{дв} = c_{мет} \cdot m_{мет} + c_{мот} \cdot m_{мот} + c_{ож} \cdot m_{ож} \quad (2)$$

где $c_{мет}$ – удельная массовая теплоемкость металла ДВС, кДж/кг·К;

$c_{мот}$ – удельная массовая теплоемкость моторного масла, кДж/кг·К;

$c_{ож}$ – удельная массовая теплоемкость ОЖ, кДж/кг·К;

$m_{мет}$ – масса нагреваемого металла ДВС, кг;

$m_{мот}$ – масса нагреваемого моторного масла, кг;

$m_{ож}$ – масса нагреваемой ОЖ, кг.

Применительно к двигателю Д-243 теплоемкость составит:

$$C_{дв} = 0,54 \cdot 300 + 3,24 \cdot 15 + 2,1 \cdot 20 = 252,6\text{кДж/К} \quad (3)$$

При использовании такого метода учитывается и нестационарность процесса передачи теплоты от источника к разогреваемому двигателю. При этом предполагается, что тепловые потери от стенок ДВС в окружающую среду происходят только за счет конвекции, а тепловые потери лучеиспусканием на нагрев других контактирующих деталей незначительны, поэтому не были учтены.

Недостатком данной методики является некоторая неопределенность значений $m_{мет}$, $m_{мот}$, $m_{ож}$. В зависимости от типа источника (накопителя) теплоты и способа ее подвода величины $m_{мет}$, $m_{мот}$, $m_{ож}$ могут иметь различные значения. Проведенные ранее исследования предпускового разогрева дизелей с системой предпусковой тепловой подготовки двигателя (СПТПД) показали, что в процессе отдачи теплоты аккумулятором в двигатель разогрев

осуществляется весьма неравномерно (в реальных условиях успевают прогреться только те детали и поверхности, которые непосредственно соприкасаются с теплоносителем). Поэтому в качестве $m_{мет}$ была принята суммарная масса тех деталей, которые непосредственно омываются ОЖ, а в качестве $m_{мом}$ – массу моторного масла, находящегося на стенках омываемых деталей; и в качестве $m_{ож}$ – массу ОЖ, участвующего в процессе разогрева.

Исходя из габаритных размеров и внешней поверхности двигателя была определена площадь поверхности теплообмена двигателя ($F=2м^2$). Учитывая, что подогрев двигателя при функционировании разрабатываемой системы будет производиться при неутепленном капоте, принимаем коэффициент теплоотдачи $\alpha_{дв} = 0,029 \text{ кВт}/(м^2 \cdot К)$. Теплопроизводительность источника теплоты $q_{ист}^{раз}(\tau)$ в режиме разогрева рассчитываем по формуле [5]:

$$q_{ист}^{раз}(\tau) = (T_{дв} - T_0) \cdot \alpha_{дв} \cdot F_{дв} \cdot \frac{1}{1 - \frac{1}{\exp \frac{\alpha_{дв} \cdot F_{дв} \cdot \tau_{ом}}{C_{дв}}}};$$

$$(293 - 253) \cdot 0,029 \cdot 2 \cdot \frac{1}{1 - \frac{1}{\exp \frac{0,029 \cdot 2 \cdot 600}{76,6}}} = 6,35 \text{ кВт} \quad (4)$$

Количество теплоты, необходимое для разогрева ДВС с использованием СПТГД, определяем по формуле:

$$Q_{дв} = K_{зап} \cdot q_{ист}^{раз}(\tau) \cdot \tau_{ом} \quad (5)$$

где $K_{зап} = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса. Введение коэффициента запаса обусловлено возможными неточностями при расчете количества теплоты, которые определяются различными факторами.

Тогда необходимое количество теплоты будет:

$$Q_{дв} = 1,1 \cdot 6,32 \cdot 600 = 4191 \text{ кДж} \quad (6)$$

В качестве теплоаккумулирующего материала в тепловом аккумуляторе был использован тригидрат ацетата натрия, термодинамические свойства которого следующие: плотность $1450 \text{ кг}/м^3$, температура плавления 58 С^0 , теплота плавления $272,4 \text{ кДж}/кг$.

В процессе хранения теплоты предполагается, что предельное значение температуры ТАМа, до которой происходит его охлаждение, равно температуре фазового перехода T_{ϕ} . Это означает, что максимальные тепловые потери принимаются равными изменению внутренней энергии ТАМа в жидкой фазе, т.е. запасенная ТАМом теплота за счет его нагревания в жидкой фазе идет на восполнение тепловых потерь. Количество теплоты, которое может быть передано жидкому теплоносителю от твердого ТАМа, значительно меньше скрытой теплоты фазового перехода, а процесс теплообмена между ними обычно затруднен в силу кондуктивного механизма переноса

теплоты и относительно низкой теплопроводности большинства ТАМов. Поэтому было принято допущение, что в процессе разрядки СПТПД эффективно используется только скрытая теплота фазового перехода, т.е.

$$Q_{\text{дв}} = m_r \cdot r_r \quad (7)$$

откуда

$$m_r = \frac{Q_{\text{дв}}}{r_r} \quad (8)$$

где r_r – скрытая теплота фазового перехода, кДж/кг;
 m_r – масса ТАМа, кг.

$$m_r = \frac{4191}{272,4} = 15,38 \text{ кг} \quad (9)$$

Тогда необходимый расчетный объем аккумулятора занимаемый ТАМом составит (для дизеля Д-243):

$$V_r = \frac{m_r}{\rho_r} = \frac{15,38}{1450} = 0,0106 \text{ м}^3 = 10,6 \text{ л} \quad (10)$$

где ρ_r – плотность ТАМа, кг/м³.

Предварительные экспериментальные исследования предложенного метода управления предпусковой тепловой подготовки дизельного двигателя с разработанным тепловым аккумулятором с расчетным объемом показали высокую эффективность. Была достигнута, только с использованием тепловой энергии самого дизеля, существенное сокращение времени подогрева, по сравнению с дизелем без подогрева, особенно при отрицательных температурах окружающей среды. Так, даже при уменьшении времени разогрева до пяти минут, экономия топлива составила около 120 грамм.

В целом, следует отметить, что управление тепловой подготовкой дизелей, основанной на использовании тепловой энергии самого двигателя, позволяет обеспечивать накопление, хранение и эффективно подогревать его перед запуском и сократить время разогрева до оптимального теплового режима. Применительно к дизелю Д-243 минимальный необходимый объем ТА составляет 10,6 литров.

Литература

1. Габдрафиков Ф.З. Энергосберегающая система предпусковой тепловой подготовки двигателя / Ф.З. Габдрафиков, У.С. Галиакберов, В.М. Гиндуллин // Сельский механизатор. – 2017. – №5. – С.30–31.
2. Габдрафиков Ф.З. Системы предпусковой подготовки автотракторных дизелей / Ф.З. Габдрафиков, И.А. Аббаров // Роль науки в инновационном развитии АПК: материалы Всероссийской научно-

практической конференции, посвящённой 80-летию со дня рождения известного учёного, профессора А.П. Иофинова. – 2012. – С.103-105.

3. Габдрафиков Ф.З. Основы теплотехники: учебное пособие / Габдрафиков Ф.З. // – Уфа: Башкирский ГАУ. - 2016. – 160 с.

4. Картошкин А. П. Технологические жидкости для автотракторной техники / А. П. Картошкин // Справочник – Москва: Академия. - 2012. – 236 с.

5. Николаев В. А. Определение количества тепла, необходимого для подогрева двигателя зимой / В. А. Николаев // Автомобильный транспорт. – 1970. – №7. – С.28.

6. Сураганов Г. И. Предпусковая подготовка двигателя зимой / Г.И. Сураганов // Автомобильный транспорт. –1987. – №3. – С. 28-31.

7. Шульгин В.В. Теория и практика применения, в автотранспортных средствах тепловых аккумуляторов фазового перехода: Дисс. докт. техн. наук /СПбГАСУ – СПб., 2004. – 501 с.

8. Дружинин П.В. Математическая модель процесса разрядки теплового аккумулятора фазового перехода / П.В. Дружинин, А.А. Коричев, И.А. Косенко, Е.Ю. Юрчик // Методические основы совершенствования проектирования и производства технических систем. – 2009. – № 4 (10). – С. 17-22.

9. Сироткин З.Л. Транспортные средства для Крайнего Севера / З. Л. Сироткин, В.И. Котляренко // Автомобильная промышленность. – 1990. – № 9. – С. 8–10

10. Манасыпов Р.Р. Математическая модель тепловых процессов в ограждении, аккумулирующем скрытую теплоту / Р.Р. Манасыпов // Гелиотехника. – 1991. – № 1. – С. 68–70

© Ф.З. Габдрафиков, У.С. Галиакберов, В.М. Гиндуллин, 2018

УДК 621.1.01

ВОСПОМИНАНИЯ ОБ АКАДЕМИКЕ А.К. ЮЛДАШЕВЕ

Галеев Г.Г. – к.т.н., профессор

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань,
Россия

Аннотация: В статье описываются личные воспоминания автора о работе с академиком Юлдашевым.

Ключевые слова: академик А.К. Юлдашев.

Abstract: The article describes the author's personal memories of working with academician Yuldashev.

Keywords: academician A.K. Yuldashev.

Я долго думал, в каком формате представить мои воспоминания об академике Юлдашеве – нашем коллеге-ученом, товарище, и руководителе. Кажется, что упоминать о каждой из трех его этих сторон будет слишком долго, да и в конечном итоге, они органично переплетались между собой, рисуя каждому из нас неповторимый его образ. Поэтому я решил выбрать формат профессиональной биографии А.К. Юлдашева, как организатора науки, который, как мне кажется, позволит рассказать об академике Юлдашеве наиболее полно, но не позволит читателю сказать «Нет, Алмаз Киямович был вовсе не таким!».

Сначала, несколько слов о том богатом наследии, на котором мы все выросли и которое предвосхитило научную карьеру академика Юлдашева. Понятие «неустановившиеся нагрузки» в теорию трактора ввел академик В.Н. Болтинский в своей монографии «Работа трактора на неустановившихся нагрузках», изданной в 1949 году. Он подробно разобрал это явление, показав, как в реальных условиях из-за неустановившегося характера нагрузок показатели работы тракторов значительно ухудшаются: уменьшается эффективная мощность, повышается расход топлива. Тогда же было установлено, что величина нагрузки на трактор зависит от большого числа факторов: микро- и макрорельефа почвы, физического состава почвы, изменения влажности почвы, наличия или отсутствия растительности и др. Всё это приводит к колебаниям усилия на крюке трактора и изменения момента сопротивления на двигателе.

Многочисленные аспиранты-ученики академика Болтинского в своих исследованиях продолжили изучать различные стороны вновь открытого явления. Так, были проведены работы по установлению законов изменения нагрузки при выполнении различных работ и с различными сельскохозяйственными машинами. Нет смысла перечислять многочисленные ценные для науки и практики выводы, полученные в ходе этих исследований. Но основе полученных данных были разработаны и внедрены многочисленные рекомендации по снижению отрицательного влияния неустановившихся нагрузок на технико-экономические показатели работы трактора.

Богатый вклад в сами эти исследования и в их организацию внес ученик академика Болтинского – Алмаз Киямович Юлдашев. Будущий академик в 1958-1960 гг учился в аспирантуре при кафедре «Тракторы и автомобили» МИИСП им В.П. Горячкина. Темой его исследований было изучение влияния неустановившихся нагрузок на индикаторные и эффективные показатели работы тракторного двигателя. В 1961 году А.К. Юлдашев защитил кандидатскую диссертацию и вернулся в Казанский Сельскохозяйственный Институт на кафедру «Тракторы и автомобили», а уже в 1962 году он возглавил кафедру.

