av0916.fm Page 1 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 9 • сентябрь • 2016

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 62

СТРАТЕГИЯ СОЗДАНИЯ ОБЪЕКТОВ НОВОЙ ТЕХНИКИ[1]

Д-р техн. наук **ШИПИЛЕВСКИЙ Г.Б.** gbship@mail.ru
НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ

Стратегия создания объектов новой техники состоит из двух стадий — поисковой и прикладной. При этом в них следует различать вопросы технического содержания с условным названием "инжиниринг" и организационно-экономического под названием "менеджмент". Предлагается процедура для каждой стадии с исходными данными и определёнными результатами.

Ключевые слова: *новая техника, создание, стадии поисковая и прикладная, исходные данные, итоговые результаты.*

Shpilevsky G.B.
STRATEGY OF CREATING NEW TECHNICAL OBJECTS

The strategy of creating objects of a new technique is proposed consisting of two stages — exploratory and applied. Thus they should distinguish between questions of technical content, to be called "engineering" and economic-organizing under the name of "management". Procedure is proposed for each stage with the original data and findings.

Keywords: *new technology, the creation, the stage of exploration and applied, outcome data, final results.*

Если под термином "создание" понимать весь комплекс действий, начиная с появления предложений по новым конструктивным решениям и кончая готовностью к технологической подготовке производства (а возможно, и началом производства), то очевидно, что действий таких множество и они очень разнообразны по характеру, ресурсоёмкости и целям. При этом явно или неявно формируется "дерево целей", ветви которого формируют иерархию, показывающую, что может делаться параллельно, а что только последовательно.

Несмотря на кажущуюся тривиальность этих определений, можно утверждать, что сколько-нибудь упорядоченной и формализованной стратегии ведения всех этих действий в совокупности до сих пор описано не было. Некоторое исключение было сделано только для стадии опытно-конструкторских работ, которая описана в [1]. Стоит только отметить, что для техники силовых структур в настоящее время ведётся комплекс работ по формированию понимания "жизненный цикл" и "дерева целей" каждого этапа.

Кроме того, необходимо подчеркнуть, что все эти действия можно представить относящимися к одной из двух групп, первая из которых содержит действия по нахождению конструкторско-технологических решений и может быть условно обозначена термином "Инжиниринг", а вторая состоит из действий организационно-экономического характера с условным обозначением "Менеджмент".

Теперь можно указать, что объекты новой техники могут создаваться в двух разных категориях. Одна из них является модернизацией, в результате которой существующий и выпускаемый объект получает новые, улучшенные потребительские свойства в отдельных направлениях (производительность, экономичность, комфорт и безопасность, а также экологичность можно считать основными в гражданском автомобилестроении). Другая же связана с появлением объекта, ранее не существовавшего, но также обладающего более высоким уровнем этих свойств в совокупности.

Однако сколько-нибудь принципиальной разницы между этими постановками не существует, хотя некоторые различия всё же будут показаны ниже. В любом случае работа начинается с того, что у специалиста или группы специалистов возникают предложения конструктивного содержания. Они могут появиться по различным причинам, но, как правило, достаточно разумные и грамотные могут быть основаны только на профессиональных качествах высокого уровня. По глубине и важности содержания эти предложения могут иметь градацию типа "деталь — узел — механизм — система — машина — среда применения".

Существенное различие между модернизацией и новым объектом возникает по таким признакам, как обоснованность и реализуемость. В первом подходе основой являются сведения о результатах использования выпускаемого объекта, о появлении новых требований потребителя или достижений науки и техники, а также о необходимости укрепления своих позиций

[1] При написании этой статьи автор использовал идеи, подсказанные сотрудниками НАМИ, за что приносит им искреннюю благодарность.

на рынке в условиях жёсткой конкуренции. Понятно, что специалисты с необходимыми квалификацией и опытом более точно, чем кто-либо другой, определяют те меры по совершенствованию конструкции объекта, которые позволят получить ожидаемые эффекты. Разумеется, при этом редко получаются результаты, которые можно считать прорывными. Чаще всего наиболее эффективные решения возникают в условиях поиска, когда появляется некая идея, не имеющая близких аналогов.

Появление предложений поискового характера в основном является следствием опыта и знаний, позволяющих увидеть в существующих объектах реальные (или мнимые, что также не редкость) недостатки. В технике, особенно в прикладных аспектах, крайне редки озарения или случайности, хотя примеры такого рода тоже известны. Но происхождение идей и их авторов можно не рассматривать подробно, сосредоточившись на их существе.

Особенностью идей, лежащих в основе таких предложений, следует считать прежде всего отсутствие прямых аналогов. Затем в них должны быть указаны те самые недостатки существующей техники, на устранение которых направлены эти предложения. И наконец, изначально в них недостаточно доказательств реализуемости и эффективности ожидаемых результатов. Всё это понуждает организовать порядок рассмотрения, с одной стороны, не позволяющий безапелляционно отбросить предложения, которые могут показаться бесполезными или неубедительными, а с другой — минимизирующий риски безрезультатных затрат на проверку.

Всё это приводит к выводу, что основным средством работы с такими предложениями должна быть тщательно организованная экспертиза. Наряду с продуманным выбором экспертов перед ней должны быть поставлены конкретные вопросы. Их перечень предлагается как обязательный в следующем составе.

1. Не содержится ли в предлагаемом объекте нарушений известных физических законов.

2. Достаточно ли подробно описано устройство предлагаемого объекта и принципы его действия.

3. Достаточно ли глубоко и достоверно проведён патентный поиск по предлагаемому объекту.

4. Имеется ли необходимость проектировать, изготавливать и испытывать экспериментальный образец предлагаемого объекта.

5. Для каких целей может быть использован предлагаемый объект.

6. Как разрабатываемый объект вписывается в сложившуюся систему эксплуатации (возможна ли она в принципе).

7. Какие реальные эффекты может дать применение предлагаемого объекта.

