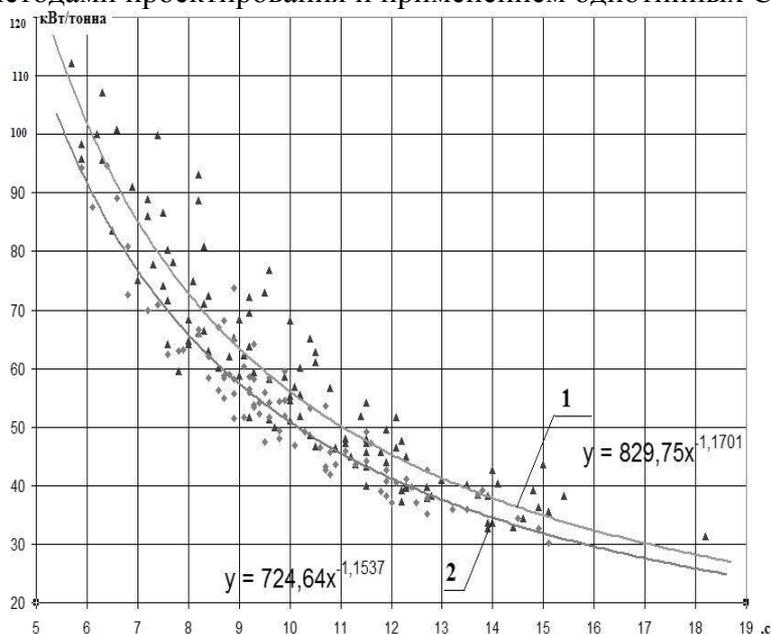


## АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА УСКОРЕНИЕ И ВРЕМЯ РАЗГОНА АВТОМ ОБИЛЯ

Ключников Д.А. - студент гр. СТМ -62, Беседин Л.Н. - к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

В условиях мирового финансового кризиса конкуренция на разных товарных рынках становится все жестче. В автомобилестроении наблюдается та же ситуация. Производители вынуждены постоянно расширять модельный ряд, совершенствовать свою продукцию, улучшать ее потребительские качества. Естественно, покупатели внимательнее выбирают автомобиль, тщательнее анализируют их показатели. Ускорение автомобиля и его максимальная скорость всегда влияли на выбор. Попытаемся проанализировать факторы, влияющие на величину ускорения автомобиля. Отправной точкой будем считать время разгона до 100 км/ч (66 миль/ч на американском рынке), которое указывают производители.

Ускорение автомобиля и, следовательно, время разгона зависит от ряда конструктивных факторов – момента инерции вращающихся деталей двигателя и трансмиссии, момента инерции колес, передаточных чисел трансмиссии, коробки передач и их соотношений, величины крутящего момента и его изменение от числа оборотов, видом переключения ступеней коробки передач. Влияние потерь энергии на разгон вращающихся масс на разгон особенно заметно на низших передачах. Но время разгона на них составляет малую величину в общем балансе времени разгона автомобиля. Построение ряда передаточных чисел коробки передач основано на рациональном использовании мощности двигателя и возможности переключения передач с меньшими потерями. Общие оптимизированные методы проектирования привели к тому, что все названные параметры подчиняются общим закономерностям. Это влияет на то, что снаряженная масса и конструктивные параметры трансмиссии однотипных автомобилей объединяются универсальными методами проектирования и применением однотипных САПР.



1 - бензиновые, 2 – дизельные

Рисунок 1 - Зависимость времени разгона от удельной мощности двигателя

В этих условиях целесообразно в качестве наиболее общего и содержательного параметра, характеризующего разгон автомобиля, использовать удельную мощность – отношение мощности двигателя к снаряженной массе автомобиля.

В ходе работы были проанализированы данные по времени разгона автомобилей различных классов основных фирм, использована информация по моделям 2008-09 годов

выпуска. Зависимость времени разгона от удельной мощности машин с бензиновыми и дизельными двигателями показана на рисунке 1.

При одинаковой удельной мощности дизельные двигатели обеспечивают более интенсивный разгон, чем бензиновые. Это можно объяснить большим запасом крутящего момента у двигателей с воспламенением от сжатия. Минимальное время разгона у автомобилей люкс - класса составляет 5,7 - 5,9 с (со средним мотором в гамме). Минимальное время разгона в классе спортивных легковых автомобилей составляет 3,5-3,7 с даже у машин, имеющих высокую удельную мощность – порядка 200-250 кВт на тонну. Стоит заметить, что дальнейшее уменьшение времени разгона ограничено только сцеплением шин с дорогой. Улучшение характеристик разгона возможно благодаря применению более совершенных шин, полноприводных трансмиссии, спойлеров и антикрыльев, увеличивающих нормальные реакции на колесах.

## ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ УСИЛИТЕЛЬ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Ченченко А.В. - студент, Горбачев А.В. - к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Система Electrical Power Steering («электрический руль», - разг.) автомобиля Toyota Prius.



Рисунок 1 - Датчик крутящего момента рулевого колеса

Рулевое управление (Steering Gear) включает в себя:

- Датчик крутящего момента рулевого колеса (Torque Sensor), - предназначен для обнаружения момента поворота рулевого колеса водителем и преобразование его в электрический сигнал (команду) для блока управления EPS. Torque Sensor состоит из двух датчиков контактного типа, которые передают для ECU EPMS два разных сигнала:

- Torque Sensor Signal 1
- Torque Sensor Signal 2

В зависимости от этих сигналов, ECU управляет DC motor- Электродвигатель постоянного тока (DC Motor), - в соответствии с полученной командой от ECU EPS, управляет редукционным механизмом рулевого управления (повороты направо-налево и т.п.), - рисунок 2, стрелка БЛОК УПРАВЛЕНИЯ (EPS ECU), - получает и преобразует

полученные сигналы (команды) от различных датчиков для управления DC motor. Особое внимание обращает



Рисунок2 - Электродвигатель постоянного тока

В случае неправильной работы системы выводит на дисплей визуальное предупреждение для водителя. Общая схема управления Electric Power Steering Обратите внимание, что для EMPS ECU при управлении DC motor требуется два основных сигнала:

- Torque Sensor Signal 1 (или Torque Sensor Signal 2)
- Rear Wheel Speed Sensor Signal

В зависимости от года выпуска автомобиля, расположение некоторых компонентов системы может быть различным. При возникновении сбоев в работе системы, предусмотрены специальные диагностические коды:

DTCC1515/15  
Torque Sensor Zero Point Calibration Not Performed  
DTCC1515/15  
Torque Sensor Zero Point Incomplete  
DTCC1524/24  
Motor Circuit Malfunction  
DTC U0073 and DTC U0121  
CAN Communication

Теперь, когда мы немного ознакомились с устройством данной системы, остановимся на некоторых нюансах, которые могут возникнуть при сборке-разборке рулевой рейки и осмотре её компонентов – из-за чего может возникнуть тот или иной код неисправности. Итак, -«Нюанс 1»:



Рисунок 3 - Torque Sensor в разобранном виде

Посмотрим на рисунок 3:

Здесь показан Torque Sensor в разобранном виде. Слева один датчик (Torque Sensor 1), справа другой (Torque Sensor 2). Интересующие нас места обозначим стрелками:

Стрелка 1 - Torque Sensor 1

Стрелка 2 - Torque Sensor 2

Как Вы считаете, какой из сигналов будет неправильным, из-за чего ECU EPMS «покажет» код неисправности?

Подсказка: «Правильный ответ : из-за некорректного сигнала Torque Sensor Signal 1».

Если и сейчас еще непонятно, то возьмите линейку и прямо на рисунке 3 измерьте расстояния и положения Torque Sensor 1 и Torque Sensor 2 в колодках. И вы увидите, что Torque Sensor 1 немного сдвинут вниз в отличие от Torque Sensor

Заметили? Все правильно... именно из-за этого ECU EPMS не будет «видеть» сигнал от этого сенсора. Почему такое может произойти?

Как обычно, «все просто» и, «как вариант»: Основная масса работников автосервиса привыкла разбирать и собирать какие-то узлы и агрегаты только при помощи «молотка и кувалды». Да, разобрать таким образом можно (но крайне осторожно, если нет специальных приспособлений и съемников), но вот собирать... категорически НЕ рекомендуется.

Особую трудность представляет аккуратно спрессовать и обратно запрессовать большую шестерню рулевого механизма. Ее изнутри на валу распирает специальная пружина. При запрессовке молоток и кувалда – ЗАПРЕЩЕНЫ! Иначе будете снимать и разбирать рейку заново. Если будете ТАК собирать – можете получить именно такой результат как описано выше, сенсор от удара может сдвинуться. Кроме того, что сдвинется сенсор, обязательно слетят контактные зажимы. Их всего 6 штук (на рисунке 4) их видно на конце пластины). Кстати, перед сборкой механизма, их лучше снять, почистить и поджать, чтобы они ту же сидели на своих местах. Это очень облегчит сборку.

«Нюанс 2»



Рисунок 4 - Истончение контактного слоя резистивной дорожки

Обратите внимание на то место, куда направлена отвертка на рисунке 4. Разглядели? Все правильно, это т.н. «потертости» (разг.) Контактный слой резистивной дорожки «истончился» и сигнал от этого сенсора уже не может быть правильным. Рейку при этом начинает «колотить». Т.е. она неожиданно начинает СИЛЬНО ТРЯСТИСЬ прямо в руках водителя. Многие водители, особенно женщины, просто физически не в состоянии «утихомирить» рейку – отсюда зафиксировано уже несколько ДТП по этой причине. Обычно ресурс дорожки составляет около 300 тыс.км.



Рисунок 5 - Исходное состояние

Обратите внимание: если на сенсор «просто смотреть», то сначала ничего заметить нельзя. И только поворачивая сенсор под разными углами – заметить можно. Напоследок еще совет: если решили «что-то» разобрать – обязательно пометайте исходное состояние, как на рисунке 5.

## БЕССТУПЕНЧАТЫЕ ТРАНСМИССИИ И ОСОБЕННОСТИ ИХ УСТРОЙСТВА

Медведев Г.В. - аспирант, Горбачев А.В. - к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Современные автомобили проектируются с учетом множества факторов. Если отбросить выражение : что «автомобиль – это средство передвижения из пункта А в пункт Б», то комплектация, дизайн, характеристики и т.д. настолько важны для современного покупателя, что порой об изначальном назначении автомобиля можно и забыть. Невозможно одной фразой обозначить все то, что сконцентрировано в автомобиле сегодня. Остановимся на одной – комфорт движения применительно к трансмиссии, а именно – как бесступенчатая трансмиссия повышает комфорт при движении автомобиля.

Перед изготовителями стоят непростые задачи :

- как сделать комфортный и недорогой автомобиль в определенном сегменте (классе )
- как снизить расход топлива и добиться экономичности
- как снизить токсичность выхлопа и улучшить экологию производства

Ответом для многих изготовителей стало использование новых типов трансмиссий, так называемых бесступенчатых трансмиссий или CVT. Внедрение этих трансмиссий позволило улучшить и экологический вопрос – снижение токсичности выхлопа.

Изначально эти трансмиссии были созданы для улучшения плавности движения, так как в них не было фиксированных передач. В дальнейшем использование этих трансмиссий позволило решить задачи по топливной экономичности и экологичности.

Тем не менее, все новые требования экологии выхлопа заставляют пересматривать и существующие концепции. Какие недостатки автоматических ступенчатых трансмиссии мешают сегодня снизить токсичность выхлопа и повысить комфорт движения? Да все те же передаточные числа, которые АКПП ( АТ ) унаследовала от ручной коробки передач РКПП (МТ). Принципиально АТ осталась МТ, только изменять передаточное число в ней стала

автоматика, которая перестала ошибаться в “выборе передачи”. Если рассматривать вопросы комфорта движения – то толчки при переключении как МТ так и АТ неизменны. Этих рывков лишена только CVT . Рассмотрим скоростные и тяговые характеристики автоматической трансмиссии.



Рисунок 1- Скоростная характеристика трансмиссии

Как видно из графика, при разгоне автомобиля ступенчатые АТ и РКП имеют “пилообразную” характеристику. Иными словами они приближаются в какой-то момент к оптимальной характеристике двигателя, но полностью повторить ее не могут. Частичная аппроксимация кривой достигается в многоскоростных АТ ( известны 7-ми ступенчатые АКПП ), но все равно в определенные моменты работа двигателя будет неэффективна с точки зрения оптимизации отбора максимального крутящего момента. Многоскоростные АКПП намного сложнее и дороже, кроме того они обладают большей массой. Это не вписывается в экономику производства автомобиля – при стремлении сделать более дешевый экземпляр, который должен быть экономичным, в том числе и из-за снижения общего веса. Кроме всего моменты переключения в МТ и АТ можно назвать “перегазовками” – резким скачком оборотов двигателя. В этих переходных моментах работа двигателя не оптимальна с точки зрения эмиссии, толчки и удары приводят к дополнительному износу механизмов. Комфорта эти рывки тоже не добавляют.

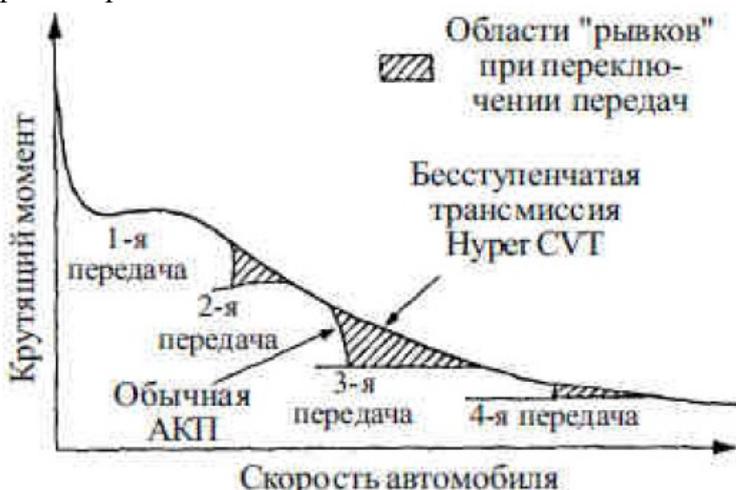


Рисунок 2 - Тяговая характеристика автоматической трансмиссии

Решение данных проблем возможно только бесступенчатой АКПП ( или CVT ) . Повторить кривую крутящего момента с максимальным приближением может только CVT. Так как изначально такая трансмиссия не имеет фиксированных передаточных чисел, а диапазон изменения очень большой и линейный, то в принципе, посредством электронного

управления, можно получить любое передаточное число в заданном диапазоне. Какие преимущества имеет CVT перед ступенчатыми трансмиссиями:

- плавность хода, особенно в области малых скоростей
- топливная экономичность за счет оптимизации работы двигателя
- снижение токсичности выхлопа
- оптимизация скоростных и тяговых характеристик

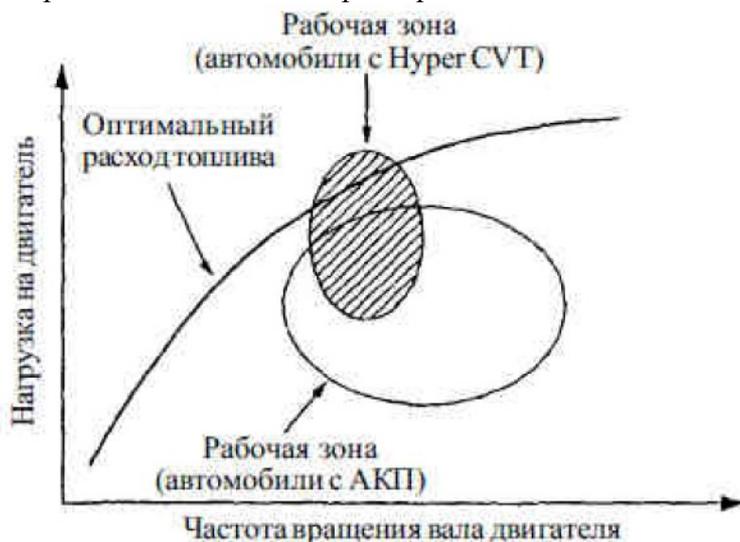


Рисунок 3 -Топливо – экономическая характеристика трансмиссии

Первые CVT на серийные автомобили стала устанавливать фирма NISSAN и этим автомобилем была MICRA в Европе, или MARCH в Японии.