В то время основные инженерные дисциплины на кафедре преподавали в основном сотрудники авиационного и химико-технологического институтов, а своя собственная научная работа и подготовка кадров была развита слабо. Новый заведующий кафедры энергично взялся решать задачу построения собственной научной и педагогической школы. Для обеспечения сотрудников кафедры необходимым инструментарием проведения исследований были в кратчайшие сроки закуплены нужные приборы и оборудование. В 1963 году была приобретена полевая тензометрическая лаборатория с комплексом современной на тот момент измерительной и регистрирующей аппаратуры на базе автомобиля ГАЗ-63. В эти же годы на кафедре появились первые аспиранты. Так была заложена основа для целой научной школы. В последующие десятилетия единожды заложенная школа выпускала настоящих профессионалов своего дела, не меняя своей основы, но постоянно развиваясь. Под руководством А.К. Юлдашева закончили аспирантуру и подготовили диссертации Галеев Г.Г., Гумиров М.Ш., Гусячкин А.М., Зимагулов А.Х., Шафигуллин Ф.Г. Халуиллин Ф.Х., Синицкий С.А. и многие другие, все впоследствии ставшие опорными кадрами своих кафедр и вузов.

Долгие годы под руководством А.К. Юлдашева существовал постоянно действующий семинар сотрудников кафедр «Тракторы и автомобили» различных городов: Казани, Перми, Ижевска, Горького, Чебоксар, Пензы, Кирова, Ульяновска... Ежегодно по очереди в городах-участниках семинара проходили научно-методические конференции. Издавались труды по их итогам. Такие конференции сыграли значительную роль в подготовке научных кадров – обмен лучшими практиками, передовым опытом и постоянное участие в научных дебатах за пределами родного вуза давали богатую пищу для роста молодым сотрудникам. Кроме того, ширилось и сотрудничество с коллегами из других регионов (Москвы, Самарской области, Кубани и др.).

Активно участвовали сотрудники кафедры в выполнении хоздоговорных работ, проводили исследования для Волгоградского тракторного завода, Камаза, министерства сельского хозяйства, хозяйств.

Особое внимание Алмаз Киямович уделял фиксированию и признанию результатов научных трудов. Под его руководством было получено большое количество свидетельств на изобретения.

Регулярно на кафедру поступали новые тракторы и оборудование, а сотрудники получали возможность посещать не только российские, но и все всесоюзные конференции в союзных республиках (например, в г. Минск, г. Харьков).

Развал Советского союза значительно замедлил работу по направлениям, которые развивал Алмаз Киямович. Много было утеряно, многое не удалось воплотить в жизнь. Сам Алмаз Киямович вспоминал, что уже в годы перестройки стало затруднительно работать и защищать результаты своих трудов. Отрадно, что кафедре удалось сохранить достояние академика Юлдашева, пронести научную школу сквозь проблемы 90-х годов XX века. Я верю и надеюсь, что все лучшее, заложенное научной школой академика Юлдашева, расцветет в будущих поколениях ученых Казанского аграрного университета.

© Г.Г. Галеев, 2018

УДК 536.25

**ПОВЫШЕНИЕ СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО
ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ
ЗА СЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА**

**Усенков Р.А. – к.т.н., доцент; e-mail:
rimtatarstan@mail.ru**

*Казанский государственный аграрный университет, г.
Казань, Россия*

Аннотация: одним из основных направлений повышения мощности двигателей является увеличение среднего эффективного давления в цилиндре. Рассмотрен один из способов увеличения литровой мощности – промежуточное охлаждение наддувочного воздуха дизельных двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом. Обсуждаются вопросы повышения среднего эффективного давления в цилиндре дизеля с помощью системы испарительного охлаждения наддувочного воздуха и системы охлаждения наддувочного воздуха с промежуточным рекуперативным теплообменником.

Ключевые слова: эффективное давление, дизель, промежуточный охладитель наддувочного воздуха, мощность двигателя

**THE INCREASING OF THE MEAN EFFECTIVE PRESSURE
IN THE BOWL OF DIESEL MOTOR DUE TO INTERCOOLING**
**Usenkov R.A. - PhD of Technics, associate professor; e-mail:
rimtatarstan@mail.ru**

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: the increasing of the mean effective pressure is one of the basic methods for enhancement of motor's power. Intercooling of aftercooler

in Diesel's motors with the boost pressure charge of internal combustion, one way to increase the power-per-liter, is under discussion in this article. We also report here topics connected with enhancement of the mean effective pressure in the bowl of Diesel's motor owing to a system of evaporative cooling of aftercooler as well as a system of recuperative intercooler.

Key words: effective pressure, Diesel's motor, intercooler, motor's power

Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха дизельных ДВС с турбонаддувом – один из способов увеличения литровой мощности, который заключается в снижении температуры свежего заряда на впуске и способствует увеличению массового наполнения цилиндров. Охлаждение наддувочного воздуха позволяет уменьшить теплонапряженность деталей двигателя, снизить расход топлива, температуру отработавших газов, а также уменьшить количество вредных выбросов в атмосферу. Увеличение массового наполнения цилиндров в свою очередь способствует повышению среднего эффективного давления в цилиндре.

Основными определяющими факторами при выборе конкретной системы промежуточного охлаждения наддувочного воздуха являются: степень усложнения конструкции двигателя, металлоемкость и стоимость изготовления.

В настоящее время существуют испарительный, рекуперативный (поверхностный) и расширительный способы охлаждения наддувочного воздуха.

Авторы [1] провели испытания тракторного дизеля СМД-62 с турбонаддувом с системой испарительного охлаждения наддувочного воздуха. Распыливание воды в поток нагретого в турбокомпрессоре воздуха производили с помощью пневматических форсунок, что позволяло уменьшить температуру наддувочного воздуха и увеличить плотность свежего заряда. При обычной работе дизеля, в условиях нагрузки при $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$, температура наддувочного воздуха t_k составила $105 \text{ }^\circ\text{C}$, а подача воды, при ее расходе $G_b = 25 \text{ кг/ч}$, в поток нагретого в турбокомпрессоре воздуха, способствовала понижению температуры t_k на $38 \text{ }^\circ\text{C}$, которое, в свою очередь, вызывало увеличение коэффициента избытка воздуха α и существенное снижение температурного режима цикла в тракторном дизеле, что и позволило, в конечном счете, произвести его форсирование по среднему эффективному давлению. Увеличение расхода топлива G_T с 29 до 35 кг/ч при номинальной частоте вращения $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$, а также подача воды с расходом $G_b = 27,3 \text{ кг/ч}$ вызывали рост эффективной мощности N_e форсированного дизеля на 25 % по сравнению с дизелем, работающим на штатных регулировках топливной аппаратуры.

Увеличение подачи воды повысило индикаторный КПД из-за роста коэффициента избытка воздуха α . В ходе испытаний тракторного дизеля с испарительным охлаждением наддувочного воздуха установлено, что рациональная подача воды G_v зависит от режима работы двигателя и ее целесообразно регулировать в зависимости от частоты вращения и давления наддува p_k . Также была определена область рациональной подачи воды в зависимости от режима работы двигателя.

В работе [2] приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований двух дизельных двигателей Д-245.12 и Д-245.5С2 с турбонаддувом, оснащенных промежуточными рекуперативными охладителями наддувочного воздуха с автоматическими регуляторами температуры. Для изучения влияния характеристик газотурбинного наддува и промежуточного охладителя наддувочного воздуха при их работе в системе силовой установки в условиях динамического нагружения авторами была разработана нелинейная математическая модель САРЧ высокофорсированного дизельного двигателя. Полученная модель включала в себя дифференциальные уравнения элементов ДВС, уравнение турбокомпрессора с регулируемым наддувом, уравнения промежуточного охладителя с регулятором температуры наддувочного воздуха, уравнение автоматического регулятора частоты вращения и позволила определить давление газов в цилиндре и крутящий момент в любой момент времени. Установлено, что температура воздуха на выходе из промежуточного охладителя наддувочного воздуха t_k является одной из величин, воздействующих на процессы, происходящие в цилиндре двигателя, и оптимальная степень понижения температуры наддувочного воздуха зависит от нагрузки дизеля. Нелинейная математическая модель позволила установить, что при работе двигателя в условиях неустановившихся режимов необходимо предусматривать возможность регулирования степени охлаждения воздуха в зависимости от нагрузки, а при работе на холостом ходу и малых нагрузках в условиях отрицательных температур целесообразно подогревать наддувочный воздух. На основании теоретических исследований авторами [2] был разработан и изготовлен опытный образец промежуточного рекуперативного охладителя наддувочного воздуха с устройством автоматического регулирования температуры воздуха по давлению наддува на входе в двигатель.

При давлении наддувочного воздуха $p_k > 0,75$ кгс/см² заслонка регулятора находится в закрытом состоянии, обводной канал закрыт и воздух проходит через трубки промежуточного охладителя. При избыточном давлении $p_k \leq 0,65 \dots 0,7$ кгс/см² (на режимах средних и

низких нагрузок) наддувочный воздух, минуя трубки охлаждения, через обводной канал частично поступает во всасывающий коллектор двигателя.

Проведенные испытания показали, что:

- тенденция к снижению удельного эффективного расхода топлива при использовании экспериментального промежуточного охладителя наддувочного воздуха с обводным каналом наблюдается лишь при значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha > 3,2$;

- перепуск части воздушного заряда через обводной канал экспериментального промежуточного охладителя при работе двигателя в области малых нагрузок и холостого хода способствует снижению выбросов СН и твердых частиц;

- перепуск части воздуха мимо решетки экспериментального промежуточного охладителя наддувочного воздуха, на режиме прогрева двигателя при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ в условиях отрицательных температур $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, позволяет сократить время достижения рабочей температуры охлаждающей жидкости с 20 до 14 минут по сравнению штатным промежуточным охладителем.

В работах [3, 4, 5] проведен анализ влияния изменения температуры воздуха на выходе из охладителя t_k на основные показатели и характеристики работы дизельного двигателя 6ЧН18/22 с турбонаддувом и установлено, что оптимальная степень понижения температуры наддувочного воздуха зависит от нагрузки дизеля. Сделанный вывод совпадает с результатами математического моделирования, полученными авторами [2].

Как показал анализ литературных источников в автотракторных дизельных ДВС наиболее часто применяют рекуперативные промежуточные охладители наддувочного воздуха, которые размещаются между турбокомпрессором и впускным коллектором, причем передача теплоты от воздуха к охлаждающей среде (воздуху, воде) происходит через поверхность раздела между ними (Рисунок 1).