8. Возможные риски при дальнейшем развитии работ.

9. Какие ресурсы потребуются для проведения дальнейших работ на первой стадии (финансовые, кадровые, материальные, производственные, информационные).

Можно также подумать о мерах, способных усилить объективность и тщательность экспертизы. Здесь вполне уместны анонимность предложений, запрет на обмен информацией между экспертами, введение весовой оценки для экспертов и другие известные приёмы.

По результатам экспертизы принимается решение о том, что предложенное решение заслуживает проведения дальнейших работ (либо не заслуживает с аргументацией такого мнения). Тем самым начинается стадия, которую можно назвать поисковой, и в которой гораздо больше "инжиниринга", чем "менеджмента". В зависимости от регламентов, действующих в организации, рассматривающей данное предложение, могут выпускаться необходимые нормативные и распорядительные документы, в том числе техническое задание на проведение научно-исследовательской работы в соответствии с ГОСТ 15.101—98.

Состав "инжиниринговых" работ, выполняемых на этой стадии, зависит от существа предложения и тех результатов предварительной проработки, которая была проделана авторами. В общем случае в нём к первичной идее добавляются: разработка математических моделей и синтез конструктивных решений на основе анализа, проведённого на базе этих моделей; разработка методик расчёта и проектирования объекта; разработка конструкции экспериментального образца вплоть до рабочей документации; разработка программы-методики испытаний экспериментального образца; изготовление и испытания экспериментального образца.

Из работ же в составе "менеджмента" можно упомянуть, например, следующие: предварительная оценка экономического и других эффектов, которые могут быть получены в результате промышленного освоения предложенного объекта; определение потенциальных производителей и/или пользователей для предложенного объекта; оценка возможности имплементации объекта в существующую инфраструктуру использования, в том числе сложившуюся эксплуатацию; ориентировочная оценка затрат на проведение последующих работ вплоть до подготовки производства.

Результатом всей работы на этом этапе могут быть как отчёт о проведенной научно-исследовательской работе согласно ГОСТ 7.32—2001, так и другие документы, предусмотренные техническим заданием или действующими регламентами. В этих документах должен содержаться вывод о дальнейшей работе по объекту или о прекращении таковой. Если дальнейшая работа рекомендуется как опытно-конструкторская, необходимо в составе отчётной документации представить проект технического задания на разработку объекта согласно ГОСТ 15.001—88 (разд. 2 "Разработка технического задания").

Необходимо подчеркнуть, что на этом научно-исследовательские работы не заканчиваются. Несмотря на то, что ещё Государственный комитет по науке и технике СССР в программах, которые имели общее название "Создать и освоить в производстве (дальше шло наименование объекта)" из 17 этапов только первый с шифром И1 содержал задание "Провести научно-исследовательские работы и выдать техническое задание", на самом деле практически всегда требовалось научное сопровождение различного характера. Это может быть связано не только с информационно-аналитической помощью, но и с разработками новых методик расчёта или испытаний, с определением причин и способов устранения неожиданных вредных яв-

лений и многими другими потребностями. Но это зачастую трудно планировать заранее, так что лучше всего предусмотреть некие запасы ресурсов.

Здесь следует обратить внимание на особенности постановки таких работ, связанные с неизбежными ограничениями по объёмам ресурсов, которые могут быть привлечены для их выполнения. Строго говоря, на стадии поиска все предложения равнозначны по уровню неопределённости с точки зрения возможного результата. Однако ограниченность доступных ресурсов заставит устанавливать приоритеты, которыми придётся руководствоваться для решения о начале работы по каждому конкретному предложению. И, наверняка, эти приоритеты будут иметь "ведомственный" характер.

Тут может быть предложен принцип, который представляется полезными при выборе приоритетов. Часть из них свободна от "ведомственных" особенностей, и следование им может обеспечить достаточную окупаемость затрат на ведение поисковых работ. Это прежде всего принцип ранжирования предложений по масштабу объекта разработки.

Напомнив об указанной выше градации "деталь — узел — механизм — система — машина — среда применения", можно указать, что следствием выбора приоритетов на её основе будет различная продолжительность процесса создания и освоения результата. Понятно, что наиболее быстро будут освоены решения на уровне детали и т. д. Однако правильным будет не предпочтение какого-то подхода, а наличие в разработке всего спектра идей (если они, конечно, есть). Всё дело в том, чтобы стараться не пропускать какое-то направление, а распределять имеющиеся ресурсы на все, но с разным объёмом.

Похоже, что понимания этой особенности поисковых работ у ведомств и предприятий пока не видно. Стоит только обратить внимание на модные сейчас постановки в области беспилотного автотранспорта. По некоторым косвенным признакам (например, по составу фирм-участников) можно предположить, что решение этой проблемы сведено к поиску аппаратно-программных решений управления автомобилями как объектами. Однако рентабельное использование вполне возможных решений, опирающихся на реальные достижения современной техники, в частности, на спутниковые навигационные системы и возможности компьютерных средств, требует решения целого ряда задач от создания приспособленных к такому использованию механизмов и систем для машин вплоть до создания необходимой инфраструктуры, обеспечивающей безопасность работы (это, кстати, первый случай выхода за пределы упомянутой градации). Сведений о том, что эти задачи решаются, пока не появлялось, как и сведений о том, что где-то уже создаются производственные мощности и технологии для изготовления всего необходимого. В результате может получиться, что будут созданы образцы, вполне пригодные для демонстрации, а их промышленного освоения не произойдёт и коммерческого использования в достаточном объёме и в ближайшее время не будет.

Разумеется, это не относится к беспилотным наземным машинам военного назначения. Но применительно к военной автомобильной технике обычного вида такие приоритеты вполне определены. В них, помимо чисто военных признаков (боевая эффективность, защищённость, скрытность и др.), могут быть указаны и те, которые полностью совпадают с приоритетами остальной автомобильной техники. Это, конечно, надёжность, топливная экономичность, сокращение затрат на ремонт и обслуживание, безопасность и комфорт (для военной техники обычно увязывается с термином "обитаемость").