Основу всех модификаций составляет стальной клиновидный ремень и два конусных шкива с раздвижными половинами. Шкивы сжимают ремень, и за счет силы трения, ремень передает крутящий момент с одного шкива на другой. Схематично это выглядит так :

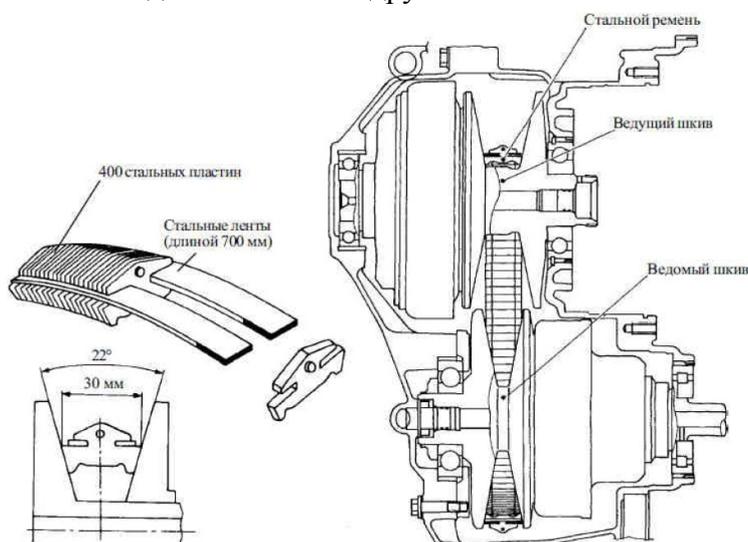


Рисунок 4 - Конструкция ремня CVT NISSAN , структурная схема CVT

Но не все CVT выполнены по такой схеме. Например на CVT AUDI используется совсем другая конструкция ремня от компании Luk – там звенья нанизаны на оси и имеют большую подвижность и радиус перегиба. Но в этом случае именно штоки и сегменты ремня несут нагрузку, так как рабочей является верхняя часть – эта конструкция работает как велосипедная цепь – тянет верхней ветвью.

Преимущества ремня LUK – большой радиус перегиба – тем самым можно получить большой диапазон изменения передаточных чисел. Недостаток – более сложная конструкция.

Преимущества ремня NISSAN – более дешевая конструкция, отсутствие зазоров от времени. Недостаток – нельзя сделать малый радиус перегиба, вследствие этого диапазон передаточных чисел ограничен.

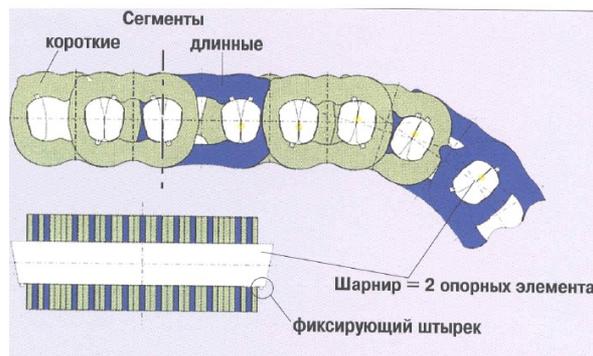


Рисунок 5 - Конструкция ремня CVT компании Luk

Ремень компании LUK позволяет передавать до 300 Nm крутящего момента, правда при давлении в шкивах 60 бар ( пиковое 100 бар ). Аналогичные CVT NISSAN устанавливаемые на моторы 3,5 литра могут передать такой момент при давлении 40 -50 бар, так как площадь контакта зацепления ремня и шкивов у NISSAN больше.

Несмотря на то, что подвижная и неподвижная половинка шкива вращаются синхронно, за счет люфта в подвижном соединении возникает угловое смещение одной половины шкива относительно другой. Каждый ремень сконструирован так, чтобы компенсировать эти смещения. Если в LUK – это сферические торцы и вращение звеньев, то NISSAN оставляет зазор в пакете пластин, который выбирается в нижней части ветви при формировании радиуса дорожки. В процессе работы любой трансмиссии возникают потери, которые снижают ее КПД.

## КАТАЛИТИЧЕСКАЯ ОЧИСТКА ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ С РАЗЛИЧНЫМ УГАРОМ МАСЛА

Грабовская Н.Н. - аспирантка, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Для очистки отработавших газов коллективом исследователей, при непосредственном участии автора были сконструированы, изготовлены и испытаны каталитические нейтрализаторы с пористыми проницаемыми металлокерамическими каталитическими блоками, полученными технологией самораспространяющегося высокотемпературного синтеза. Исследования проведены в период 600-часовых испытаний автомобильного дизеля 5Д6192 на заводе - изготовителе.

Результаты испытаний по 13-режимному циклу ЕЭК ООН приведены в таблице 1. Дизель имел угар масла 0,36% от расхода топлива. В результате испытаний обнаружено, что каталитический нейтрализатор по патенту №2189464 снижает содержание твердых частиц, практически до норм требований ЕВРО-3 и стандарта России с 2000 г. Важным обстоятельством является и то, что происходит снижение практически до норм ЕВРО-3 оксидов азота, оксида углерода и углеводородов. В испытанном нейтрализаторе было три ступени очистки газов.

Таблица 1 - Изменение состава твердых частиц в отработавших газах дизеля с различным угаром масла после каталитического нейтрализатора по патенту №2215880 РФ

Угар масла, %	С <sub>Тч</sub> , г/м <sup>3</sup>  до после	Твердые частицы в отработавших газах дизеля, в процентах (после нейтрализатора)							
		Топливного происхождения				Масляного происхождения			
		Сульфаты воды	Сажа	Органически растворимые фракции	Всего	Органически нерастворимые фракции	Сажа	Органически растворимые фракции	Всего
0,15	0,09	9	48	11	68	8	21	3	32
	0,05	31	6	25	62	24	4	10	38
0,20	0,13	9	36	10	55	13	22	4	39
	0,11	29	7	15	51	25	5	19	49
0,43	0,60	9	32	9	54	18	23	5	46
	0,28	22	9	11	42	27	8	23	58
0,60	1,10	11	29	8	48	22	25	5	52
	0,38	20	12	8	40	28	8	24	60

Отдельно проведены испытания этого же дизеля 5Д6-192 с каталитическим нейтрализатором, разработанным при непосредственном участии автора, защищены патентом № 2215880 РФ, имеющим дополнительный сажевый фильтр из металлокерамики. Результаты очистки отработавших газов дизеля от вредных веществ, включая твердые частицы, приведены в таблице 2. Из данных таблицы 2 видно, что нейтрализатор по патенту № 2215880 с тремя ступенями очистки позволяет добиться практически полного выполнения норм ЕВРО-3 по выбросам оксидов азота, углеводородам и приблизится к выполнению норм по выбросам твердых частиц с отработавшими газами.

Таблица 2 - Результаты оценки воздействия каталитической очистки отработавших газов дизеля 5Д6-192 с угаром масла 0,36% в нейтрализаторе по патенту №2215880 РФ

Оценочные показатели уровней вредных выбросов	Величины оценочных показателей, г/(кВт·ч)					Превышение уровней выбросов	
	Допустимые выбросы			Уровни выбросов		уровней выбросов	
	По ЕВРО-3	По ОСТ 37.000.234-81	Для России 2000 г.	Без нейтрализатора отработавших газов	С тремя ступенями очистки	Для России 2000 г.	По ЕВРО-3
q <sub>оц.</sub> NO <sub>x</sub>	5,00	18,36	5,00	10,30	5,44	1,09	1,09
q <sub>оц.</sub> CO	2,00	9,50	4,90	6,74	2,81	0,57	1,40
q <sub>оц.</sub> C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	0,60	3,40	1,20	0,18	0,12	0,10	0,20
q <sub>оц.</sub> ТЧ	5,00	18,36	5,00	10,30	5,44	1,09	1,09

Из данных таблицы 2 видно, что при работе с тремя ступенями очистки в диапазоне режимов 13-режимного испытательного цикла каталитический нейтрализатор обеспечивает частично выполнение требований ЕВРО-3 и перспективных требований по России. Это дает возможность заявить о том, что при ведении регулировок начала подачи топлива можно

достичь полного выполнения норм по уровням выбросов окислов азота, а при добавлении антидымных присадок в топливо - требуемых уровней выбросов твердых частиц с отработавшими газами.

**ВЛИЯНИЕ АНТИДЫМНЫХ ПРИСАДОК В ТОПЛИВА ДИЗЕЛЕЙ  
НА ДИСПЕРСНОСТЬ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ**  
Илларионов И.А. - студент группы СТМ - 51, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении влияния антидымной присадки в топливо дизеля на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов тепловых двигателей в качестве источника газов использовался четырехтактный шестицилиндровый дизель 6ЧН 15/18. Состав материала однороден, средний диаметр пор составлял  $d_p=150$  мкм, извилистость , пористость  $\Pi=0,425$ , толщина стенок мм, относительная площадь

фильтрующего материала  $F_{\text{фм}} = \frac{V_{\text{пм}}}{V_{\text{м}}} = 164 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}$ , объем пористого материала фильтра составлял  $2,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в продольных по уровням направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе, разделение твердых частиц по происхождению и составу.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 305-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0=290..398$  К, атмосферное давление  $P_0=754...758$  мм рт.столба, влажность воздуха  $W_0=62...68\%$ .

В качестве антидымной присадки в топливо использовались барийсодержащая присадка SLD фирмы "Labofina" (Бельгия).

Дизель 6ЧН 15/18 Д6Н-260 имел номинальную мощность 189 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> расход топлива 228 г/кВт\*ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{\text{ог}}$  составлял 1150 м<sup>3</sup>/ч.

В таблице 1 приведены сравнительные данные зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС - блока. Здесь же для оценки качества фильтрования приведено сравнение полученных результатов при полной мощности двигателя.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС - блоках

Количество присадки SLD в топливе, % по массе	Данные оптического зондирования			Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Температура: до фильтра после фильтра, К	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра	после фильтра		до фильтра	после фильтра
0	0,13	0,056	780/820	0,12	0,040
0,25	0,08	0,052	785/830	0,09	0,036
0,35	0,05	0,030	795/845	0,06	0,032
0,50	0,04	0,028	805/865	0,04	0,030

Из данных таблицы 1 видно, что при увеличении дозирования антидымной присадки до 0,5%; по массе топлива выбросы твердых частиц снижаются в 3,25 раза до фильтра нейтрализатора, а после фильтра – в 2 раза. Объясняется это тем, что присадка SLD выступает в роли диспергатора твердых частиц и основная доля последних имеет приведенный диаметр мкм.

$$d^{TC} \leq 3...4$$

### ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПЛОЩАДЬ САЖЕВОГО ФИЛЬТРА И ДИСПЕРСНОСТЬ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ

Курашов Е.Е. - студент группы СТМ - 51, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении влияния относительной площади фильтра на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов тепловых двигателей в качестве источника газов использовался четырехтактный шестицилиндровый дизель 6ЧН 15/18. Средний диаметр пор составлял  $d_p=150$  мкм, извилистость , толщина стенок мм, относительная площадь фильтрующего материала

$F_{\text{фм}} = \frac{V_{\text{пм}}}{V_{\text{ф}}} = 1,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ , объем пористого материала фильтра составлял  $2,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в продольных по сечениям направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе, разделение твердых частиц по происхождению и составу.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 3053-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0=289..295$  К, атмосферное давление  $P_0=752...760$  мм рт.столба, влажность воздуха  $W_0=78...82\%$ .

Дизель 6ЧН 15/18 Д6Н-260 имел номинальную мощность 189 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> расход топлива 228 г/кВт\*ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{\text{ог}}$  составлял 1150 м<sup>3</sup>/ч.

В таблице 1 приведены сравнительные данные зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС-блока. Здесь же для оценки качества фильтрования приведено сравнение полученных результатов.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС-блоках

Относительная площадь фильтра, $\frac{2}{m}$	Данные оптического зондирования			Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Температура: до фильтра, К	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра	после фильтра		до фильтра	после фильтра
$1,63 \cdot 10^{-4}$	0,188	0,130	800/860	0,195	0,130
$1,82 \cdot 10^{-4}$	0,186	0,128	780/840	0,190	0,130
$2,13 \cdot 10^{-4}$	0,181	0,126	700/770	0,180	0,125
$2,46 \cdot 10^{-4}$	0,180	0,120	580/650	0,180	0,120

Из данных таблицы 1 видно, что площадь фильтра, относительно к расходу газов, характеризующая напор полидисперсной газовой среды на пористую фильтрующую перегородку в значительной степени влияет на качество очистки газов. Данные оптического зондирования полостей реактора подтверждаются результатами прямых измерений.

## О ДИНАМИКЕ ДВС

Леонов Г. Н. - д.ф.-м.н., профессор, Фролов А. В. – аспирант, Шустов И. С. - инженер  
Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова (г. Барнаул)

Эксплуатация автомобилей чаще характеризуется переменными скоростями движения транспортных потоков в городских условиях. Вместе с тем двигатель внутреннего сгорания (ДВС) постоянно находится в скоростном режиме „разгон-торможение”. Актуальность исследования состоит в изучении динамики ДВС на нестационарных режимах его работы, а также выяснению условий его динамичности.

Под динамикой понимают раздел механики, изучающий движение материального тела под действием системы неуравновешенных сил [1]. Динамика изучает движение не только одного материального тела, но и конечного множества таких тел, связанных между собой. Исходя из функционального назначения ДВС и определения динамики, сформулируем определение динамики ДВС. Под динамикой ДВС следует понимать характер изменения закона вращения маховика под влиянием энерговыделения с учетом протекания процессов впуска, выпуска, сжатия, а также механического трения. В основу этого определения положено утверждение о том, что динамика энерговыделения определяет динамику двигателя.