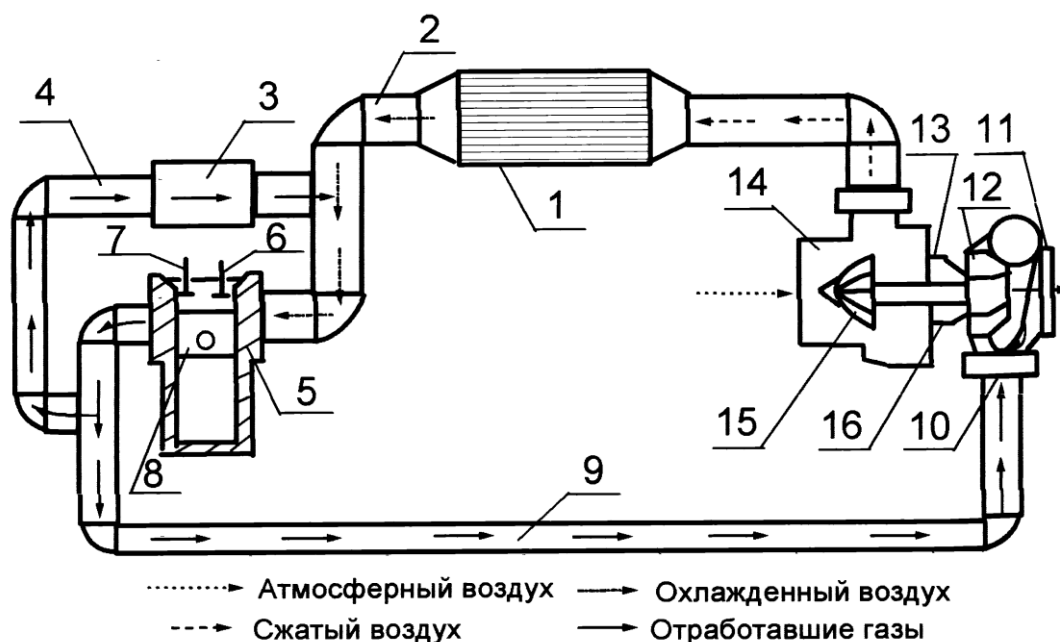


Рисунок 1 - Схема размещения рекуперативного промежуточного охладителя наддувочного воздуха на дизелях

1 – охладитель наддувочного воздуха (интеркулер); 2 – впускной коллектор; 3 – рециркулятор отработавших газов; 4 – рециркуляционный коллектор; 5 – цилиндр двигателя; 6 – впускной клапан; 7 – выпускной клапан; 8 – поршень; 9 – выпускной коллектор; 10 – клапан ограничения наддува; 11 – выход отработавших газов; 12 – колесо турбины; 13 – входной масляный канал; 14 – компрессор; 15 – колесо компрессора; 16 – сливной масляный канал.

Теплопередающая поверхность промежуточных охладителей может быть изготовлена из гофрированных алюминиевых трубок или пластин различной конфигурации.

Широкие трубки с охлаждающими пластинами позволяют получить благоприятные характеристики и конструктивную целостность промежуточного охладителя. Высокое сопротивление теплопередаче со стороны входа воздушного потока позволяет свести к минимуму количество охлаждающих пластин.

Поверхностные охладители наддувочного воздуха по типу охлаждающей среды подразделяются на воздухо-воздушные и водо-воздушные.

Рекуперативные воздухо-воздушные охладители могут устанавливаться впереди, сзади или выше радиатора, причем в некоторых случаях они снабжаются собственным вентилятором, позволяющим еще более снизить температуру сжимаемого в турбокомпрессоре наддувочного воздуха. Воздухо-воздушный

охладитель не усложняет конструкции силовой установки и позволяет осуществить более глубокое охлаждение. В тоже время низкая теплоемкость воздуха обуславливает увеличение габаритов промежуточного теплообменника и усложнение конструкции воздушных трубопроводов.

Рекуперативные водо-воздушные охладители менее надежны по сравнению с воздухо-воздушными теплообменниками из-за возможности повреждения охладителя вследствие замерзания воды и попадания ее в двигатель при появлении течи, помимо этого возникает необходимость в использовании жидкостного насоса с электрическим приводом, который должен постоянно работать. Однако конструкция трубопроводов в случае использования рекуперативных водо-воздушных охладителей значительно проще, а установка в целом более компактна. Водо-воздушные охладители наддувочного воздуха, в которых используется жидкость из системы охлаждения двигателя, экономичны лишь при больших давлениях наддува, так как температура воздуха после компрессора значительно превышает температуру охлаждающей жидкости. Вследствие этого в автотракторных ДВС, отличающихся невысоким уровнем форсирования по давлению наддува, чаще применяют промежуточные рекуперативные воздухо-воздушные охладители наддувочного воздуха.

Различные экспериментальные данные показывают, что понижение температуры наддувочного воздуха на 10 градусов позволяет увеличить плотность свежего заряда на 3 %, и это, в свою очередь, позволяет увеличить среднее эффективное давление в цилиндре и мощность двигателя примерно на 3 %.

Приведенный анализ существующей литературы по данному направлению показал что:

1) в автотракторных дизелях, отличающихся невысоким уровнем форсирования по давлению наддува, чаще применяют промежуточные рекуперативные воздухо-воздушные охладители наддувочного воздуха;

2) оптимальная степень понижения температуры наддувочного воздуха зависит от нагрузки дизеля, в частности, при работе двигателя в условиях неустановившихся режимов необходимо предусматривать возможность регулирования степени охлаждения воздуха в зависимости от нагрузки, а при работе на холостом ходу и малых нагрузках в условиях отрицательных температур целесообразно подогревать наддувочный воздух;

3) существует возможность оптимизации геометрии и размеров теплопередающей поверхности промежуточных рекуперативных охладителей наддувочного воздуха, а в частности, возможно отыскание оптимального шага расположения пластин, образующих теплоотдающую

поверхность, при которой обеспечивается наиболее эффективный теплосъем.

Литература

1. Смирнов С.В. Испытание тракторного дизеля СМД-62 с испарительным охлаждением наддувочного воздуха / С.В. Смирнов, А.И. Горбатенков, А.В. Николаенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2007. – № 1. с. 28 - 29.

2. Ярошевич В.К. Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокофорсированных дизелей регулированием температуры наддувочного воздуха / В.К. Ярошевич, Г.А. Вершина, Е.С. Тамкович // Двигателестроение. – 2006. – № 4. - с. 25 - 28.

3. Слотин Е.И. Подогрев наддувочного воздуха турбопоршневого двигателя при низких температурах / Е.И. Слотин // Двигатели внутреннего сгорания. – 1978. – № 4. – с. 13 – 15.

4. Слотин Е.И. О влиянии условий окружающей среды на показатели работы транспортного дизеля с турбонаддувом / Е.И. Слотин // Труды МАДИ. – 1978. Вып. 178. – с. 33 – 36.

5. Молодцов Н.И. Охлаждение наддувочного воздуха дизелей / Н.И. Молодцов // М.: Ниинформтяжмаш - 1966.

© Р.А. Усенков, 2018

УДК 631.3

ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА, РАБОТАЮЩЕГО С КУЛЬТИВАТОРОМ ККШ

Хафизов К.А.- д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,

Нурмиев А.А.- старший преподаватель; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,

Хафизов Р.Н.- к.т.н.; e-mail: ramilajz@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: Данная статья посвящена вопросам обоснования параметров трактора и культиваторного почвообрабатывающего агрегата типа ККШ. Расчеты с использованием системной энергетической математической модели культиваторного почвообрабатывающего агрегата показывают, что имеется оптимальное сочетание массы трактора, мощности его двигателя, ширины захвата агрегата, которые остаются стабильными при изменении многих факторов системы: трактор-орудие-оператор-поле-почва-урожай (ТООППУ) и факторов внешней среды.

Ключевые слова: параметр, подготовка почвы к посеву, культиватор, технология

OPTIMIZATION OF THE MAIN PARAMETERS OF THE TRACTOR WORKING WITH THE CULTIVATOR CCW (CULTIVATOR COMBO WIDE)

Khafizov K.A.- doctor of technical Sciences, professor; e-mail: fts-

kgau@mail.ru,

Nurmiev A.A.- senior lecturer; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,

Khafizov R.N.- PhD of Technics, e-mail: ramilajz@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: This article is devoted to substantiation of the parameters of the tractor and cultivator tilling unit type CCW. The calculations using the energy system the mathematical model of cultivator tillage units show that there is an optimal combination weight of the tractor, the power of its engine, the width of the machine that remain stable when you change many factors of the system: tractor-tool-operator-box-soil-crop (ТТОБС) and environmental factors.

Key words: parameter, soil preparation for sowing, cultivator, technology

Введение.

Для выявления необходимого Республике Татарстан рационального типажа тракторов нужно провести расчеты по оптимизации основных параметров тракторов на различных технологических операциях. Были проведены расчеты по выявлению оптимальных параметров трактора на посеве с различными типами сеялок [1, 2, 3]. Необходимо провести расчеты для технологических операций по подготовке почвы к посеву.

В статье приводятся результаты вычислительных экспериментов по выявлению оптимальных параметров и режимов работы культиваторного почвообрабатывающего агрегата (ширины захвата и его рабочей скорости) и трактора (массы трактора и мощности его двигателя) с использованием уточненной математической модели машинно-тракторных агрегатов [4, 5].

Результаты исследования. Результаты оптимизации основных параметров трактора и культиваторного агрегата типа ККШ для наиболее распространенных условий работы этих машин – площадь поля 100 га, удельное сопротивление почвы рабочим органам культиватора 2,4 кН/м, объем работы 1000 га, приведены на рисунке 1.

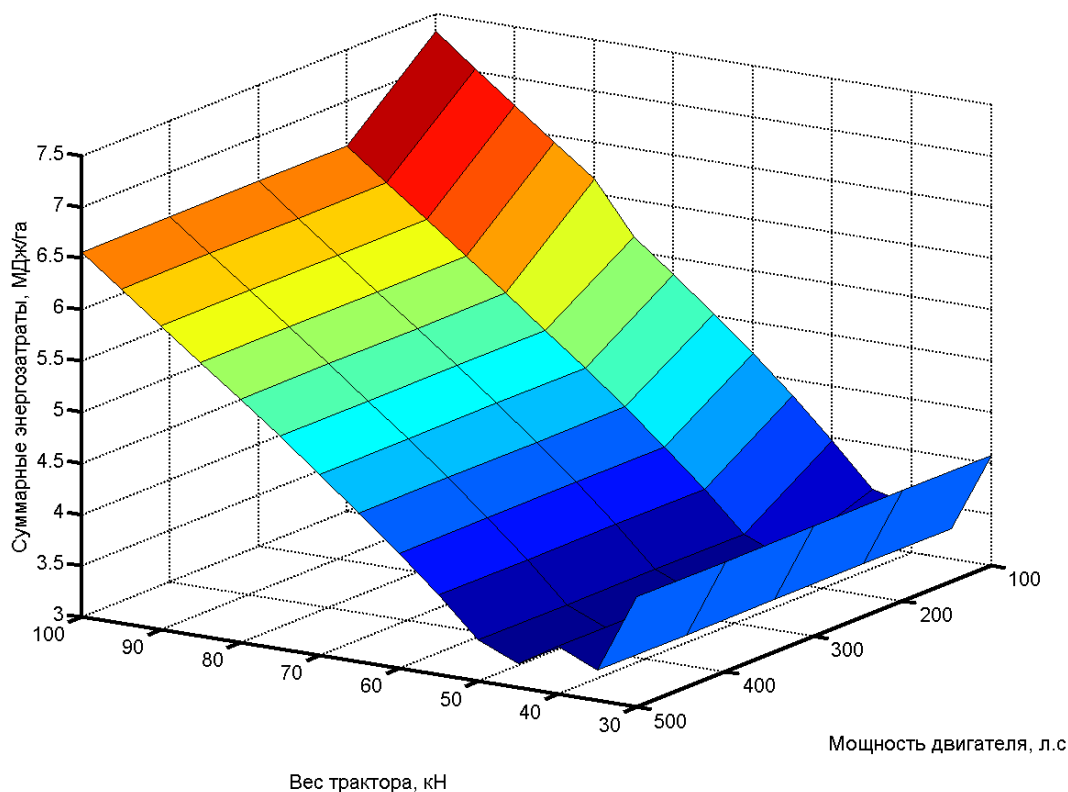


Рисунок 1 – Изменение суммарных энергетических затрат от соотношения веса и мощности двигателя трактора

Исходные данные для расчета – культиваторный агрегат ККШ:

Площадь поля, га. =100

Длина гона, км. =1

Расстояние переезда, км. =3

Коэффициент прочности несущей поверхности =1

Объем работы, га =1000

Количество тракторов выполняющих операцию =1

Число часов работы в сутки =14

Планируемая урожайность основной и побочной продукции, ц/га. =40

Давление в шинах (от 0,08 до 0,2), МПа =0.16

Число колес на одном борту трактора (1 или 2 или 3 и т.д.) =1

Коэффициент сцепления колес с почвой =0.6

Коэффициент сопротивления перекачиванию колес трактора =0.16

Коэффициент распределения сцепного веса колес =0.9

Результаты расчетов:

Ширина захвата $V_{opt} = 6$ м;

Рабочая скорость $V_{opt} = 11$ км/ч;

Вес трактора $G_{ti_{opt}} = 35$ кН;

Мощность двигателя $N_{e_{opt}} = 125,9$ л.с.;

Суммарные энергозатраты $E_{min} = 2317,6$ МДж/га

Из рисунка 1 видно, что имеется оптимальное сочетание веса трактора и мощности его двигателя (при соответствующих оптимальных значениях скорости и ширины захвата агрегата).