Если конструкторская организация имеет подразделение, которому поручено ведение поисковых работ, и оно активно сотрудничает с научно-исследовательскими структурами, то разумное планирование её работы должно предусматривать постановки, по возможности охватывающие весь спектр целей. При этом распределение ресурсов не стоит делать жёстко фиксированным по градациям этих целей раз и навсегда. Внешние обстоятельства и запросы, а также темпы достижения результатов могут требовать коррекции этого распределения, приостанавливая или замедляя работы по некоторым направлениям для ускорения других. Это уже, скорее, интуиция руководства или эффективный анализ текущей ситуации.

Возникает естественный вопрос: кто должен организовывать такую работу и обеспечивать её необходимыми ресурсами? Но ответ на него довольно прост — тот, кто занимается разработкой и промышленным освоением новых объектов, если он заинтересован в том, чтобы эти объекты имели рыночный успех. Можно добавить, что крупные зарубежные машиностроительные фирмы ведут поисковые работы в объёме, в котором число таких проектов в разы превосходит число разработок, доведённых до конвейера.

Следующую стадию работы по проекту можно назвать прикладной. Её целью является разработка полного комплекта конструкторской документации, пригодного к выдаче на подготовку производства. Здесь уже вопросы "инжиниринга" становятся более простыми и традиционными, особенно для организации, давно и плодотворно решающей такие задачи. Они сводятся к общепринятым этапам эскизного, технического и рабочего проектирования с одновременным выпуском сопутствующей документации, состав которой определяется назначением объекта и его потенциальным потребителем. Другими словами, эта стадия по существу представляет собой обычную опытно-конструкторскую работу.

Если эти действия можно считать общепринятыми и относящимися к части "Инжиниринг", то содержание действий в части "Менеджмент" может варьироваться в зависимости от характера разрабатываемого объекта и ряда других обстоятельств. Кроме того, эти действия могут опираться на сведения, которые стали известны ещё при выполнении поисковой части проекта. К ним относятся: анализ предпосылок появления данного проектного предложения в виде результатов научного задела, описанных в литературе; проверка соответствия содержания данного проектного предложения федеральным, ведомственным, региональным или фирменным программам научно-технического развития или приоритетным направлениям стратегического планирования; проверка соответствия данного проектного предложения имеющимся прогнозам или результатам отраслевого маркетинга.

av0916.fm Page 4 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

Затем параллельно с инжиниринговой частью проекта могут производиться действия по оценке следующих возможностей: рыночного потенциала результатов реализации проекта, в том числе возможности приобретения конкурентных преимуществ исполнителя в случае реализации проекта, например, в форме лицензионных соглашений с потенциальными производителями; перспективы проведения некоторых этапов работ по направлению с привлечением средств бюджетного финансирования в рамках реализации государственных программ; перспективы привлечения внебюджетного финансирования со стороны индустриальных партнеров; перспективы применения результатов работы в смежных отраслях знаний; оценки характера и факторов риска реализации проекта; анализ имеющегося опыта-задела.

Перечисленные действия требуют особого внимания в части информационного обеспечения. Исполнителям потребуется доступ к широкой номенклатуре научно-технической периодики, как отечественной, так и зарубежной. Кроме того, должно быть организовано ознакомление с нормативными и распорядительными документами различного уровня, вплоть до федерального, в рамках установленных допусков. Очень полезным будет участие исполнителей в мероприятиях типа конференций, семинаров и выставок, где может быть получена самая свежая информация о последних достижениях науки и техники.

Не менее важно кадровое обеспечение этой работы. Понятно, что исполнители должны обладать достаточно высокой квалификацией для того, чтобы эта работа была успешной.

Как уже указывалось, итоговым результатом этой стадии должен быть прежде всего полный комплект конструкторской документации, пригодный для начала подготовки производства (чертежи, инструкции, ведомости, проект технических условий). К нему должна прилагаться пояснительная записка для внутреннего пользования, в которой должны содержаться предложения по дальнейшему развитию проекта вплоть до промышленного освоения.

Может показаться, что предложенная процедура слишком трудоёмка и затратна. Однако, если посмотреть хотя бы на содержание "инжиниринговой" части, то в ней практически нет ничего необычного. Достаточно напомнить, что экспериментальные образцы, в том числе в виде "концептов", давно стали обычным явлением. Если же посмотреть на неудачные проекты последних лет, то можно увидеть недостаточное внимание к вопросам из разряда "менеджмента", и наоборот — удачные проекты как раз указывают на тщательную проработку таких вопросов.

А вот пренебрежение поисковыми постановками как раз может оказаться причиной того, что затраты на разработку объектов без возможности использования заделов, в том числе таких, которые однозначно указывают на тупиковые варианты, не дадут ожидаемого рыночного успеха. В лучшем случае получаются клоны решений, давно освоенных в мире. Примеров таких известно множество.

Литература

Шипилевский Г.Б. Организация опытно-конструкторских работ и управление ими. Изд-во "Palmarium Academic Publishing", 2012. ISBN: 978-3-8473-9472-3.

АСМ-факты

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ В ЯНВАРЕ—ИЮНЕ 2016 ГОДА

(по информации ОАО «Автосельхозмаш-холдинг»)

РЫНОК ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Оптовые продажи легковых автомобилей в январе—июне 2016 г. сократились на 17,5 % по отношению к январю—июню 2015 года и составили 627,6 тыс. ед. Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению в январе—июне 2016 и 2015 гг. выявляет сокращение абсолютных объёмов продаж во всех сегментах рынка, кроме импорта подержанных автомобилей, где наблюдается незначительный рост. В отношении занимаемых долей рынка можно отметить расширение сегмента

Весь рынок – 760 516 ед. (100%)

Весь рынок – 627 643 ед. (100%) (–17,5%)

Для справки:

1. По данным Ассоциации Европейского Бизнеса, совокупный объём дилерских продаж новых легковых и лёгких коммерческих автомобилей в России в январе—июне 2016 г. составил 672 140 ед., что на 14,1 % меньше, чем в январе—июне 2015 г. (782 431 ед.).