„Любой физический процесс протекает в пространстве (и во времени)... При описании таких процессов приходится использовать ту или иную систему координат.” [2]. Следует отметить, что применение моделирования при изучении динамики ДВС требует от исследователей тщательного и аргументированного выбора такой системы координат. Во-первых, это должно коснуться выбора показателей работы двигателя; во-вторых, выбора независимых переменных, необходимых для описания динамики ДВС. Сформулируем следующие утверждения:

1. Если  $\omega(t) = \text{const}$ , то  $M(t) = 0$ .
2. Если  $\omega(t)$  – возрастающая функция на  $\tau_1 \leq t \leq \tau_2$ , то  $M(t) > 0$ .
3. Если  $\omega(t)$  – невозрастающая функция на  $\tau_1 \leq t \leq \tau_2$ , то  $M(t) < 0$ .

Утверждение 1 справедливо для времени одного такта в двигателе, что в диапазоне этого такта закон изменения угловой скорости вращения маховика постоянен с ненулевым начальным условием  $\omega(t=0) = \omega_0$ . Возможна и экстраполяция данного утверждения на любой ограниченный промежуток времени работы ДВС.

Одним из важнейших динамических показателей работы ДВС является кривая эффективного крутящего момента [3]. Кривая эффективного крутящего момента имеет особое значение при изучении динамики ДВС, а также при глубоком анализе вибраций, шума в двигателях и т.д.

На основании утверждений 1, 2, 3 сформулируем следующее условие:

$\omega(t)$  – возрастающая функция, ДВС „тянет”

Практический интерес представляет случай, когда ДВС не тянет, однако второй случай не менее важен при изучении причин динамической тяги двигателя. Для того чтобы более наглядно проиллюстрировать сказанное, достаточно рассмотреть развитие вопросов, связанных с моделированием динамики ДВС.

Теоретические исследования динамики ДВС осуществлялись с момента появления первых моделей двигателей, аналогичных экспонатам, применяемых в настоящее время. Обычно работы исследователей посвящались описанию конструкции двигателей, а также излагались общие вопросы о показателях качества работы ДВС. К ним следует отнести давление и температуру газов при горении, степень сжатия, расход топлива, частоту вращения, крутящий момент, мощность, К.П.Д. и т.д.

В простейшем случае, когда необходимо исследовать влияние одного или нескольких параметров, а также условий подвода теплоты, режима работы, на К.П.Д., мощность, крутящий момент, исследователи искали эмпирико-теоретические зависимости, количественно раскрывающие суть затронутых ими вопросов практики. Такие зависимости изложены в ряде работ [3 – 6], которые имеют большой научный и практический интерес.

Вместе с тем, актуальными были и остаются вопросы точного прогнозирования показателей работы ДВС. Группой ученых таких, как В.И. Гриневецкий, Н.Р. Бриллинг, Е.К. Мазинг, Б.С. Стечкин и др., был разработан тепловой расчет двигателя. На основе этого расчета были получены зависимости, учитывающие влияние реального состава рабочего тела, политропического характера процессов сжатия, расширения, на индикаторные показатели ДВС. „Расчет строится на численных методах подсчета отдельно взятого процесса. При правильном подборе начальных данных тепловой расчет по Гриневецкому позволяет достаточно точно дать оценку среднего индикаторного давления цикла, индикаторного К.П.Д., определить мощность двигателя при заданной величине его рабочего объема или выбрать рабочий объем при заданной мощности ДВС, построить индикаторную диаграмму цикла и получить, таким образом, данные, необходимые для динамического расчета двигателя... ”[7].

Следует отметить, что тепловой метод расчета двигателя является приближенным, позволяет получить необходимые количественные оценки некоторых показателей работы ДВС, однако он не дает качественной картины работы двигателя.

Разработанный Гриневецким и развитый в трудах Н.Р. Бриллинга, Е.К. Мазинга, Б.С. Стечкина тепловой метод расчета, применяется и по настоящее время при исследовании двигателей. Несмотря на ограниченные возможности и ряд недостатков, метод уточняется и принимает более совершенный вид. В целом дальнейшее развитие теплового метода расчета строится по принципу создания „глобальной” модели, которая могла бы наиболее полно и точно учитывать физико-химические процессы, а также устанавливать качественную связь между ними.

Отдельные исследования динамики ДВС построены по принципу кинематического и динамического анализа двигателя. Сначала делается кинематический анализ КШМ при некоторых сделанных допущениях. По мнению авторов [3–5], постоянство угловой скорости вращения маховика и отсутствие зазоров между звеньями КШМ значительно упрощает кинематический анализ КШМ. На основе принятой идеализации, осуществляется описание динамики двигателя через координату  $\varphi$  (угол поворота коленчатого вала).

Действительно, если принять допущение о постоянстве угловой скорости вращения к.в., тогда справедливо утверждение 1. Двигатель характеризуется нулевым эффективным крутящим моментом. Таким образом, можно говорить о динамическом анализе ДВС, который работает в безнагрузочном режиме. Этот случай малоприменим, однако представляет научный интерес.

Учитывая то, что двигатели чаще работают на „разгоночных” режимах в условиях переменных нагрузок, наибольший интерес представляет случай, когда закон вращения не постояен. Сделанное авторами [3 – 5] допущение о постоянстве угловой скорости вращения маховика с точки зрения динамического анализа ДВС не имеет практического применения.

Следуя идеям Г. Вейля [2], в качестве обобщенной координаты выбираем параметр  $t$  (время). Переменная  $t$  используется в роли независимой переменной при описании физико-химических, газодинамических и механических процессов в ДВС.

Обращаясь к определению динамики ДВС, сформулированному в данной работе, предлагаемый метод описания работы ДВС связывает энерговыделение с законом вращения маховика. Говоря об энерговыделении, важно отметить, что для достаточно полного описания закона энерговыделения можно применять кривую выгорания топлива. Следует также подчеркнуть, что при моделировании динамики ДВС важное практическое применение будет иметь кривая давления рабочих газов при горении.

Для теоретических расчетов особое значение имеет аналитическое представление закона изменения давления, характеризующего энерговыделение. Опираясь на теорию горения, можно получить закон выгорания топлива с учетом влияния различных факторов таких, как угол опережения зажигания, химический состав топлива, коэффициент избытка воздуха и т.д. Полученный таким образом закон выгорания топлива может быть сопоставлен с полученными аналитическими зависимостями давления газов во времени и успешно применен в исследовании динамики ДВС.

Прежде чем говорить о связи энерговыделения с динамикой ДВС необходимо указать на кинематический анализ КШМ, который указывает на связь между скоростями и ускорениями разных точек механизма. Так найдена связь между скоростью поршня и скоростью вращения

маховика [8]: 
$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{L \frac{dX}{dt}}{\sqrt{(L+R)^2 - 2LX} \sqrt{R^2 - X^2} \sqrt{L^2 + (L+R)^2 - 2LX}}$$
 (1), где  $L, R$  – длины шатуна и радиус кривошипа соответственно,  $X$  – функция перемещения поршня.

Выражения для  $X$  и  $\frac{dX}{dt}$  вытекают из дифференциального уравнения динамики ДВС:

$$PS = m^{\Sigma} \frac{d^2 X}{dt^2},$$
 (2), где  $S$  – площадь поперечного сечения поршня,  $m^{\Sigma}$  – масса КШМ, приведенная к поршню,  $P$  – закон изменения давления.

Уравнения (1–2) позволяют сделать предварительный вывод: предлагаемый подход основан на феноменологии протекающих в двигателе процессов, а также позволяет количественно и качественно связать энерговыделение с законом вращения маховика.

Более того возможна постановка более широких исследований следующего характера:

1. влияние химического состава топлив на поведение динамики ДВС;
2. повышение топливной экономичности путем оптимизации процесса энерговыделения;
3. снижение вибраций и шумов в ДВС путем регулирования процесса горения;
4. повышение технических показателей работы ДВС (мощность, момент, К.П.Д.) за счет улучшения процесса горения и др.

Данный пласт исследований имеет фундаментальное значение для современной науки и автомобильной техники.

## Литература

1. Лурье А.И. аналитическая механика. – М.: Наука, 1961. – 824 с.
2. Вейль Г. Симметрия / Пер. с англ. Б.В. Бирюкова, Ю.А. Данилова – М.: Наука, 1968. – 192 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. В.Н. Луканина – М.: ВШ, 1985. – 311 с.
4. Автомобильные двигатели / Под ред. М. С. Ховаха – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. Орлина А. С., Круглова М. Г. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
6. Петриченко Р. М. САПР в двигателях внутреннего сгорания. Учеб. пособие. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 244 с.

7. Лернер М. О. Регулирование процессов горения в двигателях с искровым зажиганием. М., Наука, 1972, 295 с.

8. Леонов Г. Н., Фролов А.В. О функциональной связи между давлением в камере сгорания и динамикой ДВС. Электронный интернет-журнал „Горизонты образования”, 2005. – 3 с.

**ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ФУНКЦИИ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ  
ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ВОПРОСУ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО**  
Леонов Г. Н. – д.ф.-м.н., профессор, Фролов А. В. – аспирант, Шустов И. С. – инженер  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

За последние несколько десятилетий устройство автомобилей серьезно изменилось. Все большее значение получает электронное управление системами автомобиля. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей стал практически невозможен без специального оборудования. Управление человеком теми или иными системами постепенно сводится к минимуму, чтобы избежать ошибок водителя при эксплуатации транспорта. Все эти изменения коснулись и двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

ДВС изменились конструктивно, изменились материалы, используемые при изготовлении основных узлов и систем двигателя. В бензиновых двигателях все чаще используют многоточечный фазированный впрыск, а в некоторых уже и непосредственный впрыск. Для этой цели используется электронный блок управления двигателем (ЭБУ), который контролирует впрыскиваемое количество топлива, необходимое для выделения требуемой энергии, полноты сгорания, которая определяется количеством вредных выбросов в атмосферу. В современных двигателях на каждом цилиндре используется по четыре клапана и более, два клапана на впуск и два на выпуск. «Все чаще находят применение механизмы газораспределения, обеспечивающие управляемое изменение фаз газораспределения и закона подъема клапанов». [1]

Естественно такие серьезные изменения в конструкции и работе двигателей обязательно должны сопровождаться адекватной физико-математической моделью. В идеальном случае, всем нововведениям в технике должны предшествовать модели, на основе которых и будет работать устройство или система. В нашей же стране все с точностью наоборот, а часто работе того или иного изобретения нет адекватного теоретического описания и при расчетах зачастую пользуются зависимостями и закономерностями, полученными ранее.

Вследствие этого, при разработке современных двигателей в России, пользуются той моделью работы ДВС, основы которых заложили Стечкин, Мазинг, Гриневицкий и т.д. Конечно, она претерпела некоторые изменения с начала двадцатого века, но только за счет поправочных коэффициентов. А ведь та теория работы и устройства ДВС была создана для тихоходных двигателей (судходных, тракторных, автомобильных), которые работали почти всегда в одном режиме на одних и тех же оборотах. Именно поэтому основным допущением этой теории было постоянство угловой скорости.

Но это допущение невозможно принять для современных двигателей. Современные автомобили в большей степени эксплуатируются в городском цикле в постоянно-меняющемся режиме.

Это же можно отнести и к процессам газообмена. Считать постоянными термодинамические параметры и скорость истечения газов критической нет существенных обоснований.

Все это обусловлено влиянием всех этих факторов на давление внутри цилиндра, которое в свою очередь непосредственно влияет на динамику двигателя внутреннего сгорания. Динамика ДВС определяется, прежде всего, процессом энерговыделения, но силы

сопротивления, возникающие на вспомогательных тактах, вносят серьезный вклад в конечный результат работы двигателя.

Если рассматривать процессы газообмена в цилиндрах ДВС, то по сути вся задача сводится к определению давления в каждый момент времени для полужамкнутого объема с подвижным дном.

Для процессов газообмена, мы можем записать уравнение сохранения энергии в интегральной форме:

$$p^0 V^0 e^{\frac{k-1}{R} \frac{Q_m}{mT}} = p V^k$$

- где  $p^0$  - начальное давление газа в цилиндре;
- $V^0$  - начальный объем цилиндра;
- $Q_m$  - тепло, отданное системой в окружающую среду;
- $m$  - текущая масса газа в цилиндре;
- $T$  - текущая температура газа в цилиндре;
- $k$  - показатель адиабаты;
- $R$  - универсальная газовая постоянная.

После ряда преобразований, получается, что изменение состояния газа в полости цилиндра сводится к политропическому процессу:

$$p = p^0 \left( \frac{V^0}{V} \right)^n$$

где  $n$  - коэффициент, зависящий от конструктивных и геометрических параметров двигателя.

«Однако следует иметь в виду, что для любой ограниченной области перемещения поршня показатель политропы не является величиной постоянной, но чем уже эта область, тем меньше пределы его изменения состояния параметров газа имеет место в каждой точке области перемещения поршня, но характеризует лишь мгновенное изменение этого состояния». [2]

Рассмотрим несколько вариантов функции изменения давления в цилиндре на такте выпуска, в зависимости от функции изменения объема, с переменным показателем политропы (Рисунок - 1).

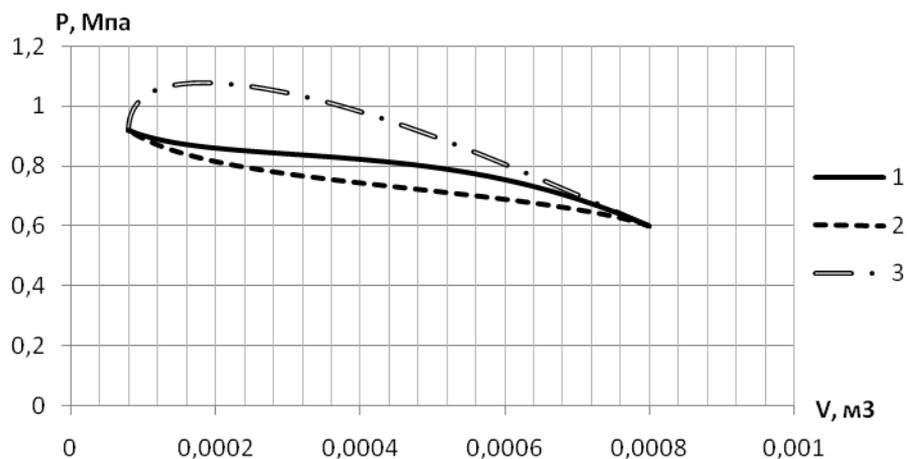


Рисунок 1 – Функция изменения давления внутри цилиндра на такте выпуска, с переменным показателем политропы  $n$ , в зависимости от закона изменения объема:

$$1 - \frac{V}{V^0 - (V^0 - V^{ce})^{\frac{1}{t}}}, 2 - \frac{V}{\sqrt{\frac{V^{ce} - V^0}{t}} + V^0}, 3 - \frac{V}{\sqrt{\frac{V^0 - V^{ce}}{t}} (t - 1) + V^{ce}}$$

Как видно из рисунка, давление газа в цилиндре на такте выпуска имеет разные законы изменения в зависимости от функции изменения объема. Вследствие этого, получается, что в случае обеспечения определенной скорости движения поршня, можно управлять давлением внутри цилиндра, что естественно повлияет на динамику ДВС в целом.

## Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. И исправ. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.: ил.
2. Орлов Б. В., Мазинг Г. Ю. Термодинамические и баллистические основы проектирования ракетных двигателей на твердом топливе: Учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1979.-392 с., ил. 88.

## ВЛИЯНИЯ УГАРА МАСЛА В ДИЗЕЛЕ НА ДИСПЕРСНОСТЬ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ

Медведев Г.В. - аспирант, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении влияния угара смазочного масла в дизеле на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов тепловых двигателей в качестве источника газов использовался четырехтактный шестицилиндровый дизель 6ЧН 15/18. Средний диаметр поршней составлял  $d_{\text{п}}=150$  мкм, извилистость \_\_\_\_\_, толщина стенок \_\_\_\_\_

мм, относительная площадь фильтрующего материала  $\delta_{\text{СТ}} = 17$ , объем пористого материала фильтра составлял  $2,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

$$F_{\text{фм}} = \frac{F_{\text{ф}}}{F_{\text{м}}} = 164 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{м}^2}$$

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в продольных по сечениям направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе, разделение твердых частиц по происхождению и составу.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 305-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0=290..398$  К, атмосферное давление  $P_0=756..762$  мм.рт.столба, влажность воздуха  $W_0=70..80\%$ .

Дизель 6ЧН 15/18 Д6Н-260 имел номинальную мощность 189 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> расход топлива 228 г/кВт\*ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{\text{ог}}$  составлял  $1150 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

В таблице 1 приведены результаты исследования: сравнительные данные зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС-блока. Здесь же для оценки качества фильтрования приведено сравнение полученных результатов.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС-блоках в зависимости от угара масла

Угар масла в процентах от расхода топлива	Данные оптического зондирования			Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Температура:  _____, К	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра	после фильтра		до фильтра	после фильтра
0,15	0,040	0,025	<del>740/770</del> после фильтра	0,04	0,02
0,20	0,048	0,042	775/790	0,05	0,03
0,32	0,071	0,055	790/820	0,07	0,05
0,60	0,176	0,121	800/30	0,19	0,12

Из данных таблицы 1 видно, что увеличение угара масла с 0,15 до 0,60% от расхода топлива приводит к увеличению выбросов твердых частиц в 4,4 раза. Совпадение данных оптического зондирования полостей реактора с результатами прямых измерений путем отбора газов в основном составило 20...1%. Качество фильтрации газов в СВС-фильтрах находится в пределах 38...32%.

### АНАЛИЗ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В СОСТАВЕ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ

Мищенко П.А. - студент группы СТМ - 51, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Угар масла в дизеле определяется по доливу и исчисляется в процентах от расхода топлива  $\Delta_{ум}$ , в кг/ч или в г/(кВт ч). Для дизелей размерности 15/18 расход масла на угар составляет 1,36...2,00 г/(кВт ч) для новых моделей и до 6 г/(кВт ч) для старых моделей.

Зная, удельный расход масла на угар и учитывая, что около 85...90% масла от общего угара приходится на цилиндро-поршневую группу, производим расчет удельного расхода масла на угар в цилиндре дизеля:

$$q_{гч} = G_{гч} / \eta_e \cdot 0,9, \text{ г/(кВт ч)}, \quad (1)$$

Расход отработавших газов производим по выражению:

$$V_{ог} = 4,148 \cdot 10^{-3} \cdot G_T \cdot T_K \cdot (\alpha + 0,0675) / P_K, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (2)$$

Часовой выброс твердых частиц определяется:

$$G_{гч} = C_{гч} \cdot V_{ог} / 1000, \text{ кг/ч}, \quad (3)$$

Далее используем результаты химических анализов состава твердых частиц в результате которого определяется в %:  $\Delta_{МП}$  - доля масляного происхождения и  $\Delta_{ТП}$  - доля частиц топливного происхождения, и рассчитываем часовые выбросы:

$$G_{МП} = G_{гч} \cdot \Delta_{МП}, \text{ кг/ч}, \quad (4)$$

$$G_{ТП} = G_{гч} \cdot \Delta_{ТП}, \text{ кг/ч}, \quad (5)$$

В цилиндрах дизеля сгорает в час:

$$G_{ТМ} = G_T + 0,9 \cdot G_M, \text{ кг/ч}, \quad (6)$$

Суммарное количество сажи топливного  $G_{ТП}$  и масляного  $G_{МП}$  происхождения определяем:

$$G_C = G_{МП} + G_{ТП}, \text{ кг/ч}, \quad (7)$$

Теперь отношение выбросов сажи к выбросам твердых частиц показывает долю сажи в выбросах твердых частиц:

$$\Delta_c = (G_c / G_{тч}) \cdot 100, \% , \quad (8)$$

Указанные выше выражения были использованы автором настоящей работы при оценке результатов экспериментального исследования и участия масла в формировании выбросов твердых частиц в дизеле.

В таблице 1 приведены данные о составе твердых частиц при частоте вращения коленчатого вала равной 1900 мин<sup>-1</sup>, мощности дизеля 250 кВт, часовом расходе топлива 51 кг/ч, часовом расходе масла 0,34 кг/ч, часовом расходе отработавших газов V<sub>ог</sub> равной 1087 м<sup>3</sup>/ч.

Таблица 1 - Состав твердых частиц в отработавших газах дизеля 4ЧН15/18 при 1900 мин<sup>-1</sup>, P<sub>e</sub> = 1,2 МПа и выбросах твердых частиц 0,5 г/м<sup>3</sup> или q<sub>тч</sub> = 2,176 г/(кВт ч)

Твердые частицы в отработавших газах дизеля, в процентах по массе							
Твердые частицы топливного происхождения				Твердые частицы масляного происхождения			
Сульфаты воды	Сажа топливного происхождения	Органически растворимые фракции	Всего	Органически нерастворимые фракции	Сажа масляного происхождения	Органически растворимые фракции	Всего
12	42	10	64	8	23	5	36
				65%			
		15%					

## О НЕОБХОДИМОСТИ ПОСТАНОВКИ ВОПРОСОВ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА В КАЧЕСТВЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ТОПЛИВА

Носырева С.Ю. — студент, Гвоздев А.М. — к.т.н., ст. преп.  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

На современном этапе развития науки и техники двигатель внутреннего сгорания (ДВС) остается основным типом привода для большинства мобильных и стационарных установок. Этим объясняются высокие темпы использования энергоресурсов, в балансе потребления которых ведущую роль занимают нефть и нефтепродукты. Нефть является невозобновляемым природным ресурсом, поэтому необходим переход к ее более рациональному использованию.

В современных условиях все более возрастающую роль играют экологические проблемы. При значительном увеличении масштабов и росте темпов автомобилизации возникает ряд серьезных вопросов, связанных с вредными для окружающей среды и человека последствиями, сопровождающими этот процесс. Улучшение экологических показателей современного дизеля и экономия топлива, производимого из невозобновляемых ресурсов, являются важными задачами. Их решение может быть достигнуто применением альтернативных топлив. Одним из перспективных топлив, широко рассматриваемых в последние годы, является диметилвый эфир (ДМЭ). Его благоприятные физико-химические

показатели способствуют полному устранению дымности выхлопных газов и снижению их токсичности. Основные свойства ДМЭ в сравнении с дизельным топливом (ДТ) этанолом приведены в таблице.

Таблица

Основные свойства ДМЭ, ДТ и этанола

Свойства	ДТ	ДМЭ	Этанол
Химическая формула	-	CH <sub>3</sub> -O-CH <sub>3</sub>	CH <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> -OH
Мольный вес г/моль	208	46	46
Низшая теплота сгорания МДж/кг	42,5	27,6	25,0
Вязкость мм <sup>2</sup> /с	3-6	0,15	-
Плотность кг/м <sup>3</sup>	840	660	810
Цетановое число	40...55	> 55	8
Температура самовоспламенения °С	250	235	420
Давление насыщенных паров 10 <sup>5</sup> Па	0,003	5,1	0,17
Стехиометрическое соотношение кг/кг	14,6	9,0	9,0
Модуль упругости МПа	1200	470	-
Температура кипения °С	180...370	-25	78
Теплота парообразования кДж/кг	250	410	904
Скорость звука м/с	1210	840	-
Пределы взрываемости (% паров топл. в возд.)	0,6...6,5	3,4...18	3,5...15
Содерж. углерода %	86,0	52,2	52,2
Содерж. водорода %	14,0	13,0	13,0
Содерж. кислорода %	-	34,8	34,8

Анализ характеристик ДМЭ в сравнении с ДТ и этанолом показывает, что ДМЭ благодаря высокому цетановому числу может быть использован в качестве топлива для дизелей. Процесс сгорания ДМЭ вызывается воспламенением от сжатия, благодаря низкой температуре воспламенения, при этом диффузионное горение продолжается при полном отсутствии образования сажи из-за отсутствия в молекуле ДМЭ связей С-С и высокому содержанию кислорода, наряду с высокой скоростью испарения.

Работы по переводу дизелей на ДМЭ ведутся как за рубежом, так и в нашей стране (МГТУ, МАДИ, АлтГТУ и др.). Достигнуты результаты, доказывающие снижение экологической нагрузки двигателя на окружающую среду при сохранении основных энергетических показателей. Выявлены основные направления, по которым должны проводиться исследования. В частности, это создание надежной топливной системы способной организовать прокачку ДМЭ по линиям низкого давления.

Однако при оценке эффективности использования нового топлива необходим комплексный подход, к его технико-экономическим показателям учитывающий весь комплекс мероприятий по созданию инфраструктуры по его производству, сырьевой базы, хранению, работ по переоборудованию существующих двигателей и т.д. При этом преимущества, получаемые при непосредственном использовании на двигателе могут свестись на нет остальными звеньями технологической цепи. В связи с этим необходимо обратить внимание на проблему безопасного применения ДМЭ на автотранспорте. Хотя и накоплен большой опыт эксплуатации автомобилей на газовом топливе, но у ДМЭ есть некоторые особенности по сравнению с традиционным газовым топливом. В частности, низкая вязкость ДМЭ предполагает высокий уровень утечек через зазоры в прецизионных парах, при этом ДМЭ является химически агрессивным веществом к некоторым уплотняющим материалам и пластмассам, используемым в штатных топливных системах. Следовательно, необходимо провести исследования для поиска материалов совместимых с ДМЭ. При этом ДМЭ обладает слабым наркотическим действием, что предполагает необходимость наряду с созданием технических систем, предотвращающих утечку ДМЭ, изменения правил и инструкций по безопасной эксплуатации автотранспорта и тех же

документов для персонала автозаправочных станций. Игнорирование данных проблем может затруднить внедрение ДМЭ в качестве автомобильного топлива.

## ПРИМЕНЕНИЕ ГИБРИДНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК НА СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЯХ

Павлов Е.Д. - студент гр. СТМ -62, Беседин Л.Н. - к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

На данное время автомобиль является самым распространенным и массовым видом транспорта, который постоянно развивается и требует усовершенствований. Тенденции развития автомобилестроения сводятся к решению проблем по топливной экономичности, и строгих требований по количеству вредных выбросов в окружающую среду. Самым эффективным решением этих проблем в данное время является применение гибридного привода. Применение гибридной энергоустановки позволяет:

- снизить в 10 раз уровни выбросов вредных веществ;
- обеспечить экономию топлива от 25% до 50% ;
- применять ДВС меньшей мощности;
- повысить комфортность (снизить шум, вибрацию);

Известны несколько компоновочных подходов в создании тягового электрооборудования:

Параллельная схема обеспечивает передачу крутящего момента, как от двигателя внутреннего сгорания, так и от электромотора, который компенсирует недостатки момента, неравномерности ДВС, обеспечивая плавность хода и экономию топлива за счет энергии накопителя. С возможностью на малых оборотах движение только на электродвигателе, с подключением ДВС при наборе определенной скорости. Эта схема имеет высокий КПД и хорошие показатели по массе и габаритам, а так же не дорога по сравнению с другими компоновками. К существенным недостаткам относится, увеличения выбросов по сравнению с последовательной схемой, нестабильность работы ДВС.

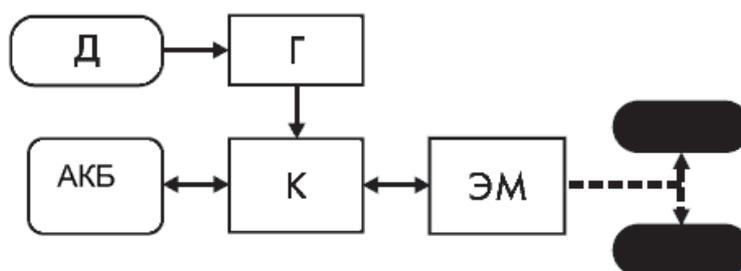


Рисунок 1 - Параллельная схема

Последовательная схема в отличие от параллельной компоновки исключается связь колес с ДВС, который приходится источником энергии для генератора, который уже питает электродвигатели привода колес. Между генератором и источником механической энергии располагается накопитель энергии (батарея аккумуляторов). Накопитель поглощает избытки уже выработанной электрической энергии. Такая схема позволяет нормализовать режимы работы ДВС в области топливной экономичности и минимальных выбросов. Эта схема позволяет использование двигателей малой мощности при сохранение достаточного крутящего момента. К недостаткам схемы можно отнести двойное преобразование

электрической энергии, которое способствует уменьшения КПД. Положительная сторона схемы, что она эффективна в городском режиме.

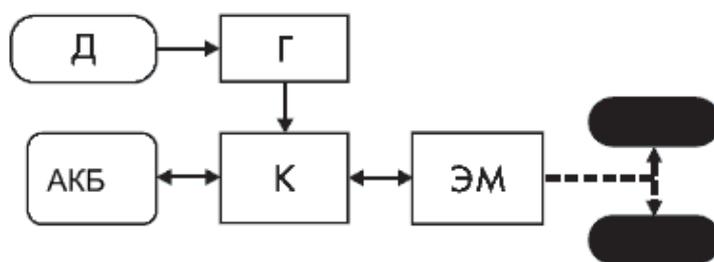


Рисунок 2 - Последовательная схема

Комбинированная схема включает в себя преимущества выше изложенных схем. Специальное устройство согласует работу двух источников энергии. Это устройство позволяет перераспределять потоки мощности между ДВС и электрическим накопителем, обеспечивая двумя способами передачу энергии на колеса. Такая схема позволяет двигаться от одного источника, так и от двух сразу, и осуществлять передачу крутящего момента как от ДВС, так и от электрического двигателя, либо только одним. Данная схема позволяет добиться высокой экономичности, также обеспечивает оптимальные режимы работы тягового привода, но в тоже время является сложной в конструкции, требует дорогостоящих механических элементов.