Проведем вычислительные эксперименты по выявлению влияния некоторых факторов на основные параметры трактора.

На рисунке 2 приведены расчетные данные по выявлению влияния тягового сопротивления культиватора на параметры трактора и агрегата.

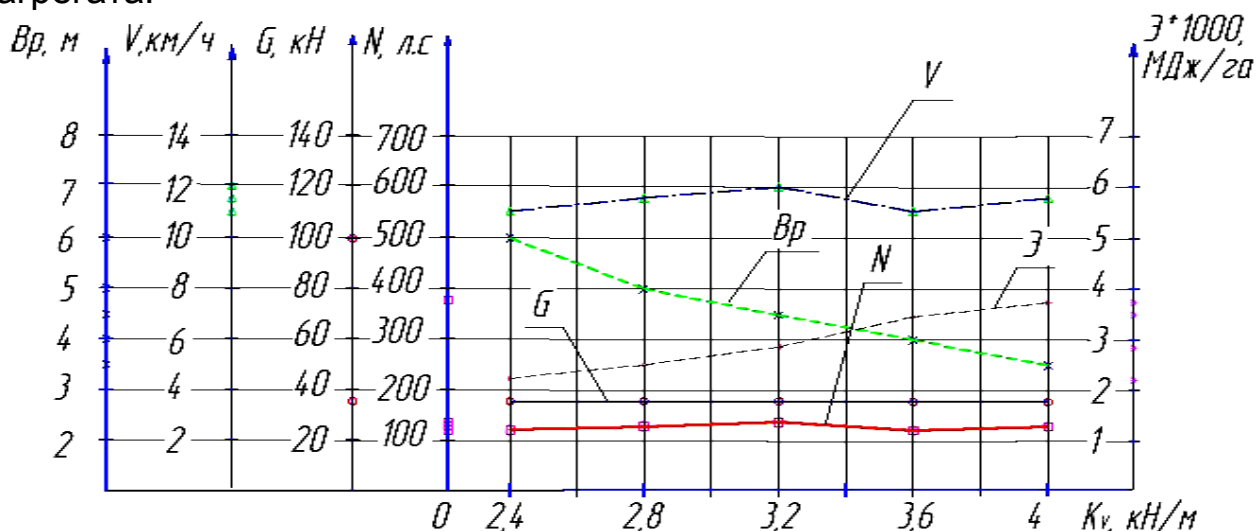


Рисунок 2 – Влияние изменения удельного сопротивления почвы на оптимальные значения основных параметров почвообрабатывающего агрегата с культиватором ККШ и его суммарные энергозатраты

Изменение тягового сопротивления культиватора с 2,4 до 4,4 кН/м не приводит к изменению оптимальной массы трактора, мощность колеблется в пределах от 125,8 до 135 л.с, ширина захвата агрегата с ростом сопротивления культиватора снижается от 6 до 3 м., скорость колеблется в пределах от 11 до 12 км/ч. При этом суммарные энергозатраты увеличиваются с 2317,6 до 4514,3 МДж/га.

Изменение площади поля с 10 га до 150 га не оказывает влияние на оптимальные параметры культиваторного агрегата – рисунок 3. При этом суммарные энергетические затраты снижаются с 3132,2 до 2268,0 МДж/га, что вызвано ростом производительности агрегата на поле большего размера.

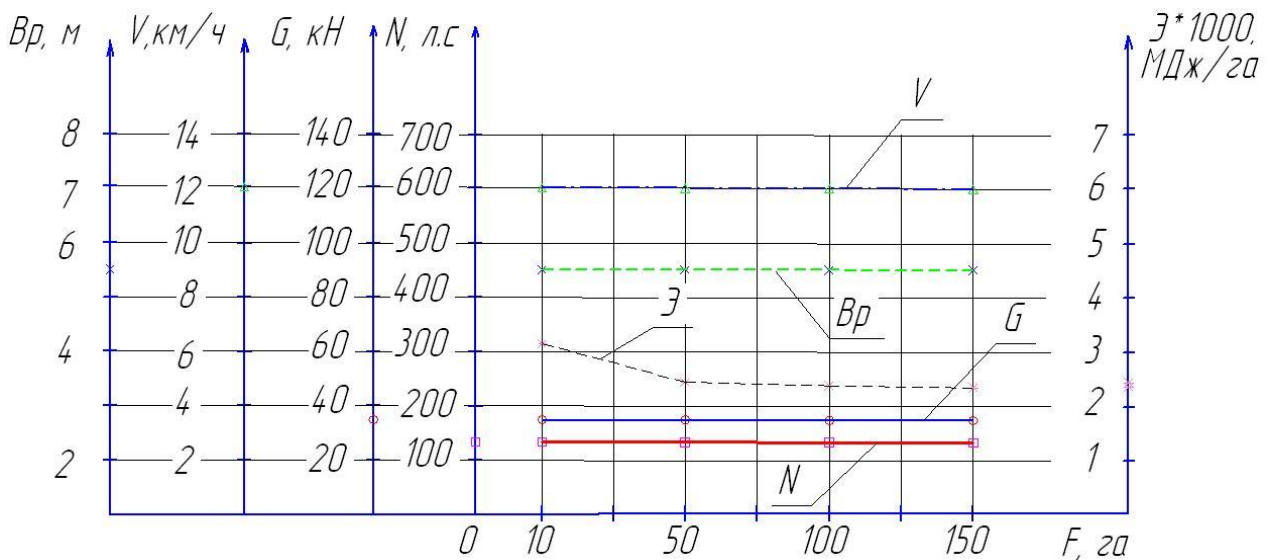


Рисунок 3 – Влияние изменения площади поля на оптимальные значения основных параметров почвообрабатывающего агрегата с культиватором ККШ и его суммарные энергозатраты

Объем сезонной работы, приходящейся на один на агрегат, также не приводит к изменению оптимальных параметров трактора и агрегата – рисунок 4, однако с ростом объема работы суммарные энергозатраты закономерно увеличиваются. Рост объема работы, приходящейся на один агрегат с 10 до 1000 га приводит к росту суммарных энергетических затрат с 500 до 2400 МДж/га

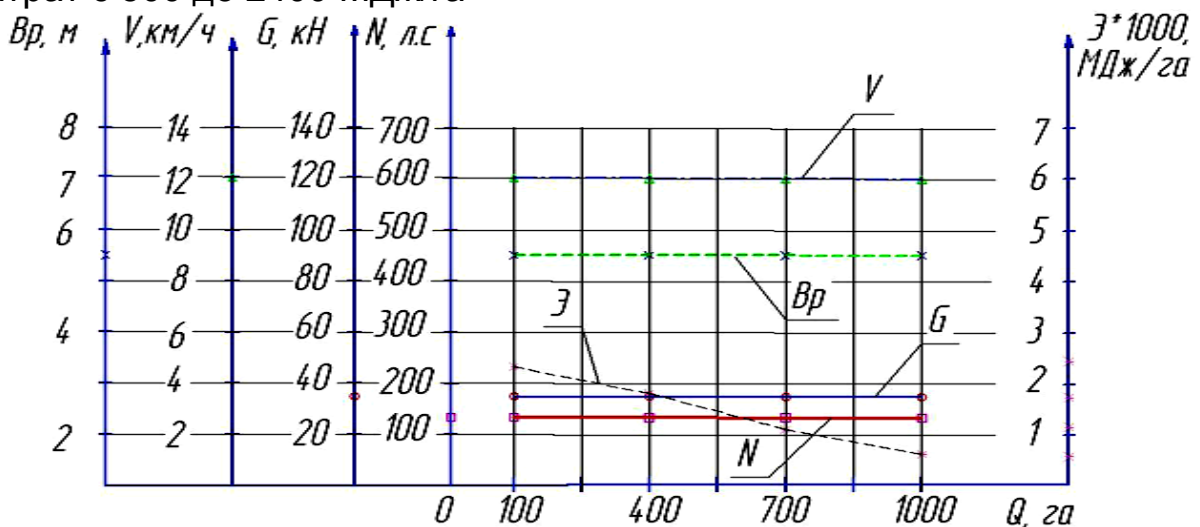


Рисунок 4 – Влияние изменения объема сезонной нагрузки агрегата на оптимальные значения основных параметров трактора, агрегата и его суммарные энергозатраты

Увеличение количества часов работы в течение суток с 7 до 21 – рисунок 5, не приводит к значительному изменению оптимальных

параметров трактора и агрегата, однако при этом суммарные энергетические затраты снижаются 2,5 раза с 4200 до 1560 МДж/га.

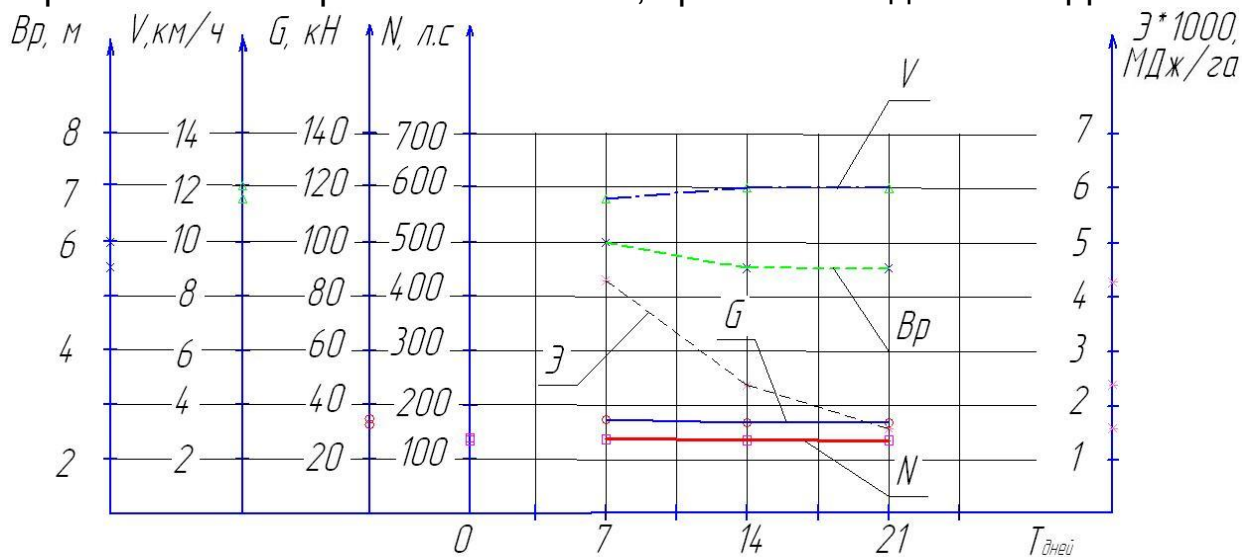


Рисунок 5 – Влияние изменения продолжительности суточной работы агрегата на оптимальные значения основных параметров трактора, агрегата и его суммарные энергозатраты

Рост величины планируемой урожайности ведет к росту суммарных энергетических затрат, однако оптимальные параметры трактора остаются постоянными – рисунок 6. Что касается параметров агрегата - с ростом планируемой урожайности выгодно несколько увеличивать рабочую скорость агрегата, при одновременном незначительном снижении ширины захвата агрегата.