2. Импорт легковых автомобилей физическими лицами, не принимаемый в расчёт рынка, составил в январе—июне 2016 г. всего 7128 машин против 18 306 ед. годом ранее; из них на подержанные автомобили пришлось 6459 ед. и 16 801 ед. соответственно.

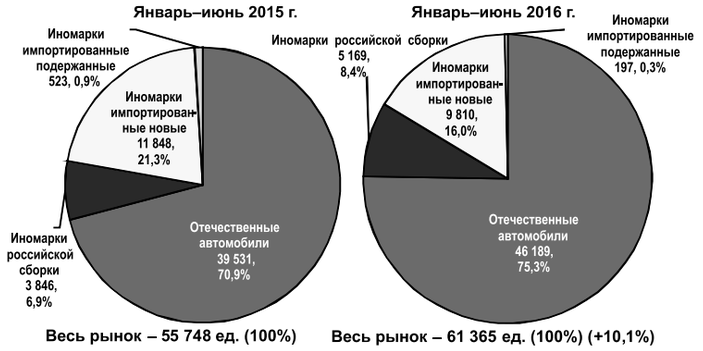
av0916.fm Page 5 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

зарубежных моделей российской сборки при сужении остальных сегментов.

Продажи отечественных автомобилей в январе—июне 2016 г. снизились на 21,6 % до 137,7 тыс. ед., а их рыночная доля снизилась до 21,9 %. Оптовые продажи автомобилей ВАЗ в январе—июне 2016 г. снизились на 16,6 %, а их доля выросла на 0,3 процентных пункта до 20,4 %. Продажи зарубежных моделей российской сборки снизились на 11,6 % до 375,4 тыс. ед., а их доля увеличилась с 55,8 до 59,8 %. Совокупная доля продаж всех собранных в России автомобилей (отечественных и зарубежных моделей) увеличилась с 78,9 до 81,7 % в январе—июне 2016 г.

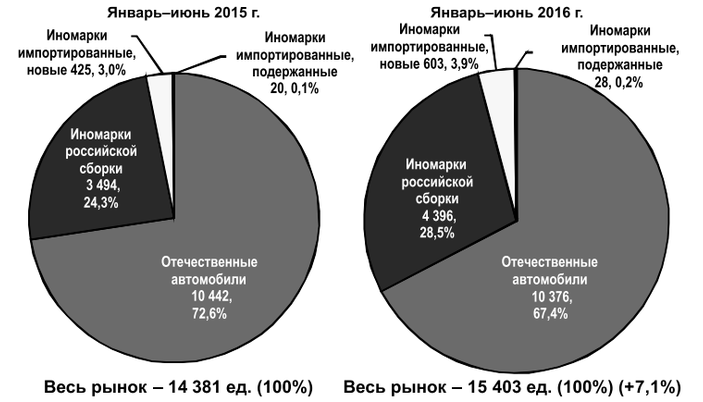
Продажи импортированных новых автомобилей сократились на 30,6 %, до 108,0 тыс. ед., а их доля на рынке уменьшилась с 20,5 % в январе—июне 2015 года до 17,2 % по итогам января—июня 2016 года. Ввоз подержанных машин импортёрами не играет сколько-нибудь заметной роли на рынке, его доля составляет 1 %.

РЫНОК ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, включая малотоннажные



Для справки: импорт грузовых автомобилей физическими лицами за 6 месяцев 2016 г. составил всего 259 ед., из них 126 ед. — новые (6 месяцев 2015 года — 732 ед., из них 401 ед. новые), эти автомобили не включены в расчёт рынка.

РЫНОК АВТОБУСОВ, включая микроавтобусы



Для справки: импорт новых автобусов физическими лицами за 6 месяцев 2016 г. — 223 ед. (6 месяцев 2015 г. — 304 ед.), эти автобусы не включены в расчёт рынка.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.3

БелАЗ НА ВЫСТАВКЕ "МАЙНЭКСПО ИНТЕРНЕШНЛ" В ЛАС-ВЕГАСЕ

НАСКОВЕЦ А.М., ГУСАКОВ Г.Б.
ОАО "БелАЗ" (10.375.1775.3-60-72)

Ежегодно ОАО "БелАЗ" (управляющая компания холдинга "БелАЗ-Холдинг") для эффективного продвижения своей продукции принимает участие в выставках как на территории Республики Беларусь, так и в регионах дальнего зарубежья. Самая значимая из них — международная выставка горно-добывающего оборудования "MINExpo International", проходящая раз в четыре года в городе Лас-Вегас (США). Это крупнейший международный форум, в рамках которого производители карьерной техники, оборудования, машин, аппаратов и устройств могут целенаправленно представить свою продукцию именно тем специалистам, которые в своих компаниях занимаются закупками. Выставку посещают представители 85 % всех крупнейших компаний мира, занятых в горно-добывающей отрасли, причем почти половина из них рассматривают её как наиболее эффективное мероприятие для своих целей.

ОАО "БелАЗ", являясь крупнейшим производителем карьерного транспорта, регулярно участвует в выставке и демонстрирует помимо серийной продукции новейшие образцы разрабатываемой техники. Так, в 2012 году предприятие произвело настоящий фурор, представив общественности карьерный самосвал БелАЗ-75603 грузоподъёмностью 360 т.