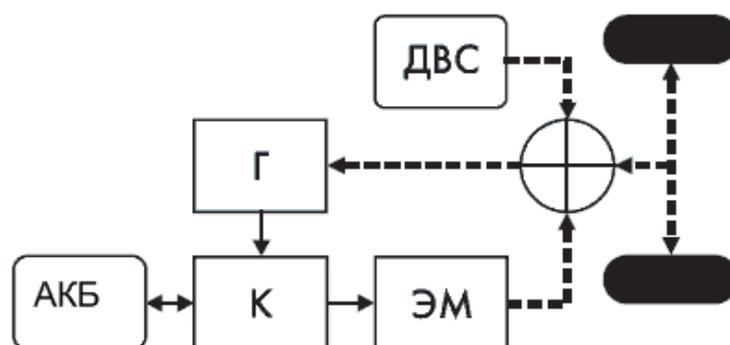


Рисунок 3 - Комбинированная схема

Раздельная схема подразумевает работу либо от ДВС, на больших скоростях, либо от электродвигателя, при малых скоростях. Преимуществом этой схемы является простота конструкции. Невозможность работы одновременно от двух источников энергии ограничивает ее применения.

Заслуживает внимание разработки в направлении использования электродвигателя для движения автомобиля, а «бензиновый» мотор малой мощности в паре с генератором и управляющей системой служит для частичной подзарядки батарей. В городских условиях движения при суточных пробегах менее 100 км такая конструкция позволяет двигаться без включения ДВС при условии подзарядки аккумуляторной батареи в нерабочее время. Также не ослабевает внимание к силовым установкам автомобилей работающих на водороде с использованием топливных элементов. Вероятность широкого применения одной из концепции на наш взгляд определяется общими экономическими условиями и соотношениям цен на электроэнергию и углеводородное топливо, так как программы разработки и производства перспективных энергетических установок автомобилей требуют высоких финансовых затрат, также необходимо учитывать изменение экологических требований к автомобилю.

## ВЛИЯНИЕ СРЕДНЕГО ДИАМЕТРА ПОР ФИЛЬТРА НА ДИСПЕРСНОСТЬ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ

Павлова Ю.В. - аспирантка, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении влияния среднего приведенного диаметра пор на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов тепловых двигателей после очистки в качестве источника газов использовался четырехтактный шестицилиндровый дизель 6ЧН 15/18. Средний диаметр пор составлял  $d_p=120...280$  мкм, извилистость принималась как  $\xi_u = \frac{l^m}{l^n}$ , толщина стенок  $\delta_{CT} = 10$  мм, относительная площадь

фильтрующего материала  $F_{\phi m} = \frac{F_{\phi}^{nm}}{F_{\phi}^{nm}} = 164 \cdot 10^{-4} \cdot M^{-1}$ , объем пористого материала фильтра составлял  $2,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в продольных по сечениям направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 3053-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0=298..300$  К, атмосферное давление  $V_0=760...762$  мм рт.столба, влажность воздуха  $W_0=75...80\%$ .

Дизель 6ЧН 15/18 Д6Н-260 имел номинальную мощность 189 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> расход топлива 228 г/кВт\*ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{OG}$  составлял 1150 м<sup>3</sup>/ч.

В таблице 1 приведены результаты исследования: сравнительные данные зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС - блока. Здесь же для оценки качества фильтрования приведено сравнение полученных результатов.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС - блоках в зависимости от среднего приведенного диаметра пор

Средний приведенный диаметр пор, мкм	Данные оптического зондирования			Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Температура: до фильтра после фильтра, К	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра	после фильтра		до фильтра	после фильтра
120	0,152	0,015	780/820	0,15	0,018
150	0,152	0,036	780/820	0,15	0,04
180	0,152	0,050	780/820	0,15	0,05
240	0,152	0,060	780/820	0,15	0,06

Из данных таблицы 1 видно, что при увеличении среднего приведенного диаметра пор СВС - блоков со 120 до 240 мкм качество очистки от твердых частиц снижается с 90 до 57%. Однако здесь необходимо сказать. Что при  $d_p=120$  мкм увеличивается противодействие создаваемое фильтром при прочих равных условиях. Одним из путей сохранения высокого качества очистки является создание мелкопористых фильтров с большой площадью поверхностей  $F_{\phi}$ .

**ПОРИСТОСТЬ ФИЛЬТРУЮЩЕГО МАТЕРИАЛА  
И ДИСПЕРСНОСТЬ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ**  
Половников Р.Е. - студент группы СТМ - 51, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении влияния пористости фильтрующего материала на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов тепловых двигателей в качестве источника газов использовался четырехтактный шестицилиндровый дизель 6ЧН 15/18. Пористость СВС-блоков которых составляла от 0,25 до 0,72, извилистость от 1,63 до 1,08, толщина стенок мм.

Пористость материала определялась как 
$$P = 1 - \frac{\rho_{nm}}{\rho_{KT}}$$
 где  $\rho_{nm}$  и  $\rho_{KT}$  – пористости пористого материала и контактного тела.

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в продольных по сжатиям направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе, разделение твердых частиц по происхождению и составу по методике.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 3053-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0 = 295..302$  К, атмосферное давление  $V_0 = 756...758$  мм рт.столба, влажность воздуха  $W_0 = 70...75\%$ .

Дизель 6ЧН 15/18 Д6Н-260 имел номинальную мощность 189 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> расход топлива 228 г/кВт\*ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{OG}$  составлял 1150 м<sup>3</sup>/ч.

В таблице 1 приведены сравнительные данные зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС-блока. Здесь же для оценки качества фильтрования приведено сравнение полученных результатов с требованиями Евростандартов: ЕВРО - 4 и ЕВРО - 5.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС-блоках в зависимости от пористости материала

Пористость материала	Данные оптического зондирования			Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Температура: _____, К	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра	после фильтра		до фильтра	после фильтра
0,2	0,152	0,070	после фильтра	0,15	0,07
0,37	0,152	0,052	785/805	0,15	0,05
0,50	0,152	0,031	790/810	0,15	0,03
0,72	0,152	0,015	800/850	0,15	0,01

**ВЛИЯНИЯ ИЗБЫТКА ТКА ВОЗДУХА  
НА ДИСПЕРСНОСТЬ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ**  
Шустов И.С. - студент группы СТМ - 42, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Качество очистки продуктов сгорания углеводородных топлив во многом зависит от условий в реакторах нейтрализаторов или сажевых фильтров и решающее значение для каталитических процессов имеет наличие свободного кислорода в зонах реакций.

При изучении влияния избытка воздуха в реакторе на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов наряду с продольным зондированием полостей реактора, до и после фильтров, исследовалось поперечное зондирование. Состав материала фильтра и его характеристики: средний диаметр пор составлял  $d_p=150$  мкм, извилистость  $\lambda=1,2$ , толщина стенок  $\delta=0,1$  мм, объем пористого материала фильтра составлял  $2,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в продольных и поперечных по сечениям направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе, разделение твердых частиц по происхождению и составу по методике, разработанной авторами.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 3053-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0=285..290$  К, атмосферное давление  $P_0=752..756$  мм рт.столба, влажность воздуха  $W_0=68..78\%$ .

Дизель 6ЧН 15/18 Д6Н-260 имел номинальную мощность 189 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> расход топлива 228 г/кВт\*ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{ог}$  составлял  $1150 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

В таблице 1 приведены сравнительные данные зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС-блока.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС-блоках при поперечном зондировании

Значение коэффициента избытка воздуха	Данные оптического зондирования		Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра по сечениям 1-1/2-2	после фильтра по сечениям 3-3/4-4	до фильтра	после фильтра
2,2	0,125/0,122	0,050/0,055	0,13	0,05
3,2	0,086/0,080	0,035/0,038	0,09	0,04
4,0	0,034/0,012	0,024/0,02	0,04	0,01
7,3	0,005/0,005	0,001/0,001	0,005	0,001

Из данных таблиц 1 видно, что при поперечном оптическом индицировании достигаются практически одинаковые результаты измерений. Ввиду того, что измерительные базы  $L_x$  и  $L_y$ , соответственно по продольной и поперечной осям реактора зависели от мест вывода световодов и приемников, было исследовано известное выражение для идентификации показаний  $K_x$  и  $K_y$

**ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ  
И ДИСПЕРСНОСТЬ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ**  
Шуцкая Л.С. - аспирантка, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении влияния продолжительности выгорания топлива на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов тепловых двигателей имелось ввиду время отведенное на процесс. В качестве источника газов использовался четырехтактный шестицилиндровый дизель 6ЧН 15/18. Состав материала фильтра однороден, средний диаметр пор составлял  $d_p=150$  мкм, извилистость  $\delta_{CT} = 12$ , толщина стенок  $\delta_{CT} = 12$  мм, относительная площадь фильтрующей поверхности  $\sigma = 1,27$  материала

$$F_{\text{фм}} = \frac{F_{\text{ф}}}{F_{\text{нм}}} = 164 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-2}, \text{ объем пористого материала фильтра составлял } 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в продольных по сечениям направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе, разделение твердых частиц по происхождению и составу.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 3053-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0=290..395$  К, атмосферное давление  $V_0=756..758$  мм рт.столба, влажность воздуха  $W_0=85..90\%$ .

Дизель 6ЧН 15/18 (Д6Н-260) имел номинальную мощность 189 кВт при  $1900 \text{ мин}^{-1}$  расход топлива 228 г/кВт ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{\text{ог}}$  составлял  $1150 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

В таблице 1 приведены сравнительные данные результатов исследования зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС-блока. Здесь же для оценки качества фильтрования приведено сравнение полученных результатов.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС-блоках в зависимости от времени, отведенного на процесс сгорания

Время, отведенное на процесс сгорания $t_{\text{сг}}$ , мс	Данные оптического зондирования			Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Температура: $T$ , К	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра	после фильтра		до фильтра	после фильтра
2,6	0,146	0,055	до фильтра после фильтра 750/800	0,15	0,06
3,0	0,176	0,060	720/790	0,18	0,065
3,1	0,184	0,062	630/700	0,19	0,070
4,5	0,096	0,033	330/470	0,10	0,04

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНОГО ЗОНДИРОВАНИЯ ПОЛОСТИ САЖЕВОГО ФИЛЬТРА ДЛЯ ОЦЕНКИ ХАРАКТЕРИСТИК ЧАСТИЦ В ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ

Стопорева Т.А. - аспирантка, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении влияния диаметра пор на дисперсность твердых частиц в полидисперсной газовой среде отработавших газов для установления идентификации результатов измерений было осуществлено и поперечное зондирование измерений полостей реактора. Состав материала фильтра: средний диаметр пор составлял  $d_p=120\dots270$  мкм; извилистость ; толщина стенок мм; относительная площадь фильтрующего

материала  $F_{\phi m} = \frac{F_{\phi}}{F_m} = 1,22 \cdot 10^{-4} \frac{M}{M}$ ; объем пористого материала фильтра составлял  $2,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Методами проведения исследования явилось оптическое зондирование полостей реактора в поперечных по сечениям направлениях, отбор проб газов из полостей реактора, фильтрование их на специальную бумагу с последующей обработкой методами взвешивания, обработки на электронном микроскопе, разделение твердых частиц по происхождению и составу.

Испытания дизеля, как источника полидисперсной газовой среды, проводились на топливе по ГОСТ 3053-82 Л-0,2-40, использовалось масло МТ-16П. Условия испытаний были следующими: температура окружающей среды  $T_0=285\dots290$  К, атмосферное давление  $V_0=752\dots756$  мм рт.столба, влажность воздуха  $W_0=68\dots78\%$ .

Дизель 6ЧН 15/18 Д6Н-260 имел номинальную мощность 189 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup> расход топлива 228 г/кВт\*ч, угар масла 0,26% от расхода топлива. Часовой расход отработавших газов при полной мощности  $V_{ог}$  составлял 1150 м<sup>3</sup>/ч.

В таблице 1 приведены сравнительные данные зондирования полостей каталитических нейтрализаторов и прямых измерений содержания твердых частиц в полостях реактора, разделенных пористой проницаемой стенкой СВС - блока. Здесь же для оценки качества фильтрования приведено сравнение полученных результатов.

Таблица 1 - Сравнительные данные по изучению выбросов твердых частиц при фильтровании полидисперсной газовой среды отработавших газов дизеля 6ЧН 15/18 в пористых проницаемых каталитических СВС - блоках в зависимости от среднего диаметра пор

Средний диаметр пор, мкм	Данные оптического зондирования		Прямые измерения	
	Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>		Твердые частицы, г/м <sup>3</sup>	
	до фильтра по сечениям 1-1/2-2	после фильтра по сечениям 3-3/4-4	до фильтра	после фильтра
120	0,168	0,022/0,02	0,17	0,02
180	0,168	0,042/0,038	0,17	0,04
240	0,168	0,067/0,06	0,17	0,06
270	0,168	0,086/0,08	0,17	0,08

Из данных таблицы 1 видно, что результаты оптического зондирования и прямых измерений имеют высокую сходимость.

**ТВЕРДЫЕ ЧАСТИЦЫ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ**  
Унгефук А.А. - аспирант, Новоселов А.Л. - д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Твердые частицы в составе отработавших газов дизелей включают нерастворимые (твердый углерод, оксиды металлов, диоксид кремния, сульфаты, нитраты, асфальты (и растворимые в органическом растворителе) смолы, фенолы, альдегиды, лак, нагары, тяжелые фракции, содержащиеся в топливе и масле) вещества.

Сажа (твердый углерод) является основным компонентом нерастворимых твердых частиц. Образуется при объемном пиролизе при недостатке кислорода. Механизм образования включает несколько стадий: - образование зародышей; - рост зародышей до первичных частиц (шестиугольных пластинок графиту); - увеличение размеров частиц (коагуляция) до углерода; - выгорание [2,3].

Опубликованы данные о составе твердых частиц отработавших газов дизелей, приведенные в таблице 1.

Таблица 1 - Состав твердых частиц в отработавших газах дизеля на режиме номинальной мощности

Происхождение	Содержание, %	Компоненты твердых частиц	Содержание, %	Растворимость
Частицы топливного происхождения	66	Сажа	43	Органически
		Сульфаты воды	13	Не растворимы
		Фракции топлива	10	Органически растворимы
Частицы масляного происхождения	34	Нерастворимые фракции масел	5	Органически не растворимы
		Органически растворимые фракции масел	29	Органически растворимы

Данные таблицы 1 еще раз свидетельствуют о том, что по своему происхождению твердые частицы имеют не только различные источники - масла и топлива, но и по содержанию, в зависимости от происхождения имеют различия. Эти данные подтверждают и то, что к образованию и выгоранию сажи в цилиндрах дизелей должен быть несколько иной, чем раньше подход.