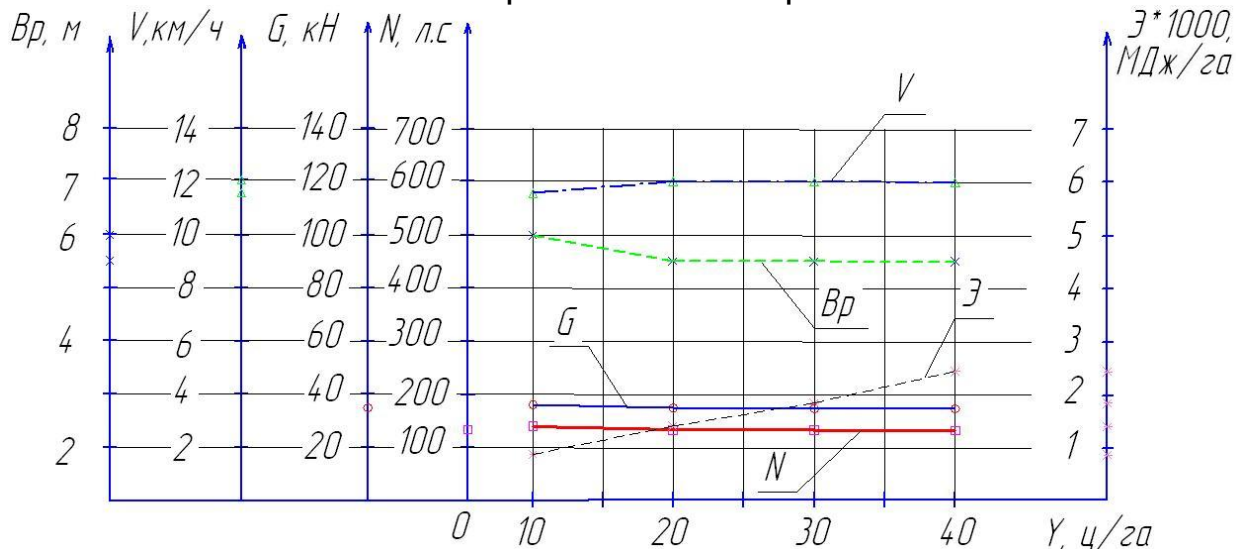


Рисунок 6 – Влияние изменения размера планируемой урожайности на оптимальные значения основных параметров трактора, агрегата и его суммарные энергозатраты

Выводы:

Оптимальные значения основных параметров трактора для почвообработки с культиватором типа ККШ находится в пределах от 34 до 40 кН, требуемая мощность колеблется в пределах от 130 до 150 л.с.. Оптимальная ширина захвата агрегата 5,5-6 м. Оптимальная скорость колеблется в пределах 11-12 км/ч.

По сути дела для почвообрабатывающих агрегатов с тяговым сопротивлением почвы в пределах 2-4 кН/м основные параметры трактора находятся в тех же пределах, что и для посевных агрегатов с сеялками, с тяговым сопротивлением от 1 до 2 кН/м.

Литература.

1. Хафизов К.А. Зависимость урожайности от параметров посевного комплекса / К.А. Хафизов, Р.Н. Хафизов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №12. – С. 20 – 21.

2. Хафизов К.А. Программа оптимизации ширины захвата и рабочей скорости посевных комплексов / К.А. Хафизов, Р.Н. Хафизов // Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ №2016611127 от 30.11.2015.

3. Хафизов К.А. Оптимизация основных параметров колесного трактора, работающего в составе посевных агрегатов / К.А. Хафизов, Н.Р. Адигамов, Р.Н. Хафизов // Техника и оборудование для села. - 2017. - С.30-33.

4. Хафизов К.А. Результаты многофакторного эксперимента по определению зависимости максимального давления колес трактора на почву от параметров трактора и физико-механических свойств почвы. Статистический анализ / К.А. Хафизов, Р.Н. Хафизов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2016. 34 (42). - С.95-106.

5. Хафизов К.А. Результаты многофакторного эксперимента по определению зависимости максимального давления колес трактора на почву от параметров трактора и физико-механических свойств почвы. Анализ уравнений. / К.А. Хафизов, Р.Н. Хафизов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. - 2016. 34 (42). - С.107-116.

© К.А. Хафизов, А.А. Нурмиев, Р.Н. Хафизов, 2018.

УДК 631.3

**ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА,
РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ДИСКОВОГО
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ТИПА БДМ
Хафизов К.А.- д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,**

Нурмиев А.А.- старший преподаватель; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,

Хафизов Р.Н.- к.т.н.; e-mail: ramilajz@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

Аннотация: Данная статья посвящена вопросам обоснования параметров трактора и дискового почвообрабатывающего агрегата типа БДМ. Расчеты с использованием системной энергетической математической модели дискового почвообрабатывающего агрегата показывают, что имеется оптимальное сочетание массы трактора, мощности его двигателя, ширины захвата агрегата, которые остаются стабильными при изменении многих факторов системы: трактор-орудие-оператор-поле-почва-урожай (ТООППУ) и факторов внешней среды.

Ключевые слова: параметр, подготовка почвы к посеву, технология

OPTIMIZATION OF THE MAIN PARAMETERS OF THE TRACTOR WHICH IS PART OF THE TILLAGE DISC ASSEMBLY OF THE TYPE UDH (UPGRADED DISC HARROW)

Khafizov K.A.- doctor of technical Sciences, professor; e-mail: fts-kgau@mail.ru,

Nurmiev A.A.- senior lecturer; e-mail: azat-nurmiev@mail.ru,

Khafizov R.N.- PhD of Technics; e-mail: ramilajz@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Abstract: This article is devoted to substantiation of the parameters of the tractor and disk tillage units type of UDH (upgraded disc harrow). The calculations using the energy system of mathematical models of disk tillage units show that there is an optimal combination weight of the tractor, the power of its engine, the width of the machine that remain stable when you change many factors of the system: tractor-tool-operator-box-soil-crop (ТТОВС), as well as environmental factors.

Key words: parameter, soil preparation for sowing, technology

Введение.

В статье приводятся результаты вычислительных экспериментов по выявлению оптимальных параметров и режимов работы дискового почвообрабатывающего агрегата (ширины захвата и его рабочей скорости) и трактора (массы трактора и мощности его двигателя). Расчеты проведены на основе уточненной энергетической математической модели почвообрабатывающих агрегатов [1, 2, 3, 4]

Результаты исследования. Результаты оптимизации основных параметров трактора и дискового почвообрабатывающего агрегата типа БДМ для наиболее распространенных условий работы этих орудий –

площадь поля 100 га, удельное сопротивление почвы рабочим органам дискатора 6,5 кН/м, объем работы 1000 га, приведены на рисунке 1. Максимальная заданная ширина захвата почвообрабатывающего агрегата на базе дисковых орудий типа БДМ – 12 м.

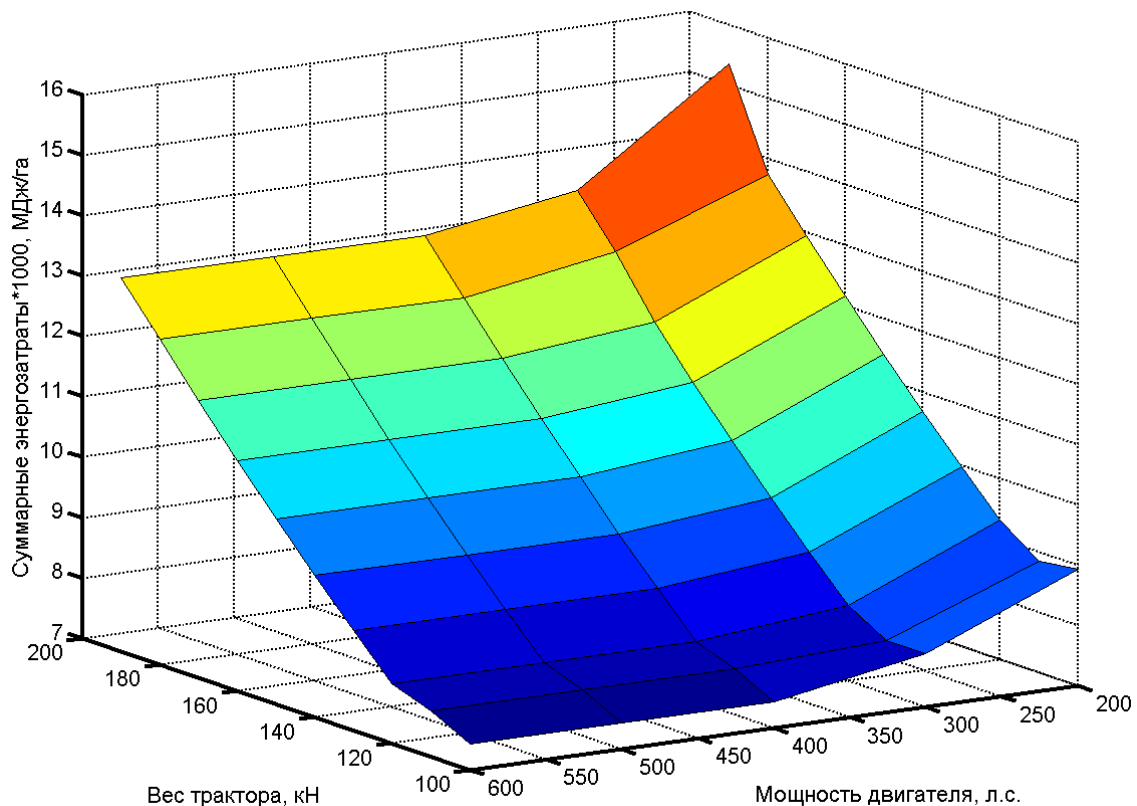


Рисунок 1 – Изменение суммарных энергетических затрат агрегата с дисковыми орудиями от соотношения веса и мощности двигателя трактора

Исходные данные для расчета – дискатор БДМ:

- Площадь поля, га. =100
- Длина гона, км. =1
- Расстояние переезда, км. =3
- Коэффициент прочности несущей поверхности =1
- Объем работы, га =1000
- Количество тракторов выполняющих операцию =1
- Число часов работы в сутки =14
- Планируемая урожайность основной и побочной продукции, ц/га. =40
- Давление в шинах (от 0,08 до 0,2), МПа =0.16
- Число колес на одном борту трактора (1 или 2 или 3 и т.д.) =1
- Коэффициент сцепления колес с почвой =0.6
- Коэффициент сопротивления перекачиванию колес трактора =0.16
- Коэффициент распределения сцепного веса колес =0.9

Результаты расчетов:

Ширина захвата $V_{opt} = 7,5$ м;

Рабочая скорость $V_{opt} = 11,5$ км/ч;

Вес трактора $G_{tiopt} = 100$ кН;

Мощность двигателя $N_{eopt} = 377$ л.с.;

Суммарные энергозатраты $E_{min} = 7424,9$ МДж/га

Из рисунка 1 видно, что имеется оптимальное сочетание веса трактора и мощности его двигателя (при соответствующих оптимальных значениях скорости и ширины захвата агрегатов).

Проверим устойчивость оптимальных основных параметров трактора при изменении некоторых его параметров и факторов внешней среды.

На рисунке 2 приведены расчетные данные по выявлению влияния объема сезонной нагрузки на один почвообрабатывающий агрегат, который меняется в пределах от 100 до 1000 га на один сезон.