Более 200 представителей горно-добывающих компаний со всего мира, заинтересованных в сотрудничестве с ОАО "БелАЗ", побывало в выставочном павильоне белорусского производителя. В то время как техничес-

кие специалисты постигали особенности конструкции автомобиля, члены официальной делегации БелАЗа во главе с генеральным директором П.А. Пархомчиком и генеральным конструктором А.Н. Егоровым вели переговоры о перспективах сотрудничества с представителями крупнейших мировых горно-добывающих компаний. Взаимовыгодное сотрудничество со многими из них продолжается и сегодня. Там же в ходе работы выставки БелАЗ выступил с сенсационным заявлением о будущей инновационной разработке предприятия — самом большом карьерном самосвале грузоподъёмностью 450 тонн, воплощение которого в металле произошло ровно через год после проведения форума.

Рис. 1. Карьерный самосвал БелАЗ-75603 грузоподъёмностью 360 т (Лас-Вегас, 2012 г.)

Рис. 2. Карьерный самосвал БелАЗ-75310 грузоподъёмностью 240 т под погрузкой

Рис. 3. Карьерный самосвал БелАЗ-75581 грузоподъёмностью 90 т под погрузкой

Техническая характеристика

	БелАЗ-75581	БелАЗ-75310
Грузоподъёмность, т	90	240
Модель двигателя	QST 30-C	QSK 60-C
Номинальная мощность двигателя, кВт (л. с.) при 1900 об/мин	783 (1065)	1864(2500)
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт · ч	202	206
Тип тягового генератора	ГСТ 700-8	5GTA41B
Тип тягового двигателя	ТАД-9	5GEB34A
Вместимость кузова, м^3: геометрическая с "шапкой" 2:1	37,7	44,5	75,0 53,3	60,0	93,0	102,4 141,1
Размерность шин	27.00R49; 31/90-49	40.00R57; 46/90R57
Радиус поворота, м	11	15
Масса эксплуатационная, кг (комплектация без дополнительных систем)	74 000	161 500
Масса полная, кг	164 000	401 500
Максимальная скорость, км/ч	60	64

В этом году выставка в Лас-Вегасе пройдёт 26—28 сентября. Открытую выставочную площадь у павильона предприятия украсят два новых карьерных самосвала: БелАЗ-75310 грузоподъёмностью 240 т и БелАЗ-75581 грузоподъёмностью 90 т. Экспонируемые образцы самосвалов представляет новое поколение белазовской техники, разработанной с учётом современных требований рынка. На них реализованы все последние инновационные конструкторские решения, благодря которым машины, уже работающие в хозяйствах многих стран мира, демонстрируют хорошие эксплуатационные показатели (см. таблицу).

Двигатели

На самосвалах установлены современные дизельные двигатели фирмы "Камминз" мощностью 1050 л.с. или 772 кВт (для мод. 75581) и 2500 л.с. 1838 кВт (для мод. 75310) с электронным управлением и центральной отключаемой крыльчаткой системы охлаждения, обеспечивающие высокие удельную мощность и, соответственно, скорость самосвала на подъёме, а также высокую топливную экономичность. Соответствие стандартам экологии *Teir II* позволяет сократить выброс вредных веществ в атмосферу.

Двигатели оборудованы электрическими стартерами, сухими трехступенчатыми воздушными фильтрами с автоматическим удалением пыли. Для облегчения пуска двигателя в холодное время года на самосвале установлен предпусковой подогреватель охлаждающей жидкости и фильтр грубой очистки с функцией подогрева топлива.

Трансмиссия

На самосвалах установлен высокоэффективный электропривод переменного тока четвёртого поколения. Применение данного тягового электропривода с частотно-регулируемыми асинхронными электрическими машинами по сравнению с гидромеханической передачей позволяет: улучшить тяговые и тормозные характеристики самосвала; повысить эффективность его работы за счёт более высокой производительности; расширить скоростной диапазон за счёт эффективного динамического торможения в области высоких и низких скоростей; повысить надёжность работы автосамосвала в целом; снизить эксплуатационные затраты на техническое обслуживание; снизить стоимость ремонта и расходных материалов за счёт исключения коробки передач с гидротрансформатором и насосом, дифференциала с карданной передачей, многодискового рабочего тормоза с его системой охлаждения; снизить воздействие на окружающую среду за счёт сокращения использования смазочных масел. Применение высокоэффективной микропроцессорной системы управления и диагностики позволяет повысить надёжность и производительность самосвала.

Гидравлическая система

На машинах применена объединённая гидравлическая система для рулевого управления, тормозной системы и опрокидывающего механизма, что позволяет упростить и унифицировать гидропривод. Привод гидронасоса переменной производительности осуществляется от выходного фланца тягового генератора без применения дополнительного редуктора, что позволяет снизить потери мощности, исключить из конструкции радиатор для охлаждения гидропривода, достичь ресурса насосов до ремонта с учётом внедрённой дополнительной системы фильтрации масла не менее 25—30 тыс. моточасов. Применение регулируемых насосов с автоматом разгрузки позволяет снизить потери мощности в приводе и обеспечить охлаждение масла в различных климатических зонах без использования радиаторов.

Подвеска, рама, кузов

Принятая схема направляющего аппарата подвески самосвала снижает силу сухого трения по сравнению с самосвалами-аналогами в 2—4 раза, обеспечивает хорошую плавность хода и соответственно, минимальные, динамические нагрузки на оператора и узлы самосвала. Использование шаровых опор в цилиндрах подвески снижает трудоёмкость и себестоимость ремонта, при ремонте требуется замена только вкладышей вместо шарнирных подшипников в сборе и не требуется демонтаж пальца подшипника, трудоёмкость замены которого значительно вырастает в случае выработки в процессе эксплуатации.

Рама и платформа самосвала изготовлены из высокопрочных материалов с применением литых элементов в местах наибольшей нагрузки.