### Литература

1. Алипа В.Л. Численное исследование динамики изменения температуры масляной пленки, находящейся на стенке цилиндрической втулки дизеля //Проблемы интеграции науки и образования: опыт и перспективы. - Новосибирск, 1997. - С.208-210.
2. Батурин С.А., Макаров В.В. Физико-химический механизм и методика расчета результирующего сажевыделения в дизелях //Труды ЦНИТА. – 1988. - № 3. - С.82-93.
3. Батурин С.А., Дьяченко Н.Х., Ложкин В.Н. Сажевыделение в цилиндрах двигателей и дымность отработавших газов //Рациональное использование природы, ресурсов и охраны окружающей среды. - Л.: ЛПИ, 1977. - С.42-48.

## ПОЧЕМУ ЛОМАЕТСЯ АВТОМОБИЛЬ С ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ

Яшин П.В. - студент, Горбачев А.В. - к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

До сих пор в России многие автовладельцы с большим недоверием относятся к автомобилям с гибридной силовой установкой. А на западе эти автомобили под названием «гибриды», уже давно и прочно завоевали заслуженную популярность. Зададим вопрос, волнующий многих:

«часто ли ломается подобный автомобиль?»

И сами же ответим, честно и справедливо на примере одного из самых распространенных гибридных автомобилей TOYOTA PRIUS «Да, часто».

Но только в том случае, если к этому автомобилю относятся с недостаточным вниманием.

В подавляющем большинстве случаев TOYOTA PRIUS (да и вообще «гибриды») выходят из строя по причине «человеческого фактора», то есть, из-за того, что владелец PRIUS относится к своему автомобилю откровенно наплевательски и не выполняет даже элементарных условий эксплуатации. Или другая крайность – желает обязательно что-то усовершенствовать.

Например, решает «позэкономить» и «еще поездить на старом масле». Или просто не знает, что его надо менять. Самое распространенное мнение: «а зачем менять, ведь там даже щупа нет для проверки масла. Значит оно там вообще не меняется!»

А что получается из-за такой, казалось бы, «мелочи», читайте далее...

Как Вы знаете, этот автомобиль устроен «немного» сложнее чем «обычная иномарка», и «намного сложнее», чем «Жигули». Вот его принципиальная схема:

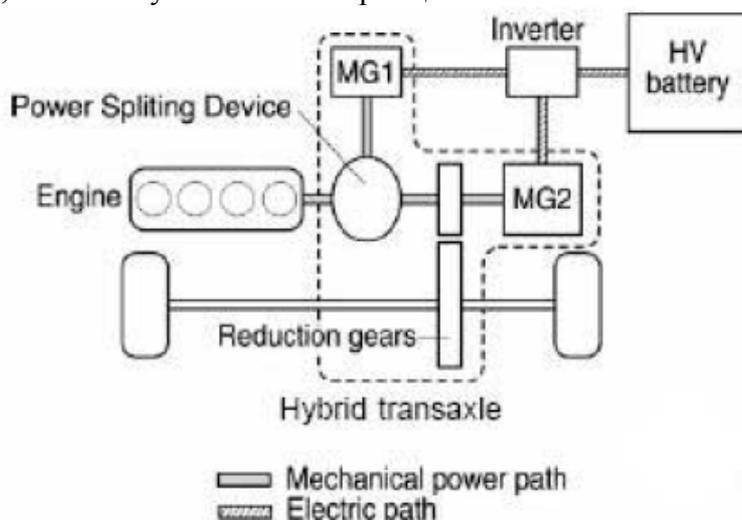


Рисунок1 - Принципиальная схема

Обратите внимание на обозначения MG1 и MG2 – об этом и будем говорить. Это так называемые «мотор-генераторы», каждый из которых имеет свое особое предназначение:

MG1 используется, в основном, в режиме генератора для зарядки аккумулятора и запуска двигателя в роли стартера в режиме мотора.

MG2 используется как основная «тяговая» сила в режиме мотора. Он может приводить в движение автомобиль автономно, а может работать вместе с ДВС. А в режиме генератора – это пополнение заряда высоковольтной батареи (ВВБ).

Обратим внимание, что внизу под MG2 располагается картер. То есть, этот мотор-генератор «омывается» специальным маслом для охлаждения. Надо сказать, что у PRIUS предыдущих моделей MG2 работает без попадания масла на обмотки. Т.е. масла в коробке приблизительно на 1 литр меньше. Это сделали потому, что повысили мощность MG2 и были опасения его перегрева. Но опасность поджидала совершенно в другом месте.

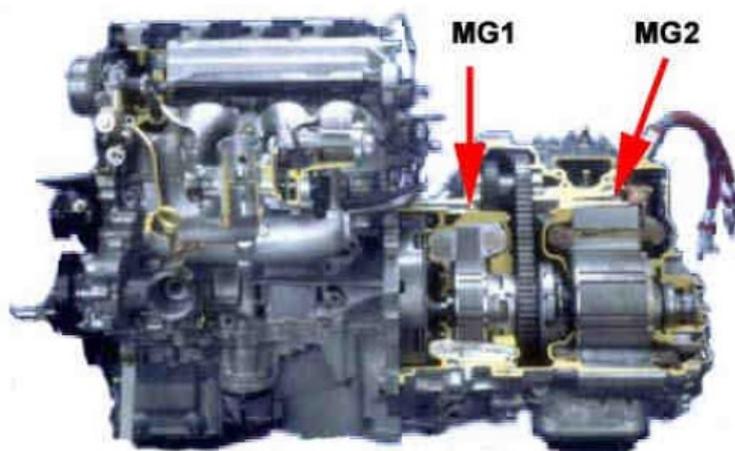


Рисунок 2 - Расположение MG1 и MG2

На рисунке 2 изображен мотор-генератор MG2. Так он должен выглядеть в «рабочем» состоянии. Производители этого автомобиля, хотя и заложили в его узлы и агрегаты определенный запас надежности, но совершенно не учли т.н. «человеческий фактор», они даже и подумать не могли, что владелец автомобиля может нарушать периодичность технического обслуживания и, например, долгое время не менять масло или заливать некачественное (которое, «подешевше»).



Рисунок 3 - Мотор-генератор MG2

Что может произойти из-за этого – см. на рисунке 4.

Давайте внимательно посмотрим на «следствие человеческого фактора»:

Причина элементарная: «несвоевременная замена масла». То есть, «непрохождение очередного технического обслуживания». Вы спросите: «А при чем здесь масло и сгоревшая обмотка»? Самая прямая причина, слушайте:

Как уже говорилось выше, производитель повысил мощность мотор-генератора MG2 и, опасаясь его перегрева, решил производить дополнительное охлаждение MG2 за счет «масляной ванночки». То есть, мотор-генератор MG2 в корпусе располагается таким образом, что приблизительно половина его постоянно находится в масле. Это специальный масляный контур, где масло постоянно циркулирует и охлаждает мотор-генератор, и одновременно смазывает и так же охлаждает детали.



Рисунок 4 - Сгоревшая обмотка мотор-генератора MG2.

Если масло менять регулярно, то все будет нормально. Но если превысить сроки эксплуатации масла, то может произойти следующее - в масле, во время работы, в результате работы механических деталей, появляется металлическая стружка. Она токопроводимая. Образуется «смесь» масла и стружки. В результате постоянного движения масла, а точнее, этой «смеси», происходит постепенное «вымывание» лака с поверхности обмоток MG2, и через какое-то время происходит обыкновенное межвитковое «замыкание» обмоток.

Но это процесс долгий. А есть более страшное оружие у MG2 – «катапульта». Рассмотрим подробнее: в роли ротора у MG2 – постоянный очень сильный магнит. Из смеси масла со стружкой он «вылавливает» кусочки стружки, т.е. попросту примагничивает к себе. До определенных оборотов MG2 эти кусочки «кружатся» вместе с ротором. Но по законам физики при достижении MG2 больших оборотов, он «выстреливает», как из катапульты эти кусочки. И они с огромной силой «бомбардируют» защищенную тонким слоем лака обмотку. Долго - ли выдержит обмотка такую бомбардировку? После этого владелец едет на замену MG2. А деталь эта очень и очень не дешевая даже б/у. А новая сопоставима с половиной стоимости самого автомобиля.

#### К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОТЫ РОТАЦИОННОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Овчинников Я.Л., к.т.н., доцент, Куянов И.А., аспирант  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Одним из недостатков ротационного режущего аппарата является многократное перерезание стеблей, что приводит к их чрезмерному измельчению и увеличивает потери урожая [1].

Объясняется это несколькими причинами:

- скорость косилочного агрегата ниже требуемой;
- частота вращения роторов выше технологически обоснованной;
- длина и число ножей на роторе больше оптимальных значений.

При попытке изменить эти параметры в другую сторону может произойти обратный эффект: повысится отгиб стеблей, появятся огрехи и недорез растений.

Для выполнения технологического процесса кошения с надлежащим качеством при проектировании машины проводят технологический расчёт и определяют рациональные параметры режущего аппарата. Последние существенным образом зависят от принятой при расчете поступательной скорости машины. Но работа косилки сопровождается множеством сопутствующих факторов: изменяются густота травостоя, рельеф убираемого участка и т.д. В связи с этим поступательная скорость машины постоянно меняется, а параметры режущего аппарата остаются неизменными, что приводит к нарушению технологического процесса работы машины. Каких-либо устройств, позволяющих изменять параметры режущего

аппарата в процессе работы, в существующих конструкциях косилок как отечественных, так и зарубежных, не предусмотрено. Все производители используют рабочие органы с постоянными расчётными параметрами.

Целью данной работы явилось изучение влияния изменений поступательной скорости машины на ход технологического процесса.

Рассмотрим траектории движения ножей режущего аппарата за пол-оборота диска. Уравнения движения точек лезвия в параметрической форме в соответствии с рисунком 1 выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned}
 & \text{- для первого ножа:} & \begin{cases} x^A = R \cos(\omega t) \\ y^A = V_M t + R \sin(\omega t) \end{cases} & ; & \begin{cases} x^B = r \cos(\omega t) \\ y^B = V_M t + r \sin(\omega t) \end{cases} \\
 & \text{- для второго ножа:} & \begin{cases} x^C = R \cos(\omega t - \alpha) \\ y^C = V_M t + R \sin(\omega t - \alpha) \end{cases} & ; & \begin{cases} x^D = r \cos(\omega t - \alpha) \\ y^D = V_M t + r \sin(\omega t - \alpha) \end{cases}
 \end{aligned}$$

где  $R$  – радиус по наружной точке режущей кромки ножа;  $V_M t + r \sin(\omega t - \alpha)$   
 $r$  – радиус по внутренней точке режущей кромки ножа;  
 $\omega$  – угловая скорость ротора;

$\alpha$  – угол между соседними ножами;

$$\alpha = \frac{2\pi}{z}$$

$\frac{z}{\alpha}$  – время поворота диска на угол  $\alpha$ , за которое машина пройдёт путь, равный  $V_M t$ ;

$V_M$  – поступательная скорость машины.

По этим уравнениям можно построить траектории движения ножей, которые имеют вид циклоидальных кривых. Полагают [1], что, если расстояние между траекториями соседних ножей  $EF = 0$ , то аппарат будет работать хорошо. Однако, как уже сказано выше, в зависимости от скорости машины участок EF может быть больше или меньше нуля. В первом случае между площадками пробега соседних ножей возникает не пробегаемая ножами площадка, на которой стебли срезаются с отгибом. Естественно, что при изменении поступательной скорости машины  $V_M$  эта площадка может либо увеличиваться, либо уменьшаться до нуля. Кроме того, при работе режущего аппарата наблюдаются площадки  $S_{Дв}$ , на которых происходит двойной срез стеблей. Эти площадки также будут изменяться при изменении поступательной скорости машины. Они тем больше по величине, чем меньше расстояние  $EF$ , и при  $EF < 0$  происходит наложение траекторий движения соседних ножей друг на друга по всей зоне резания (рисунок 2). Этот факт является одной из главных причин многократного перерезания стеблей и возникающих при этом потерь урожая. Кроме того, снижается КПД режущего аппарата, т.к. второй нож пробегает часть площади, где стебли уже срезаны первым ножом.

В своём труде [2] автор путем интегрирования

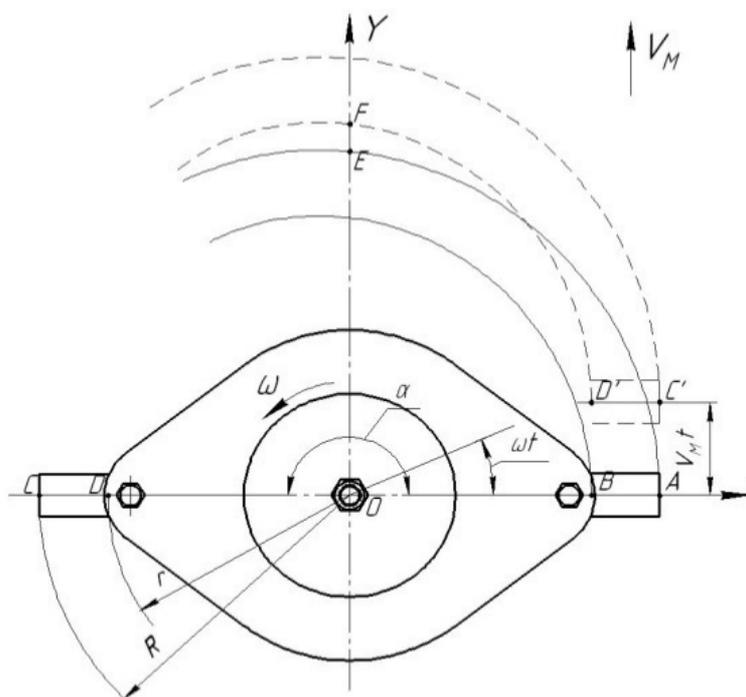


Рисунок 1 - Схема ротационного режущего аппарата и траектории движения его ножей.

выводит ряд формул, благодаря которым становится ясно, что расчёт площадок пробегаемых ножом, можно вести как для окружности.

Определим площадь  $S_{ДВ}$  для различных поступательных скоростей машины  $V_M$ :

(1)

где  $S_A, S_D$  – площади, ограниченные осью  $OX$  и траекториями движения точек  $A$  и  $D$  соответственно (рисунок 3);

- площадь фигуры  $AOO'E$ .

Для облегчения расчёта площади фигуры  $AOO'E$

примем следующее упрощение: в виду малости наклона кривых  $AE$  и  $A'E'$ , будем считать фигуру  $AOO'E$  прямоугольником, с высотой, в нашем случае, равной перемещению режущего аппарата за пол-оборота ротора, а шириной равной радиусу  $R$ .