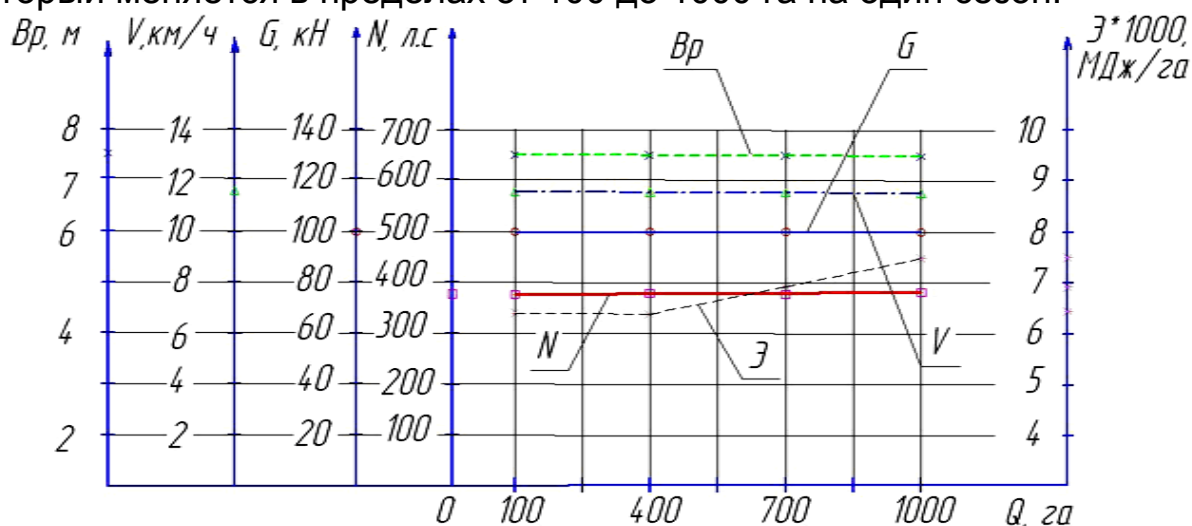


Рисунок 2 – Изменение параметров трактора, агрегата и суммарных энергетических затрат при изменении сезонной нагрузки на один агрегат с дисковыми орудиями

Как видно из рисунка 2, суммарные энергетические затраты с уменьшением сезонной нагрузки на один агрегат от 1000 до 100 га снижаются с 7424,9 до 6466,0 МДж/га, оптимальные параметры трактора и агрегата остаются неизменными. При этом: Ширина захвата $V_{opt} = 7,5$ м; Рабочая скорость $V_{opt} = 11,5$ км/ч; Вес трактора $G_{tiopt} = 100$ кН; Мощность двигателя $N_{eopt} = 377$ л.с.;

Изменение давления в шинах трактора с 0,2 до 0,08 МПа, приводит к снижению суммарных энергетических затрат при работе почвообрабатывающего агрегата с 7912,4 до 6292,5 МДж/га, смотрите рисунок 3.

При снижении давления в шинах трактора с 0,2 до 0,16 МПа оптимальные значения параметров трактора и агрегата остаются неизменными при снижении суммарных энергетических затрат. Дальнейшее снижение давления в шинах приводит к тому, что оптимальная масса трактора и мощность его двигателя растут и доходят при давлении в шинах 0,08 МПа до значений 140 кН и 500 л.с. Скорость остается неизменной 11,5 км/ч, а оптимальная ширина захвата агрегата увеличивается с 7,5 м до 10,5 м. Такое изменение массы и мощности двигателя объясняется снижением уплотнения почвы при снижении давления в шинах и одновременной необходимостью увеличения производительности агрегата, а значит снижения агросрока выполнения операции и соответственно снижения энергии потерянному урожаю от нарушения агротехнических сроков почвообработки.

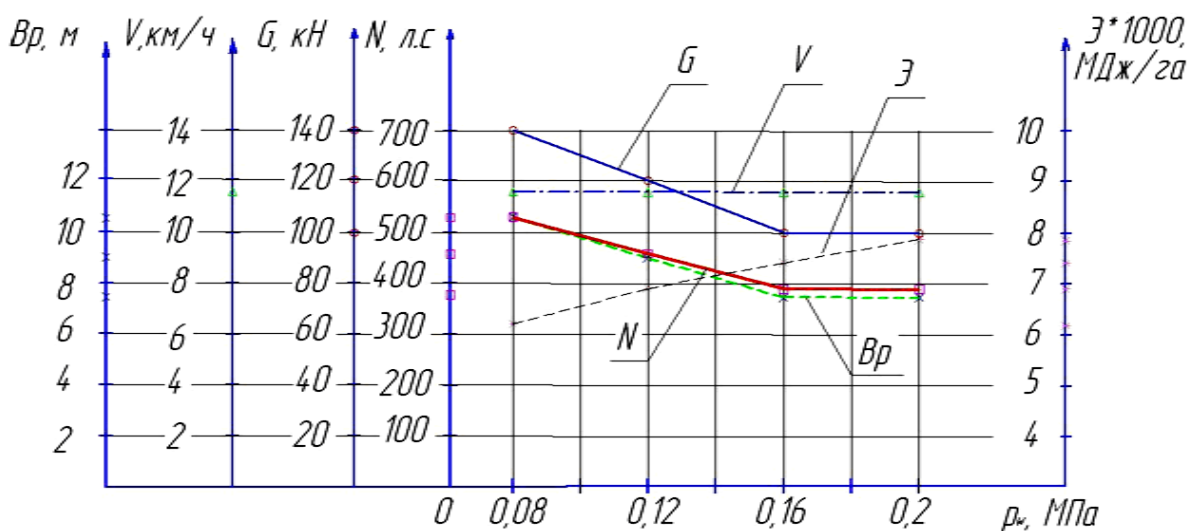


Рисунок 3 – Изменение основных параметров трактора, агрегата и суммарных энергетических затрат при изменении давления в шинах трактора

Рассмотрим, как влияет на оптимальные параметры трактора и агрегата изменение величины коэффициента потерь урожая от нарушения агротехнического срока выполнения технологической операции – рисунок 4.

Данный коэффициент при подготовке почвы к посеву и на посеве может изменяться в пределах $0,2 < dY_{arp} < 2,0$. Большее значение коэффициента относится к посеву. При изменении коэффициента от 0,2 до 0,4 %/день, оптимальные параметры трактора и агрегата не меняются и остаются в пределах: ширина захвата $B_{opt} = 7,5$ м; рабочая скорость $V_{opt} = 11,5$ км/ч; вес трактора $G_{tiopt} = 100$ кН; мощность двигателя $N_{eopt} = 377$ л.с. При $dY_{arp} = 0,6$ %/день оптимальный вес

трактора вырос до 120 кН, мощность до 450 л.с., ширина захвата растет до 9 м, скорость не меняется 11,5 км/ч.

Дальнейшее увеличение значения коэффициента ведет к постепенному росту оптимального веса трактора до 150 кН при $dY_{\text{агр}}=1,6$ %/день, росту мощности до 500 л.с и более, росту ширины захвата до 11 м. и росту скорости до 12 км/ч. Это объясняется тем, что с ростом значения коэффициента, потери урожая от нарушения агросрока выполнения операции становятся доминирующим и необходимо повышать производительность агрегата за счет увеличения значения всех оптимальных параметров трактора и агрегата. На практике значение коэффициента не превышает 0,6 %/день, поэтому можно считать, что оптимальные параметры трактора и агрегата сильно не изменяются.

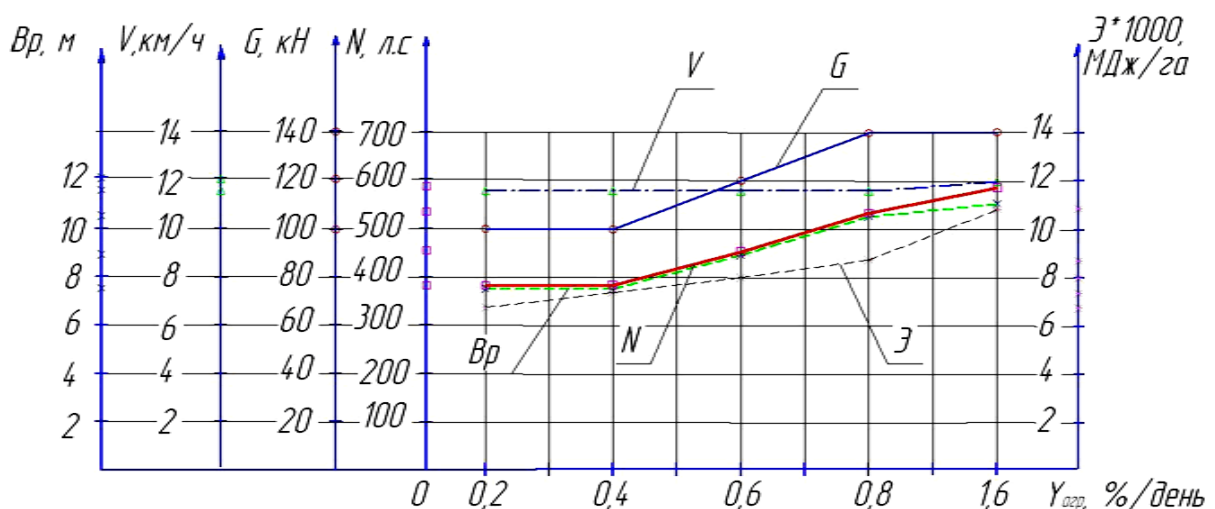


Рисунок 4 – Изменение основных параметров трактора, агрегата и суммарных энергетических затрат при изменении коэффициента потерь урожая от нарушения агросрока операции

Расчеты при изменении коэффициента потерь урожая от уплотнения почвы в пределах $0,06 < dY_{\text{упл}} < 0,8$, %м/кН – рисунок 5, показали что он не влияет на оптимальные значения основных параметров трактора и агрегата, однако при этом суммарные энергетические затраты растут от значения 7424,9 до 72703,0 МДж/га.

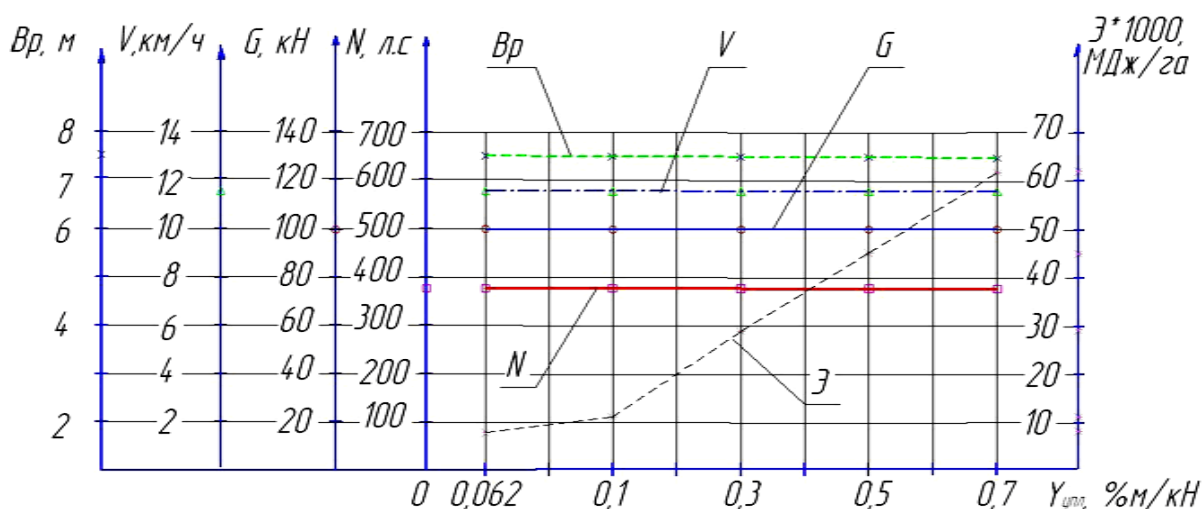


Рисунок 5 – Изменение основных параметров трактора, агрегата и суммарных энергетических затрат при изменении коэффициента потерь урожая от уплотнения почвы

Выводы:

Оптимальные значения основных параметров трактора для обработки почвы дисковыми орудиями находятся в пределах – вес от 100 до 120 кН, требуемая мощность колеблется в пределах от 350 до 450 л.с. в зависимости от условий эксплуатации. Оптимальная ширина захвата агрегата 7-9 м. Оптимальная скорость 11,5 км/ч. По существу результаты оптимальных параметров трактора при работе с дискаторами такие же, как и при работе с комбинированными почвообрабатывающими машинами [5].