Рис. 4. Рабочее место водителя в новой кабине карьерного самосвала БелАЗ

Кабина

Работать в кабине новых самосвалов по-настоящему комфортно, об этом говорят следующие факторы. Оптимизирован размер рабочего пространства. Рабочее место водителя спроектировано с учётом современных требований безопасности, эргономики и ортопедии, что в совокупности с высокой плавностью хода самосвала снижает утомляемость водителя во время его повседневной работы. Основные органы управления расположены таким образом, чтобы обеспечить максимально возможный комфорт водителю. За функциональность и удобство управления самосвалом отвечает информационный жидкокристаллический дисплей, на который выводится основная информация о работе машины, а включенная в стандартную комплектацию система активного видеообзора улучшает видимость "мертвых зон" на опасных участках дороги. Большое внимание специалисты предприятия уделили вопросам шумоизоляции: чтобы обеспечить низкий уровень шума, в кабине применены улучшенные обивочные и изоляционные материалы. Климат в салоне обеспечивает отопительно-кондиционерный блок, который обогревает его зимой и охлаждает летом.

Комплектация

В стандартную комплектацию самосвала включено оборудование, улучшающее эксплуатационную привлекательность самосвалов: это упомянутые выше предпусковой подогреватель и кондиционерно-отопительный блок, система комбинированного пожаротушения с дистанционным включением, автоматическая централизованная система смазки, система контроля загрузки и топлива, телеметрическая система контроля давления в шинах, система видеообзора, система предупреждения приближения к высоковольтным линиям.

По заказу потребителя возможно комплектование различными грузовыми платформами, обеспечивающими максимальное использование грузоподъёмности самосвала в зависимости от плотности перевозимого груза. Также платформы могут поставляться с футерованными днищами, защищёнными от износа при перевозке горных пород с высокими абразивными свойствами.

ОАО "БелАЗ" приглашает посетителей выставки на свой стенд открытой выставочной площади *"SILVER LOT"*, где будет также представлена информация о других новых разработках заводских специалистов: как технике, уже проходящей испытания, так и маши-

av0916.fm Page 8 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

Рис. 5. Карьерный самосвал БелАЗ-75710 под погрузкой в разрезе "Черниговец" (Россия)

Рис. 6. Новый погрузчик БелАЗ-78250 загружает роботизированный карьерный самосвал БелАЗ (136 т)

нах, которым ещё только предстоит удивить и поразить горную общественность в недалеком будущем. В их числе: карьерный самосвал БелАЗ-75710 грузоподъёмностью 450 т., успешно эксплуатирующийся в карьере Кузбасса; машины, представляющие новые классы грузоподъёмности в линейке техники БелАЗ, это 160-тонные самосвалы серии БелАЗ-7517, 180-тонные карьерные самосвалы серии БелАЗ-7518, 240-тонные самосвалы серии БелАЗ-7531; самый большой в линейке предприятия и на просторах СНГ фронтальный колёсный погрузчик с объёмом ковша 11,5 м^3 грузоподъёмностью 20—22 т.; новый аэродромный тягач БелАЗ-74270, предназначенный для буксировки самолётов массой до 600 т.; роботизированный самосвал, разработанный на базе карьерного самосвала БелАЗ грузоподъёмностью 136 т.; самосвалы, работающие на альтернативных источниках энергии (к настоящему времени специалистами предприятия по просьбе руководства Ковдорского ГОКа осуществлено переоснащение двух карьерных самосвалов БелАЗ-75139 грузоподъёмностью 136 т. двигателями, работающими по газодизельному циклу).

УДК 621.436

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

д-р техн. наук **ЛИХАНОВ В.А.**,
канд. техн. наук **ЛОПАТИН О.П.**
Вятская государственная сельскохозяйственная академия
(8332.54-86-33)

В работе представлены результаты экспериментальных исследований по влиянию компримированного природного газа на показатели токсичности и дымности отработавших газов. Подробно исследованы и определены значения объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала, а также даны показатели процесса сгорания газодизеля с турбонаддувом на различных нагрузочных и скоростных режимах работы.

Ключевые слова: *дизель, турбонаддув, компримированный природный газ, оксиды азота, токсичность.*

Likhanov V.A., Lopatin O.P.

IMPROVING THE ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF DIESEL ENGINE WITH TURBOCHARGER WHEN OPERATING ON NATURAL GAS

The paper presents the results of experimental studies of the effect of compressed natural gas on the exhaust toxicity and opacity data. The values of the volume content and mass concentration of nitrogen oxides in the cylinder according to the crank angle change are analyzed and determined, and the data of gas diesel turbocharged engine combustion process by different load and speed operating modes are given.

Keywords: *diesel, turbocharged, compressed natural gas, nitrogen oxides, toxicity.*

В Вятской государственной сельскохозяйственной академии на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены исследования по переводу дизеля с турбонаддувом Д-245.12С (4ЧН 11,0/12,5) для работы на компримированном природном газе (КПГ) [1].

В целях определения и оптимизации основных параметров работы дизеля с турбонаддувом при работе на природном газе проведены стендовые испытания его по дизельному и газодизельному процессам, которые показали, что дизель устойчиво работает на компримированном природном газе при соотношении на номинальном режиме: газа — 80 %, запальной порции дизельного топлива — 20 %. В дальнейшем исследования рабочего процесса проводились именно при таком соотношении.

В качестве загрузочного устройства при испытаниях дизеля применялся электротормозной стенд SAK-N670 с балансирной маятниковой машиной. Установка оборудовалась необходимым измерительным оборудованием и приборами. Частота вращения коленчатого вала дизеля измерялась с помощью электронного цифрового тахометра ТЦ-1. Расход основного топлива определялся с помощью электронного расходомера АИР-50. Время опыта измерялось с помощью электронного секундомера. Расход газа определялся объёмным способом с помощью газового расходомера ГФК-6 с модернизизированной системой отсчёта на базе счётчика МЭС-66. Расход воздуха, потребляемого дизелем, определялся с помощью газового счётчика РГ-400, установленного перед впускным ресивером и счётчиком импульсов МЭС-66. Для индицирования

av0916.fm Page 9 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

процесса сгорания в цилиндре дизеля применялся электропневматический индикатор МАИ-5А.