С учётом принятых упрощений формула (1) принимает вид:

$$S_{ДВ} = \frac{\pi \cdot R^2}{2} - \frac{\pi \cdot r^2}{2} - 2 \cdot R \cdot V_M \cdot \frac{\alpha}{\omega}$$

В качестве примера в данной работе произведём расчёт для определения площадки двойного среза  $S_{ДВ}$  при постоянных значениях угловой скорости  $\omega =$

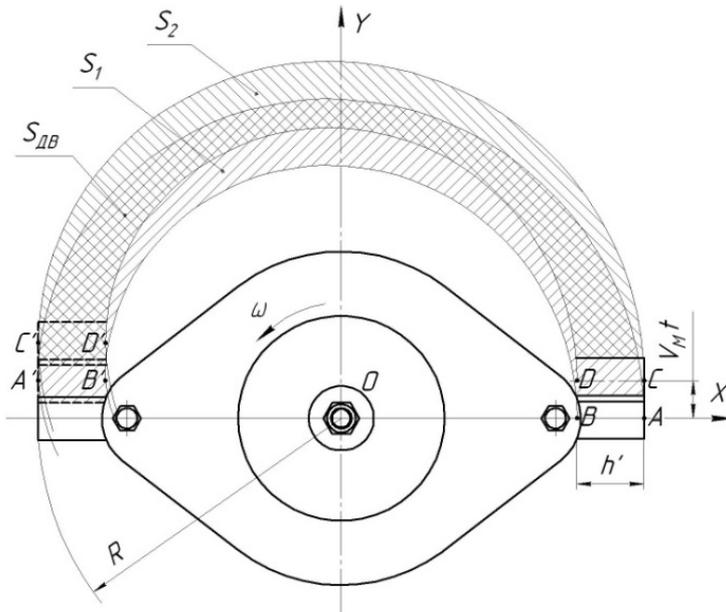


Рисунок 2 – Площадки пробега ножей

$227\text{с}^{-1}$  и радиусов  $R=0,26$  м,  $r=0,2025$  м:

$$S_{ДВ} = 41,773 \cdot 10^{-3} + 7,197 \cdot 10^{-3} \cdot V_M.$$

По полученным уравнениям были произведены расчёты при различных значениях  $V_M$  и построена графическая зависимость отношения  $\frac{S_{ДВ}}{S_A}$  от коэффициента кинематического режима  $K$  (рисунок 4).

Как видно из графика, величина площади двойного среза снижается с увеличением коэффициента  $K$ , т. е. с увеличением рабочей скорости машины. С этой точки зрения необходимо стремиться к тому, чтобы коэффициент  $K$  был как можно выше. Но при этом в определённый момент начинает проявляться другой недостаток – появление площадок, не пробегаемых лезвием ножа. Эти площадки возникают при условии  $V_M \cdot t > h'$ , где  $h'$  – высота ножа.

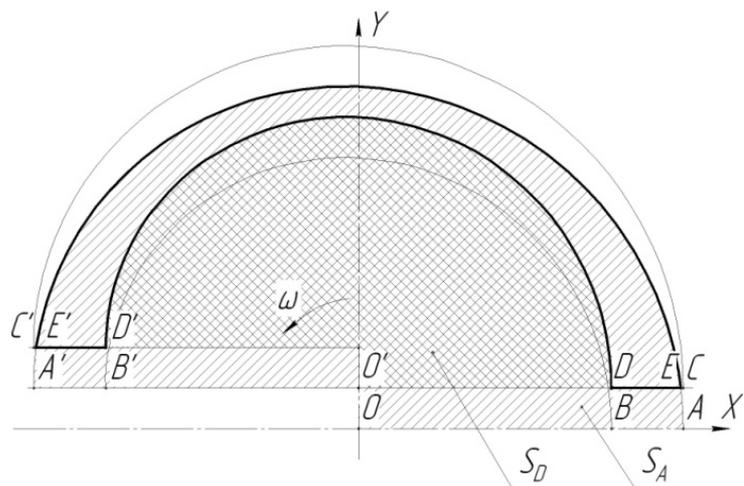


Рисунок 3 – К определению площади двойного среза  $S_{ДВ}$

Таким образом, для определения рациональных скоростей машины следует задаваться значением  $K \approx 0,07$ , при котором отгиб стеблей отсутствует, а площадка двойного пробега ножа имеет приемлемое значение. Это обосновано тем, что наличие отгиба стеблей является более отрицательным фактором, чем двойной пробег.

Необходимо указать также, что в связи с изменением скорости машины в процессе

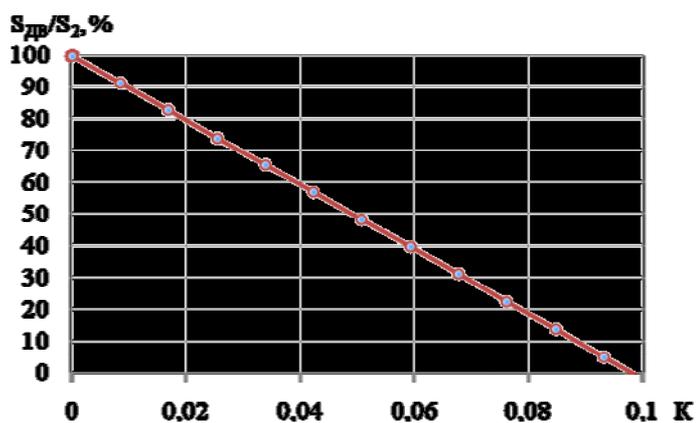


Рисунок 4 – График зависимости площадки  $S_{дв}$  от коэффициента кинематического режима

работы меняется и коэффициент кинематического режима  $K$ , а значит снижается качество работы режущего аппарата. Чтобы избежать этого следует обеспечивать автоматическое изменение угловой скорости ротора или его радиуса при изменении поступательной скорости машины.

### Литература

1. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы.- М: Машиностроение, 1983.- 304с.
2. Фомин В. И. К расчёту ротационного режущего аппарата. – Труды ВИСХОМ, Сб. 29, М., 1962, с. 3-55.

### ОПЫТНАЯ УСТАНОВКА ПО ПРИГОТОВЛЕНИЮ ЖИДКИХ КОРМОВ НА ОСНОВЕ ВИХРЕВОГО ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Камышов Ю.Н. – студент группы СХМ -41, Лебедев А.С. – студент группы СХМ -41, Нефёдов Е.Н. – зав.лабораториями, Ситников А.А. – д.т.н., профессор. Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Для достижения высоких экономических показателей в животноводческой отрасли кормовой рацион должен содержать определенный набор веществ, полностью удовлетворяющий потребности организма животного в питательных веществах. Это возможно путем приготовления полноценных комбикормов, доля которых в рационе кормления свиней составляет 85...90%. Поэтому производство комбикормов является важной отраслью сельского хозяйства.

Физическая форма корма оказывает существенное влияние на функциональное состояние органов пищеварения, усвоение и использование свиньями питательных веществ.

В практике кормления свиней применяют следующие физические формы кормов: сухой рассыпной, гранулированный, влажный и жидкий. Мнения о преимуществе какой-либо физической формы корма до настоящего времени разноречивы. Многие как отечественные, так и зарубежные ученые пришли к выводу, что физическая форма корма не имеет существенного значения для свиней. Решающее влияние оказывает полноценность комбикормов. Однако при их использовании необходимо иметь в виду особенности этих форм.

Сухие рассыпные комбикорма применяются только в хорошо вентилируемых помещениях. К местам содержания животных их подают по герметичной системе в закрытые бункерные кормушки. Гранулированные комбикорма раздают свиньям чаще и малыми дозами, чтобы достичь полной поедаемости и исключить потери. Влажный корм для свиней имеет однородную консистенцию, соотношение сухого комбикорма и воды не должно

превышать 1:1,5. Такой корм свиньи поедают быстрее и с хорошим аппетитом. Влажная форма комбикорма применяется в основном на малых фермах, при небольшой нагрузке на оператора. Жидкий корм представляет собой гомогенную массу влажностью не более 75%.

Важнейшей операцией кормоприготовительного процесса является измельчение фуражного зерна. Оборудование для осуществления этой операции еще столь несовершенно, что на самопреодоление сил молекулярного сцепления материала для разделения его кусков на части затрачивают даже в самых лучших конструкциях дробильных устройств только малую часть от всей расходуемой на работу машины энергии.

В настоящее время на животноводческих фермах, комбикормовых заводах, различных перерабатывающих предприятиях широко используются молотковые и ударно-центробежные измельчители.

В современных рыночных условиях сельскохозяйственное производство ориентировано на энерго- и ресурсосбережение. Вследствие этого постоянно растут требования к качеству измельчения зернофуража, снижению расхода энергии, металла. Проблемная ситуация заключается в том, что традиционные измельчающие устройства и научные знания в этой области не могут обеспечить дальнейшее коренное совершенствование данного процесса.

На сегодняшний день назрела необходимость создания новых видов измельчителей, более простых в изготовлении, но превосходящих по качественным и экономическим показателям предыдущие образцы с принципиально иным технологическим процессом и способом механического воздействия на продукт измельчения.

За счет измельчения ингредиентов увеличивается площадь поверхности зернового материала, улучшается взаимодействие корма с пищеварительными ферментами, снижается энергоемкость продукции и повышается качество смешивания компонентов. Однако тонкое измельчение увеличивает энергетические затраты, а мучнистые компоненты вызывают заболевания животных, особенно свиней. Измельчение занимает 50% от общих энерго- и трудозатрат в приготовлении комбикормов.

К настоящему времени многие технические средства для приготовления жидких кормов в основном выработали свой ресурс и большинство кормоприготовительных агрегатов и комплексов в хозяйствах находятся в нерабочем состоянии, к тому же производительность этих машин не удовлетворяет современным требованиям. Поэтому вопросы приготовления жидких кормов стоят сейчас очень остро. Возникла потребность в повышении интенсивности, улучшения качественных показателей кормоприготовительных машин, разработке конструкции нового оборудования: высокопроизводительного, неэнергоемкого, технологичного.

Одним из перспективных путей повышения эффективности производства является использование оборудования непрерывной обработки на основе вихревых теплогенераторов; создание на их базе машин для приготовления кормов. Возможности вихревых теплогенераторов позволяют успешно осуществлять дробление, перемешивание с одновременным подогревом жидкой массы и ряд иных процессов. Это обуславливает эффективность применения вихревых теплогенераторов во многих отраслях промышленного и сельского производства.

На кафедре сельскохозяйственного машиностроения разработана опытная установка по приготовлению жидких кормов на основе вихревого теплогенератора. Опытная установка представлена на рис. 1

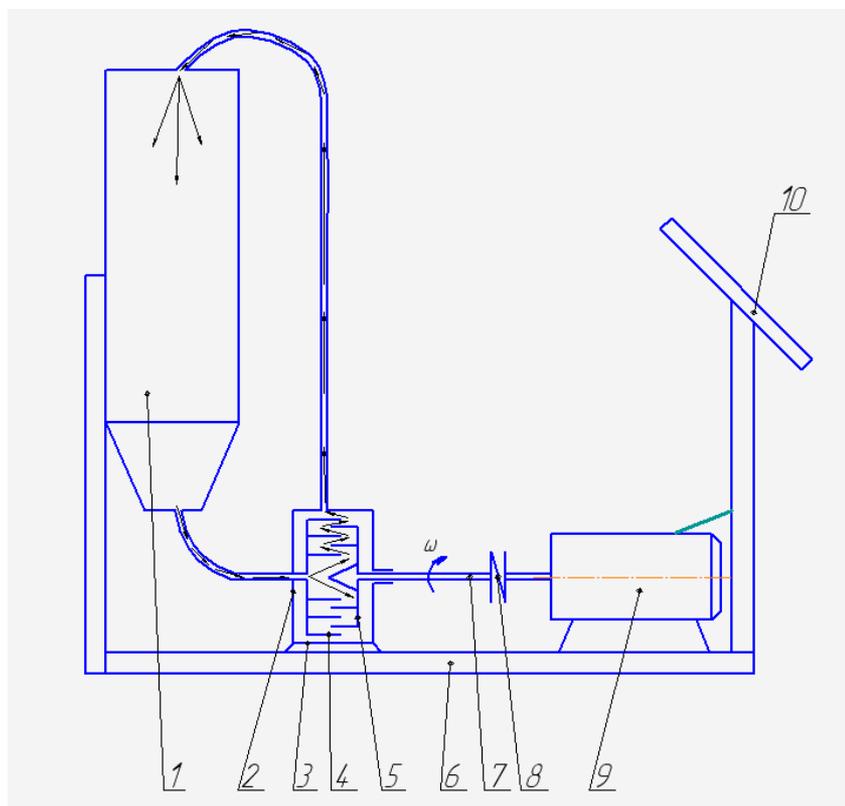


Рисунок 1 - Схема опытной установки: 1- бак для смешивания, 2 – крышка, 3 – корпус, 4 – статор, 5 – ротор, 6 – рама, 7 – вал, 8 – муфта, 9 – электродвигатель 10 – пульт управления.

Центробежно-роторный измельчитель состоит из корпуса, статора, ротора и крышки. Рабочими органами являются статор и ротор. Зазор между зубьями статора и ротора регулируется, для чего на корпусе нанесена проградуированная шкала. По углу поворота регулятора определяется, на какую величину переместился статор относительно ротора. Вал ротора вращается валом двигателя через муфту. Установка базируется на раме. Она компактна и её легко можно переносить.

Возможности вихревых теплогенераторов позволяют успешно осуществлять дробление, перемешивание с одновременным подогревом жидкой массы и ряд иных процессов. Это позволяет изменить технологию приготовления жидких кормов с резким снижением энергетических затрат и времени приготовления.

## МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ В РЕШЁТНО-ВИНТОВОМ СЕПАРАТОРЕ

Крапивин И.С. – студент, Сороченко С.Ф. – к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

На кафедре сельскохозяйственного машиностроения проведены исследования эффективности работы решётно-винтового сепаратора (РВС), предназначенного для сепарации зерна. Разделение зерновой смеси в РВС происходит из-за одновременного воздействия воздушного потока и лопаток, установленных на шнеке [1,2].

Сепарацию зерна в РВС можно интенсифицировать за счет веерного подбрасывания зерновой смеси лопатками с исключением скольжения компонентов по стенке сепаратора. При обработке зерновой смеси в сепараторе можно выделить три фазы её движения: по решету сепаратора; по лопатке; полёт в воздушном потоке.

Рассмотрим движение компонента зерновой смеси по лопатке, установленной под углом  $\alpha$  к радиальному направлению.



где  $f$  – коэффициент трения частицы о поверхность лопатки,  $V_r$  - окружная скорость (тангенциальная составляющая) частицы в момент схода с лопатки

$$V_t = R \cdot \omega. \quad (5)$$

Исходя из схемы, представленной на рисунке 1, используя принцип Даламбера, составим систему уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_y \cdot \cos \gamma + G \cdot \cos(\varphi - \alpha) - F_m \\ m\ddot{y} = N + F_y \cdot \sin \gamma - G \cdot \sin(\varphi - \alpha) - F_k \end{cases}, \quad (6)$$

где  $\varphi = \omega \cdot t$  - угол поворота лопатки (здесь  $t$  – время).