Литература.

1. Хафизов К.А. Оптимизация параметров и режимов работы МТА на основе энергетического анализа / К.А. Хафизов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – №7. – С. 7–9.
2. Хафизов К.А. Пути снижения энергетических затрат на производственных процессах в сельском хозяйстве / К.А. Хафизов // – Казань: Изд-во Казан. ун-та. - 2007. – 272 с.
3. Хафизов К.А. Повышения эффективности использования тракторов / К.А. Хафизов, Р.Н. Хафизов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – №12. – С. 14 – 15.
4. Хафизов К.А. Программа оптимизации основных параметров трактора для выполнения комплекса операций / К.А. Хафизов, Р.Н. Хафизов // Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ №2016611126 от 30.11.2015.
5. Зиатдинов Д.Р. Оптимизация основных параметров трактора, работающего в составе почвообрабатывающего агрегата / Д.Р.

Зиатдинов, К.А. Хафизов, Р.Н. Хафизов // Аграрная наука XXI века. Актуальные исследования и перспективы: труды II международной научно-практической конференции. Научное издание. - Казань: Изд. Казанского ГАУ. - 2017. – С.38-45.

© К.А. Хафизов, А.А. Нурмиев, Р.Н. Хафизов, 2018.

СОДЕРЖАНИЕ

ЮЛДАШЕВ АЛМАЗ КИЯМОВИЧ Доктор технических наук, профессор, член-корреспондент Академии наук Республики Татарстан, действительный член Российской и Международной академий аграрного образования, заслуженный механизатор Республики Татарстан, заслуженный деятель науки Российской Федерации <i>Сахапов Р.Л. - д.т.н., профессор, член-корреспондент АН РТ</i>	3
Мәшһүр галимнәребез – Знаменитые ученые АЛМАЗ КИЯМОВИЧ ЮЛДАШЕВ И ЕГО ТВОРЧЕСТВО <i>Зимагулов А.Х. - Заслуженный изобретатель ТССР, д.т.н., профессор. Нуруллин Р.Г. - Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н., доцент</i>	4
ВОСПОМИНАНИЕ ПРОФЕССОРА МУДРОВА А.Г. ОБ АЛМАЗЕ КИЯМОВИЧЕ ЮЛДАШЕВЕ	7
ВОСПОМИНАНИЕ ДОЦЕНТА ВАХРАМЕЕВА Д.А. ОБ АЛМАЗЕ КИЯМОВИЧЕ ЮЛДАШЕВЕ	10
АДАПТИВНЫЕ ОПОРЫ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ <i>Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com, Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия</i>	12
ОБЗОР ОПОР СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ <i>Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com Казанский государственный аграрный университет, г.Казань, Россия, Пилатов А.Ю. – ассистент; e-mail: pilligrimm@yandex.ru Белорусский национальный технический университет, г.Минск, Беларусь</i>	18
СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОПОРЫ В СОСТАВЕ ПОДВЕСКИ СИЛОВОГО АГРЕГАТА <i>Егоров Н.М. – аспирант; e-mail: egnicholas333@gmail.com, Халиуллин Ф.Х. – к.т.н., доцент; e-mail: nzrg555@mail.ru Казанский государственный аграрный университет, г.Казань, Россия</i>	22

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПОЧВЫ К ПОСЕВУ С ЦЕЛЬЮ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА И АГРЕГАТА	26
<i>Хафизов К.А. - д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru, Нурмиев А.А. - старший преподаватель; e-mail: azat- nurmiev@mail.ru; Хафизов Р.Н. - к.т.н., , e-mail: ramilajz@mail.ru Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия</i>	
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧАСОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА	30
<i>Хафизов К.А. – д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru, Хафизов Р.Н. – к.т.н., e-mail: ramilajz@mail.ru, Нурмиев А.А. – старший преподаватель; e-mail: azat- nurmiev@mail.ru Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия</i>	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЕ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПРИ РАБОТЕ С НЕУСТАНОВИВШЕЙСЯ НАГРУЗКОЙ	34
<i>Синицкий С.А. – к.т.н.; e-mail: stanislavsin@mail.ru, Медведев В.М – к.т.н.; e-mail: mvm-mail@mail.ru Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия</i>	
ВЛИЯНИЕ ИНЕРЦИОННОГО КОЭФФИЦИЕНТА НА КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ДВИГАТЕЛЯ МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА	39
<i>Медведев В.М – к.т.н. ; e-mail: mvm-mail@mail.ru, Синицкий С.А. – к.т.н. ; e-mail: stanislavsin@mail.ru Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия</i>	
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕССОРА	44
<i>Иншаков А. П. - д. т.н., профессор; e-mail: kafedra_mes@mail.ru, Курбакова М. С. - аспирант; e-mail: kafedra_mes@mail.ru, Курбаков И. И. - к. т.н., доцент; e-mail: kafedra_mes@mail.ru,</i>	

*Гаранин С. А. - аспирант; e-mail: kafedra_mes@mail.ru
Национальный исследовательский Мордовский
государственный университет им. Н.П.Огарёва, г. Саранск,
Россия*

ОБОСНОВАНИЕ ПОЛЕВЫХ МЕТОДОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ
ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО
КПД АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 49

*Баширов Р.М. – д.т.н., профессор; e-mail: fils02@mail.ru,
Сафин Ф.Р. – к.т.н., старший преподаватель; e-mail:
fils02@mail.ru
Башкирский государственный аграрный университет, г.Уфа,
Россия*

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО – ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ДВИГАТЕЛЯ МАШИННО – ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПУТЕМ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ДВИГАТЕЛЯ 53

*Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,
Потапов Е.А. – аспирант; e-mail: vdaig@yandex.ru,
Арсланов Ф.Р. – к.т.н.; e-mail: ffanis@mail.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО
ПАРАМЕТРАМ СОПУТСТВУЮЩИХ ПРОЦЕССОВ 59

*Ворончихин Н.В. – к.т.н., e-mail: nike110277@mail.ru,
Никоноров А.Н. – к.т.н.
Военная академия материально-технического обеспечения,
г. Санкт-Петербург, Россия*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА В
КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССАХ ПОЛУЧЕНИЯ ТЕПЛА И
ЭЛЕКТРИЧЕСТВА 65

*Рудаков А.И. – д.т.н., профессор; e-mail:
look-rus@mail.ru
Казанский государственный энергетический университет, г.
Казань, Россия*

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ И СИСТЕМЫ
СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ 70

Зимагулов, А.Х. - Заслуженный изобретатель ТССР, д.т.н.,

профессор.

*Нуруллин, Р.Г. - Заслуженный изобретатель РТ, к.т.н.,
доцент*

*Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА 79

Потапов Е.А. – аспирант; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Арсланов Ф.Р. – к.т.н.; e-mail: ffanis@mail.ru,

Давыдов Н.Д. – старший преподаватель,

Корепанов Ю.Г. – старший преподаватель

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

ТЕПЛОЙ АККУМУЛЯТОР ДЛЯ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА 84

Потапов Е.А. – аспирант; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Вахрамеев Д.А. – к.т.н., доцент; e-mail: vdaig@yandex.ru,

Арсланов Ф.Р. – к.т.н.; e-mail: ffanis@mail.ru,

Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,

г. Ижевск, Россия

Богданов А.С. – специалист,

Попов А.В. – специалист

Ижевский электромеханический завод АО «ИЭМЗ «Купол»,

г. Ижевск, Россия

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ 90

Лопарев А.А. – д.т.н. профессор,

Комкин А.С. – к.т.н. доцент; e-mail:

akomkin@yandex.ru

Вятская государственная сельскохозяйственная академия,

г. Киров, Россия

ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ 94

Филькин Н.М. – д-р техн. наук, профессор, e-mail: fnm@istu.ru,

Шаихов Р.Ф. – канд. техн. наук, доцент, e-mail: shr84@list.ru

Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, Ижевск, Россия; Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова, Пермь, Россия

- МОДЕРНИЗАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КПП С ЭЛЕМЕНТАМИ
РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ 98
*Иванов А.Г. – к.т.н., доцент; e-mail: ivalgen@inbox.ru,
Шакиров Р.Р., к.т.н., доцент; e-mail: renmar@yandex.ru,
Валеев Р.Ф., бакалавр; e-mail: rinas.valeev.1996@mail.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*
- ПРОВЕРКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПОЛУРАМЫ НА БАЗЕ
ТРАКТОРА ЛТИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ
СИСТЕМ 103
*Дородов П.В., д.т.н., профессор; e-mail: kostin_izhevsk@
rambler.ru,
Костин А.В., к.т.н., доцент; e-mail: kostin_izhevsk@rambler.ru,
Шакиров Р.Р., к.т.н., доцент; e-mail: renmar@yandex.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*
- ПРЕИМУЩЕСТВА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТАНОЛА В ДИЗЕЛЕ
ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ 107
*Анфилатов А.А. – к.т.н., доцент; e-mail: anfilatov001@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- СНИЖЕНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА И САЖИ В ОТРАБОТАВШИХ
ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА 112
*Анфилатов А.А. – к.т.н., доцент; e-mail: anfilatov001@mail.ru,
Анфилатова Н.С. – аспирант; e-mail: wtk.kalina@bk.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- УМЕНЬШЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА И
САЖИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ
МЕТИЛОВОГО СПИРТА 117
*Анфилатов А.А. – к.т.н., доцент; e-mail: anfilatov001@mail.ru,
Анфилатова Н.С. – аспирант; e-mail: wtk.kalina@bk.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

- ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ЭТИЛОВОМ СПИРТЕ И РАПСОВОМ МАСЛЕ НА НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА 122
*Лиханов В.А. – д.т.н., профессор; e-mail Lihanov.va@mail.ru,
Арасланов М.И. – ассистент; e-mail: araslanov.mi@mail.ru,
Козлов А.Н. – ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ЭТИЛОВОМ СПИРТЕ И РАПСОВОМ МАСЛЕ 126
*Лиханов В.А. - д.т.н., профессор; e-mail Lihanov.va@mail.ru,
Арасланов М.И. - ассистент; e-mail: araslanov.mi@mail.ru,
Козлов А.Н. - ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГОРЕНИЯ ЗАПАЛЬНОГО ТОПЛИВА В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОДИЗЕЛЯ 130
*Гребнев А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: lv99@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ 139
*Гребнев А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: lv99@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ Д-243 НА НОМИНАЛЕ 144
*Деветьяров Р.Р. - к.т.н., доцент
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО СМЕСИТЕЛЯ-ДОЗАТОРА ПОДАЧИ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ЦИЛИНДРЫ ДИЗЕЛЯ 149
*Деветьяров Р.Р. - к.т.н., доцент
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

- ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЭТАНОЛА И РАПСОВОГО МАСЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ И ОБРАЗОВАНИЕ САЖИ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА 154
*Козлов А.Н. – ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru,
Арасланов М.И. - ассистент
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- ВЛИЯНИЕ СМЕЩЕНИЯ ФАЗ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ 158
*Козлов А.Н. – ассистент; e-mail: dnka59@mail.ru,
Арасланов М.И. - ассистент
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЯ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ 166
*Лиханов В.А. – д. т. н., профессор,
Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru,
Фоминых А.В. – ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ 170
*Лиханов В.А. – д. т. н., профессор,
Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru,
Фоминых А.В. – ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*
- ГОРЕНИЕ МЕТАНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОДИЗЕЛЯ 174
*Лопатин О.П. – к.т.н., доцент; e-mail: nirs_vsaa@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия, г.
Киров, Россия*
- ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ СГОРАНИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ 178
*Лопатин О.П. – к.т.н., доцент; e-mail: nirs_vsaa@mail.ru,
Скрябин М.Л. – к.т.н., доцент; e-mail: max.dvs@mail.ru*

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

СТАБИЛЬНОСТЬ МЕТАНОЛО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ ПРИ
ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЦЕТАНОПОВЫШАЮЩЕЙ ПРИСАДКИ 182

Романов С.А. – к.т.н., доцент; e-mail: romanov_td@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЕ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 4Ч 11,0/12,5 ПРИ
РАБОТЕ НА СПИРТО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ 186

Романов С.А. – к.т.н., доцент; e-mail: romanov_td@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ
БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ОТ НАГАРА 190

Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

ОКИСЛЕНИЕ САЖЕВЫХ ЧАСТИЦ В ЦИЛИНДРЕ
АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ 194

Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ КАНЦЕРОГЕННЫХ
СОЕДИНЕНИЙ В ЦИЛИНДРЕ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ
И ГАЗОДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ 201

Россохин А.В. – к.т.н., доцент; e-mail: rossokhin.dvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОСТРУКТУР ПОРШНЕВЫХ
АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ ДИЗЕЛЕЙ ПОСЛЕ МИКРОДУГОВОГО
ОКСИДИРОВАНИЯ 206

Скрябин М.Л. – к.т.н., доцент; e-mail: max.dvs@mail.ru

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия*

ОСНОВНЫЕ ТЕОРИИ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДНЫХ ПЛЕНОК
НА ПОРШНЕВЫХ СПЛАВАХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ОКСИДИРОВАНИИ 212

Скрябин М.Л. – к.т.н., доцент; e-mail: max.dvs@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия

САЖЕСОДЕРЖАНИЕ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ 220

Торопов А.Е. - к.т.н., доцент
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия

СОДЕРЖАНИЕ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ УСТАНОВОЧНО УОВТ 225

Торопов А.Е. – к.т.н., доцент
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия

ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ ОБРАЗОВАНИИ И ВЫГОРАНИИ САЖИ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ РАБОТАЮЩЕГО НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ 230

Торопов А.Е. – к.т.н., доцент
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИЗМЕНЕНИЯ НАГРУЗКИ 237

Лиханов В.А. – д. т. н., профессор,
Фоминых А.В.– ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru,
Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия

РАБОТА ДИЗЕЛЯ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ 241

Лиханов В.А. – д. т. н., профессор,
Фоминых А.В.– ассистент; e-mail: aleksander.fom@yandex.ru,
Копчиков В.Н. – ассистент; e-mail: kopchikov_viktor@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия

ВЛИЯНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПИРТА НА ТОКСИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ НА РЕЖИМЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА 246

- Чувашев А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: alexs_dvs@mail.ru*
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия
- ВЛИЯНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПИРТА НА ТОКСИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ 249
- Чувашев А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: alexs_dvs@mail.ru*
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия
- НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА МЕТАНОЛЕ 254
- Чувашев А.Н. – к.т.н., доцент; e-mail: alexs_dvs@mail.ru*
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия
- ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭМУЛЬСИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 258
- Чупраков А.И. – к.т.н., доцент; e-mail: chaidvs@mail.ru*
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Киров, Россия
- ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ И МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РОТАЦИОННОЙ БОРОНЫ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ПОЧВОЙ 263
- Касимов Н.Г. - к.т.н., доцент,*
Первушин В.Ф. - д.т.н., профессор,
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия
- ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ МАЛОГАБАРИТНОЙ АДАПТИВНОЙ ФРЕЗЫ 267
- Безруков А. В. – к.т.н., доцент; e-mail: bezrukow157@yandex.ru;*
Наумкин Н. И. – к.т.н., д.п.н., доцент; e-mail: naumn@yandex.ru;
Купряшкин В. Ф. – к.т.н., доцент; e-mail: kupwf@mail.ru
Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва,
г. Саранск, Россия
- ДИНАМИКА ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ СФЕРИЧЕСКОГО КЛУБНЯ ПО РАБОЧЕМУ ОРГАНУ ДИСКОВОЙ ПЛОСКОРЕШЕТНОЙ КАРТОФЕЛЕСОРТИРОВКИ 272

- Иванов А.Г. – к.т.н., доцент; e-mail:ivalgen@inbox.ru*
Шкляев А.Л. – к.т.н.; e-mail:balez_grad@mail.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия
- ЭКСПЛУАТАЦИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ КАПУСТЫ В УСЛОВИЯХ ХОЗЯЙСТВ УР 278
Касимов Н.Г. - к.т.н., доцент; e-mail: nikolakas@list.ru,
Константинов В.И. - аспирант; e-mail:
konstantinov.valentin14@yandex.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия
- КОМБАЙН С ОТДЕЛИТЕЛЕМ КЛУБНЕЙ В ВОСХОДЯЩЕМ ПОТОКЕ ВОРОХА 282
Васильева О.П. – к.т.н., доцент
Максимов Л.Л. – инженер 1 кат.
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г.Ижевск, Россия
- ДИНАМИКА ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО АГРЕГАТА 286
Сахапов Р.Л. – д.т.н., профессор; e-mail: rustem@sakhapov.ru,
Махмутов М.М. – к.т.н., доцент; e-mail: maratmax@yandex.ru
Казанский государственный архитектурно-строительный университет, г. Казань, Россия
- ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ СФЕРИЧЕСКОГО КОМПОНЕНТА ПРИ СХОДЕ СЛЕНТЫ ТРАНСПОРТЕРА МАШИНЫ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОМПОСТА 290
Мохов А.А. – инженер-конструктор; e-mail:uva-0239@inbox.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия
- ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВНУТРИПОЧВЕННОГО ПОСЕВА СЕМЯН СОШНИКОМ С АКТИВНЫМ РАССЕИВАНИЕМ 296
Дерюшев И.А. - к.т.н., доцент; e-mail: deryshev_ivan@mail.ru,
Торопов Л.А. – аспирант; e-mail: hiket@mail.ru
Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия
- ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КЛУБНЕЙ КАРТОФЕЛЯ ПО ПОВЕРХНОСТИ БАРАБАННОЙ СОРТИРОВКИ 302

Шкляев К.Л. - к.т.н. доцент; e-mail: roma.rus85@mail.ru

Шкляев А.Л. - к.т.н. доцент; e-mail: balez_grad@mail.ru

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОБРАБОТКИ НА
Триботехнические свойства баббитового покрытия
Б83 модифицированного короткоимпульсным
лазерным излучением 309

Ипатов А.Г. - к.т.н, доцент; e-mail: Ipatow.al@yandex.ru,

Шмыков С.Н. - к.э.н., доцент

*Ижевская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Ижевск, Россия*

УПРАВЛЕНИЕ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ В ДИЗЕЛЯХ МАШИНО-
ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПОЗИЦИОННЫМ ЭЛЕКТРОННЫМ
РЕГУЛЯТОРОМ 315

*Ф.З. Габдрафиков – д.т.н, профессор кафедры
«Теплоэнергетика и физика»; e-mail: gabdraфикov@mail.ru,*

*Р.Р. Сафина – аспирантка кафедры «Теплоэнергетика и
физика»; e-mail: safina-rimma1989@mail.ru*

*Башкирский государственный аграрный университет, г.Уфа,
Россия*

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С
КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПЬЮ УПРАВЛЕНИЯ 325

Жунисбеков П.Ж.,

Ундирбаев М.С.,

Нуржан Д.Ж.

*Казахский национальный аграрный университет г. Алматы
Кызылординский государственный университет им. Коркыт
Ата, г. Кызылорда, Казахстан*

Аяганов Е.М.

*Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*

ТЕОРЕТИКО-ГИПОТЕЗНАЯ РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ
ШНЕКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА К НАВЕСНОЙ СЕЯЛКЕ ДЛЯ
ВЫСЕВА СЕМЯН ЛЮЦЕРНЫ 331

Рахатов С.З. - д.т.н., доцент,

Нуржан Д.Ж.

КГУ имени Коркыт Ата, Казахстан

Аяганов Е.М.

*Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА 335

*Аладашвили И.К. – доцент, к.т.н.; e-mail:
s.aladashvili1101@gmail.com*

*Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*

СОДЕРЖАНИЕ САЖЕВЫХ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ
ГАЗАХ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ
ЭМУЛЬГИРОВАННЫХ ТОПЛИВ 341

*Чупраков А.И. – к.т.н., доцент; e-mail: chaidvs@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г.Киров, Россия*

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА И МЭРМ В ДИЗЕЛЕ 2Ч
10,5/12,0 НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА
СГОРАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ НА
НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ 345

*Юрлов А.С. – аспирант; e-mail: amadeus_92@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г.Киров, Россия*

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА И МЭРМ В ДИЗЕЛЕ 2Ч
10,5/12,0 НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА
СГОРАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ НА
ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО
МОМЕНТА 349

*Юрлов А.С. – аспирант; e-mail: amadeus_92@mail.ru
Вятская государственная сельскохозяйственная академия,
г.Киров, Россия*

ДИНАМИКА ПРОСТРАНСТВЕННЫХ УСТРОЙСТВ 353
*Мудров А.Г., д.т.н., профессор; e-mail: Alexmudrov42@rambler.ru
Казанский государственный архитектурно-строительный
университет, г. Казань, Россия*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОЙ
ПОДГОТОВКОЙ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ 357
Габдрафиков Ф.З., д.т.н., профессор.; e-

*mail: gabdrafikov@mail.ru,
Галиакберов У.С., аспирант; e-mail: gaursa01@mail.ru,
Гиндуллин В.М., аспирант; e-mail: positroniks@rambler.ru
Башкирский государственный аграрный университет,
г. Уфа, Россия*

ВОСПОМИНАНИЯ ОБ АКАДЕМИКЕ А.К. ЮЛДАШЕВЕ 366
*Галеев Г.Г. – к.т.н., профессор
Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*

**ПОВЫШЕНИЕ СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ В
ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА** 369
*Усенков Р.А. – к.т.н., доцент; e-mail:
rimtatarstan@mail.ru
Казанский государственный аграрный университет, г.
Казань, Россия*

**ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА,
РАБОТАЮЩЕГО С КУЛЬТИВАТОРОМ ККШ** 375
*Хафизов К.А. - д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,
Нурмиев А.А. - старший преподаватель; e-mail: azat-
nurmiev@mail.ru,
Хафизов Р.Н. - к.т.н.; e-mail: ramilajz@mail.ru
Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*

**ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА,
РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ДИСКОВОГО
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ТИПА БДМ** 381
*Хафизов К.А. - д.т.н., профессор; e-mail: fts-kgau@mail.ru,
Нурмиев А.А. - старший преподаватель; e-mail: azat-
nurmiev@mail.ru,
Хафизов Р.Н. - к.т.н.; e-mail: ramilajz@mail.ru
Казанский государственный аграрный университет,
г. Казань, Россия*