Двухступенчатый газовый редуктор для снижения давления газа монтировался непосредственно рядом со счётчиком для измерения расхода газа. Здесь же располагался фильтр с электромагнитным клапаном для обеспечения безаварийной работы и управляемый с пульта управления. Разряжение во впускном трубопроводе до и после смесителя-дозатора измерялось с помощью U-образных жидкостных манометров. Влажность и барометрическое давление окружающего воздуха измерялись психрометром и барометром-анероидом. Температура окружающего воздуха и температура топлива измерялись ртутными термометрами. Температура ОГ дизеля замерялась с помощью хромель-алюмелевых термопар. В качестве вторичного прибора применялся логомер М-64. Для проведения стендовых испытаний на природном газе бала использована передвижная заправочная станция на базе тракторного прицепа 2ПТС-4.

Отбор проб отработавших газов производился газозаборниками системы АСГА-Т, установленными на выпускном трубопроводе двигателя. Дымность отработавших газов измерялась с помощью дымомера "Бош" EFAW-68A. Регулировка и проверка топливного насоса осуществлялись на бестормозном стенде для испытаний топливной аппаратуры КИ-22205. Регулировка и проверка форсунок проводились на стенде для проверки форсунок КИ-3333.

В работе представлены результаты экпериментальных исследований по влиянию КПГ на показатели токсичности и дымности отработавших газов, характеристики процесса сгорания, содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре дизеля.

На дизеле были сняты регулировочные характеристики в зависимости от изменения установочного угла опережения впрыскивания топлива по дизельному и газодизельному процессам с одновременным индицированием рабочего процесса и определением токсичности и дымности отработавших газов. Характеристики снимались для определения оптимального значения установочного УОВТ по дизельному и газодизельному процессам при равных значениях средних эффективных давлений и для оптимизации экологических и эффективных показателей и показателей процесса сгорания дизеля.

Из графиков токсичности (рис. 1) для номинальной частоты вращения n = 2400 мин$^{-1}$ видно, что с увеличением установочного УОВТ содержание оксидов азота в отработавших газах при работе двигателя по дизельному процессу (сплошные кривые) возрастает от 180 ppm при $\Theta_{впр}$ = 5° до 188 ppm при $\Theta_{впр}$ = 17°. При работе двигателя по газодизельному процессу (пункрирные кривые) оно при $\Theta_{впр}$ = 5° составляет 170 ppm, а при $\Theta_{впр}$ = 14° уже 174 ppm. Во всем диапазоне изменения установочного УОВТ содержание оксидов азота в отработавших газах имеет меньшие на 6...8 % значения для газодизеля. Так, при $\Theta_{впр}$ = 11° — снижается на 6 % (со 183 до 172 ppm). Это связано с уменьшением коэффициента избытка воздуха, приводящим к меньшему окислению азота кислородом.

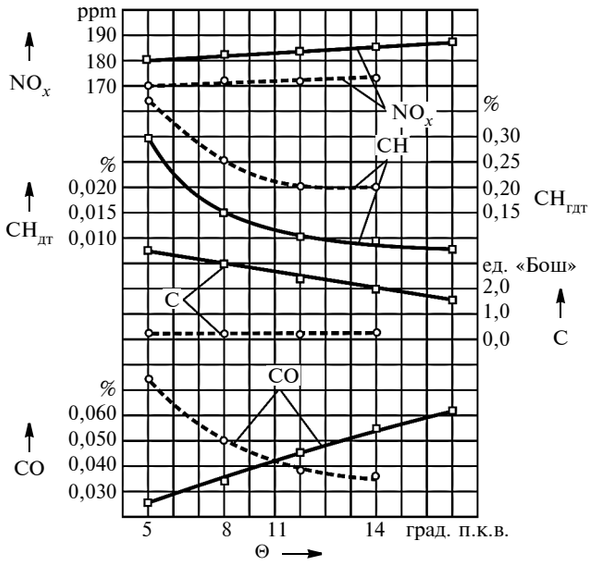


Рис. 1. Зависимость токсичности отработавших газов дизеля Д-245.12С от типа топлива и установочного УОВТ при n = 2400 мин$^{-1}$

Содержание несгоревших углеводородов с увеличением установочного УОВТ в целом снижается как у дизеля, так и у газодизеля. Но при этом газодизельный процесс сопровождается увеличением в отработавших газах суммарных углеводородов — их содержание в 8...10 раз выше по сравнению с дизельным процессом. Так, при $\Theta_{впр}$ = 11° при работе по дизельному процессу содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах составляет 0,01 %, а при работе на природном газе — уже 0,2 %, что выше в 20 раз. Это вызвано нарушением процесса сгорания при работе на КПГ.

Содержание сажи по дизельному процессу с увеличением установочного УОВТ снижается с 3,5 ед. по шкале "Бош" при $\Theta_{впр}$ = 5° до 1,5 ед. при $\Theta_{впр}$ = 17°. При работе по газодизельному процессу оно практически не зависит от установочного УОВТ и составляет 0,1 ед. по шкале "Бош". При $\Theta_{впр}$ = 11° при работе двигателя на природном газе содержание сажи в отработавших газах ниже в 25 раз по сравнению с дизелем на том же установочном УОВТ. Это объясняется высокой турбулизацией заряда, приводящей к интенсификации процессов выгорания сажевых частиц в цилиндре газодизеля.

Содержание монооксида углерода по дизельному процессу с увеличением установочного УОВТ возрастает с 0,026 % при $\Theta_{впр}$ = 5° до 0,062 % при $\Theta_{впр}$ = 17°. При работе двигателя на КПГ его содержание, наоборот, снижается. При $\Theta_{впр}$ = 11° оно составляет 0,04 %, что на 12,5 % ниже показателей для дизеля при том же установочном УОВТ.