После преобразований системы получим:

$$\ddot{x} = \omega^2 \cdot \rho \cdot \cos \gamma + g \cdot \cos(\omega \cdot t - \alpha) - f \cdot \left( (g \cdot \sin(\omega \cdot t - \alpha) + 2 \cdot \frac{dx}{dt} \cdot \omega - \omega^2 \cdot \rho \cdot \sin \gamma) \right) \quad (7)$$

Выразим радиус-вектор (см. рисунок 1)

$$\rho = \frac{a+x}{\cos(\gamma)}, \quad (8)$$

где угол  $\gamma$  равен

$$\gamma = \arctg\left(\frac{b}{a+x}\right). \quad (9)$$

Абсолютная скорость частицы в момент схода с лопатки (и начальная скорость движения в воздушном потоке) будет равна:

$$V_a = \sqrt{V_t^2 + V_r^2 - 2 \cdot V_t \cdot V_r \cdot \cos(90 - \gamma k)}. \quad (10)$$

Угол  $\varepsilon$  между вектором  $V_a$  и  $V_t$

$$\varepsilon = \arccos\left(\frac{V_a^2 + V_t^2 - V_r^2}{2 \cdot V_a \cdot V_t}\right). \quad (11)$$

Угол  $\delta$  между вектором  $V_a$  и осью  $O\eta$

$$\delta = \psi k - \varepsilon - 90. \quad (12)$$

Движения частиц зернового вороха в вертикальном воздушном потоке описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_1 = -m \cdot g \cdot Kn \cdot \left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 \\ m \cdot \ddot{y}_1 = m \cdot g \cdot Kn \cdot \left(U - \frac{dy_1}{dt}\right)^2 - m \cdot g \end{cases}, \quad (13)$$

где  $Kn$  – коэффициент парусности частицы.

Решение математической модели произвели в пакете программ Mathcad. Траектории движения компонентов зерновой смеси (входные параметры: скорость витания зерна  $8,5 \frac{м}{с}$ , скорость витания половы  $2,4 \frac{м}{с}$ , скорость воздушного потока  $4 \frac{м}{с}$ , угол наклона лопатки  $\gamma_k = 20^\circ$ , частота вращения шнека  $n = 250 \frac{об}{мин}$ , радиус шнека  $R = 0,075 м$ , длина лопатки) представлены на рисунке 2. С помощью разработанной математической модели определены параметры рабочих органов решетно-винтового сепаратора.

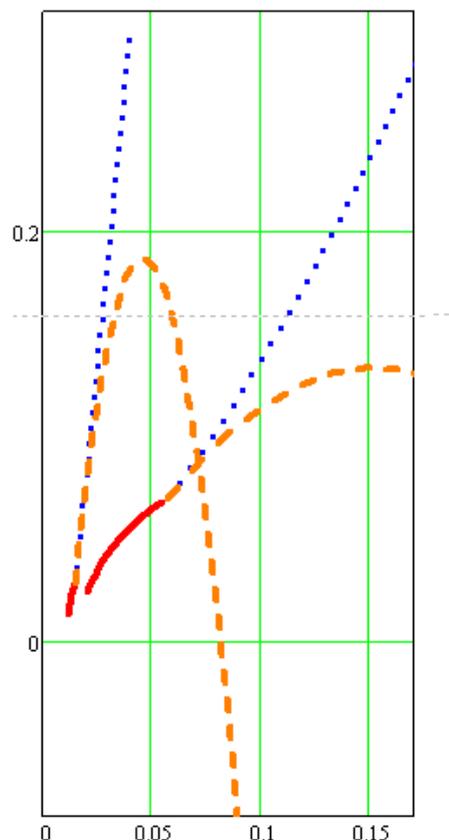


Рисунок 2 – Результаты расчета, полученного с помощью математической модели.

Вывод:

Разработана математическая модель, позволяющая определять параметры рабочих органов решетно-винтового сепаратора.

### Литература

1. Пат. 2038739 РФ, МКИ<sup>5</sup> А01F12/44. Сепаратор зернового вороха / Сороченко С.Ф., Семенов В.Ф. – Оpubл. 19.07.95, Бюл. №19.
2. Сороченко, С.Ф. Определение эффективности работы решетно-винтового сепаратора при разделении зерновой смеси [Текст]/ Сороченко С.Ф., Харлашкин И.В., Крапивин И.С. / Ползуновский альманах, 2008.-№3.-С.219-222.

## ДИАГНОСТИКА СТРУКТУРЫ ТОПЛИВНОЙ СТРУИ

Уланов Д.Н. – студент, Дудкин В.И. – к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

В дизельных двигателях используется способ смесеобразования, состоящий в распределении в объеме камеры сгорания мелких капель, полученных распыливанием струи жидкого топлива дизельной форсункой. Это необходимо для увеличения суммарной поверхности топлива, истекающего из сопловых отверстий, что ускоряет его прогрев и испарение. Пары топлива диффундируют в окружающий воздух и образуется горючая смесь, которая в идеальном случае должна быть однородной по всему объему камеры сгорания.

Механизм смесеобразования состоит в следующем. Истекающая из сопла струя под действием начальных возмущений в канале сопла на выходе из него расчленивается на отдельные нити и капли. Под влиянием сил поверхностного натяжения, а также аэродинамического сопротивления сжатого в камере сгорания воздуха геометрическая структура струи приобретает форму факела[1]. Геометрические параметры топливной струи поясняются на рисунке 1. К ним относятся: длина (дальнобойность) струи  $L$ , ширина переднего фронта  $B$ , угол раскрытия  $\delta$ , образующийся в результате втекания воздуха внутрь струи в процессе её развития.

Структура струи неоднородна. Сплошная часть (ядро) струи – жидкость. По мере удаления от ядра струя всё больше насыщается воздухом. Наибольшее количество распыленного топлива сосредоточено в головной части струи (переднем фронте) и на ее периферийной поверхности [1].

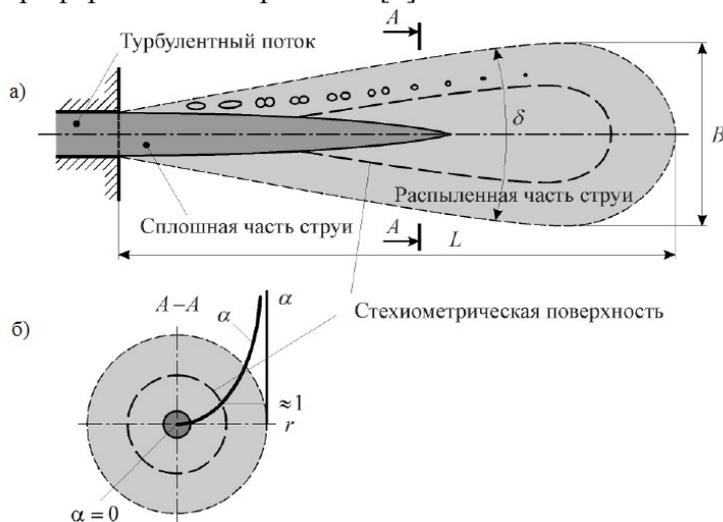


Рисунок 1 – Идеализированная схема топливной струи: а) продольный срез струи, б) поперечный срез струи.

Качество распыливания характеризуется мелкостью (средний диаметр Заутера[4]) и однородностью распределения капель по объему. Соотношение топлива и воздуха по сечению струи не остаётся постоянным (см. сечение  $A - A$  на рис. 1). Концентрационное соотношение компонентов (топлива и воздуха) в горючей смеси, при котором возможно полное сгорание топлива, равняется  $1/16$ . Отклонение состава горючей смеси от приведенного оценивается коэффициентом избытка воздуха ( $\alpha$ ). Если в горючей смеси содержится такое количество окислителя (воздуха), которого теоретически достаточно для полного сжигания содержащегося в ней топлива, то  $\alpha = 1$ . В сплошной части (ядре) струи воздух отсутствует и, соответственно,  $\alpha = 0$ . В переднем фронте струи и на ее периферии уменьшается концентрация топлива, и коэффициент избытка воздуха  $>1$ . На рисунке 1, б характер изменения  $\alpha$  по сечению струи обозначен сплошной «жирной» линией. Таким образом, внутри распыленной части струи можно выделить поверхность, на которой соотношение между топливом и воздухом характеризуется  $\alpha \approx 1,0$ . Эту поверхность называют стехиометрической поверхностью. На рисунке 1 она обозначена «жирным»

пунктиром. С точки зрения качественного состава смеси на этой поверхности существуют благоприятные условия для формирования очагов горения, так как легко воспламеняются горючие смеси с  $\alpha$ , несколько меньшей единицы [1]. Обратим внимание на то обстоятельство, что с точки зрения качественного состава смеси наиболее благоприятные условия возникают внутри топливной струи.

Экспериментальное определение качества распыливания в цилиндре работающего двигателя представляет собой весьма непростую задачу. Для упрощения, исследования проводят на специальных установках, осуществляющих распыливание топлива в атмосферу.

Существует два основных экспериментальных метода диагностики структуры топливной струи. Это микрофильмирование и стробоскопирование. При микрофильмировании производят съемку скоростной фотокамерой и последующий покадровый анализ развития во времени и пространстве одной струи. При стробоскопировании производится синхронизация работы стробоскопа с началом впрыска топлива для регистрации развития множества струй в определенный момент времени.

Для исследований внутренней структуры топливной струи применяют лазерный нож, с помощью которого можно получить продольные и поперечные срезы струи [2, 3]. Преимущество данного метода состоит в отсутствии влияния на процессы, происходящие в топливной струе. Лазерный нож получают с помощью цилиндрической линзы, установленной на пути лазерного луча. На рисунках 2 и 3 приведены структурные схемы стендов для исследования продольных и поперечных срезов струи с помощью лазерного ножа.

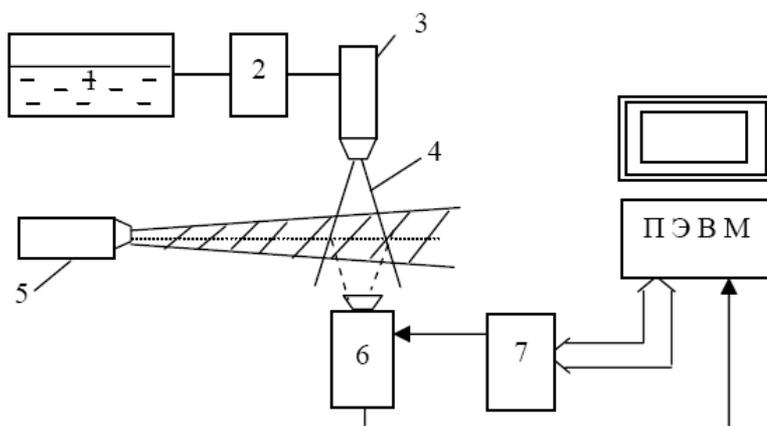


Рисунок 2 – Структурная схема стенда для исследования продольных срезов струи [3]

На рисунке 2 топливо из резервуара 1 нагнетается насосом 2 и поступает в форсунку 3. Визуализация топливной струи 4 происходит с помощью лазерного ножа 5 и телевизионной измерительной системы, включающей видеокамеру 6, контроллер 7 и ПК [3].

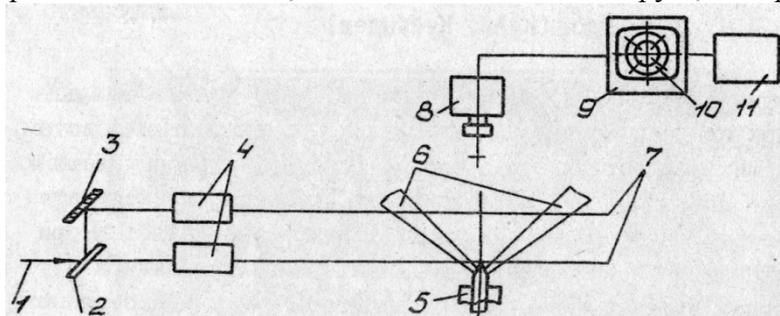


Рисунок 3 – Структурная схема стенда для исследования поперечных срезов струи [2]

На рисунке 3 луч лазера 1 расщепляется на два пучка с помощью зеркал 2 и 3 и после прохождения через формирователи 4 обеспечивает в топливной струе 6 форсунки 5 две параллельные световые полосы 7. Оснащение системы камерой 8 позволяет производить контроль качества работы форсунок с помощью шаблона 9 на экране приемника 10, а также вычислительной техники 11 [2].

На рисунке 4 приведены снимки продольного среза струи (рисунок 4, а) и поперечных срезов (рисунок 4, б).

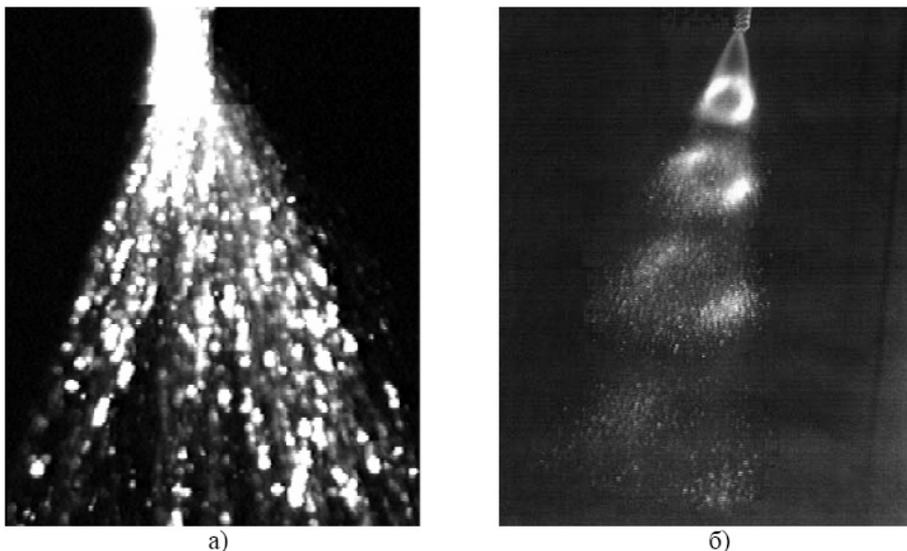


Рисунок 4 – Пример визуализации продольного (а) поперечных (б) сечений струи.

Диагностика структуры топливной струи предполагает установление признаков дефектов распыливания топлива по снимкам. Дефектами являются отдельные крупные капли и неоднородности в топливной струе[4].

#### Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. / [Б. А. Шароглазов и др]; Южно-Уральский гос. Ун-т – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
2. Дудкин В.И. Лазерно-телевизионная система контроля параметров факела дизельных форсунок. / В.И. Дудкин, О.А. Журавлев, Л.Н. Мединская // Тезисы докладов I Всесоюзной конференции «Оптические методы исследования потоков» – 1991г. – стр 97-98.
3. Карачинов В.А. Телевизионные методы диагностики форсунок./ В.А. Карачинов, С.В. Ильин, С.Б. Торицин, Д.В. Карачинов // Вестн. новгородского гос. ун-та. – 2004. – №26.– С. 155-160.
4. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками./ А.С. Лышевский; М.: Машгиз, 1963. – 179 с.