На основании анализа полученных результатов можно сделать вывод, что с точки зрения снижения токсичности отработавших газов дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам оптимальным является установочный УОВТ в 11 градусов поворота коленчатого вала, поскольку на этом угле минимальна суммарная токсичность отработавших газов.

av0916.fm Page 10 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

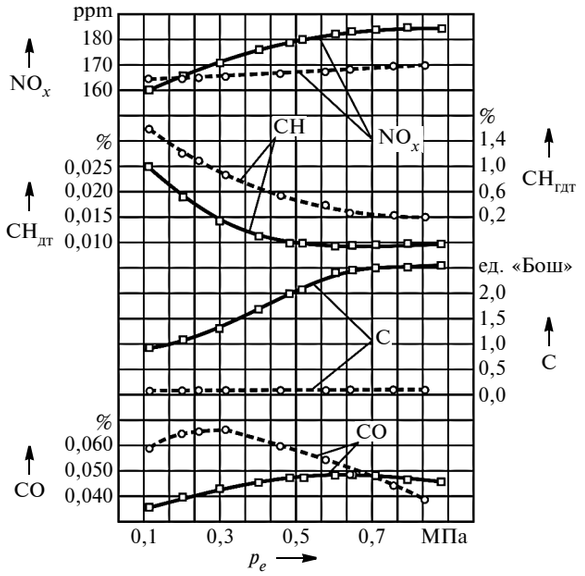


Рис. 2. Зависимость токсичности отработавших газов дизеля Д-245.12С в зависимости от типа топлива и нагрузки при n = 2400 мин$^{-1}$ и $\Theta_{впр}$ = 11°

Нагрузочные характеристики изменения содержания токсичных компонентов в отработавших газах дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам на оптимальном для газодизельного процесса установочном УОВТ 11° при n = 2400 мин$^{-1}$ на номинальной частоте вращения представлены на рис. 2.

Как видим, с увеличением нагрузки содержание оксидов азота в отработавших газах при работе двигателя по дизельному процессу возрастает от 160 ppm при p_e = 0,12 МПа до 185 ppm при p_e = 0,88 МПа. Рост составляет 15,6 %. С увеличением нагрузки оно в целом снижается с 0,025 до 0,010 %, т. е. в 2,5 раза. Содержание сажи по дизельному процессу с увеличением нагрузки возрастает с 0,9 до 2,6 ед. по шкале "Бош" и, соответственно, увеличивается в 2,9 раза. Содержание монооксида углерода изменяется с 0,035 до 0,047 %, или увеличивается на 34,3 %.

При работе на природном газе содержание оксидов азота в отработавших газах при работе двигателя по газодизельному процессу возрастает незначительно: от 165 ppm при p_e = 0,12 МПа до 170 ppm при p_e = 0,85 МПа, рост составляет 3 %. Содержание несгоревших углеводородов с увеличением нагрузки снижается с 1,6 до 0,2 %, или в 8 раз. Содержание сажи по газодизельному процессу с увеличением нагрузки практически не изменяется и составляет 0,1 ед. по шкале "Бош" на всем диапазоне нагрузок. Содержание монооксида углерода уменьшается с 0,059 до 0,039 %, снижение составляет 51,2 %.

Анализируя изменения значений содержания токсичных компонентов в отработавших газах дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при установочном УОВТ 11° на номинальной частоте вращения n = 2400 мин$^{-1}$, можно отметить следующее. Содержание оксидов азота в отработавших газах при работе по газодизельному процессу ниже, чем по дизельному, во всем диапазоне изменения нагрузок. Так при p_e = 0,84 МПа оно снижается на 6,4 % (со 183 до 172 ppm). Снижение достигается уменьшением длительности процесса сгорания при работе на природном газе. Существенно снижается содержание в отработавших газах сажи при работе по газодизельному процессу на всём диапазоне нагрузок. На дизельном процессе максимальное содержание сажевых частиц составляет 2,5 ед. по шкале "Бош", а на газодизеле на 96 % меньше. Это объясняется тем, что метан из всех топлив наименее склонен к образованию сажи. Вместе с тем необходимо отметить, что при работе по газодизельному процессу возрастает содержание в отработавших газах монооксида углерода на малых и средних нагрузках. Однако с увеличением нагрузки его содержание в отработавших газах при работе по газодизельному процессу снижается и при среднем эффективном давлении 0,7 МПа равно содержанию в отработавших газах дизельного процесса, а при дальнейшем увеличении нагрузки лежит ниже значений дизельного процесса и при p_e = 0,84 МПа содержание монооксида углерода при работе на КПГ равно 0,039 %, против 0,045 %, разница в 15,4 %.

Анализируя содержание в отработавших газах суммарных углеводородов, следует отметить: оно существенно возрастает при уменьшении нагрузки и достигает максимума при сбросе нагрузки до режима, близкого к холостому ходу. При этом содержание углеводородов в отработавших газах дизеля составляет 0,01 % (p_e = 0,84 МПа), а при работе на КПГ — уже 0,20 %, что в 20 раз больше. Это объясняется тем, что суммарные углеводороды и оксид углерода являются продуктами неполного сгорания, и на увеличение их процентного содержания в отработавших газах оказывает влияние ухудшение процесса сгорания на малых нагрузках из-за переобеднения газовоздушной смеси вследствие использования качественного способа регулирования мощности и воспламенения запальным дизельным топливом. В результате на малых нагрузках процесс распространения фронта пламени и весь процесс сгорания в целом протекают более вяло, способствуя неполному сгоранию топлива и, как следствие, ухудшению эффективного коэффициента полезного действия.

На рис. 3 представлено объёмное содержание и массовая концентрация оксидов азота и показатели процесса сгорания дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ для номинальной частоты вращения 2400 мин$^{-1}$. Из него видно, что с увеличением угла опережения впрыскивания топлива при работе по дизельному и газодизельному процессам возрастают объёмное содержание и массовая концентрация оксидов азота, а также максимальные давление газов и температура в цилиндре двигателя.

При всех значениях установочных УОВТ при переходе на газодизельный процесс происходит снижение объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота, увеличение максимальных давления газов и температуры в цилиндре двигателя. По показателям

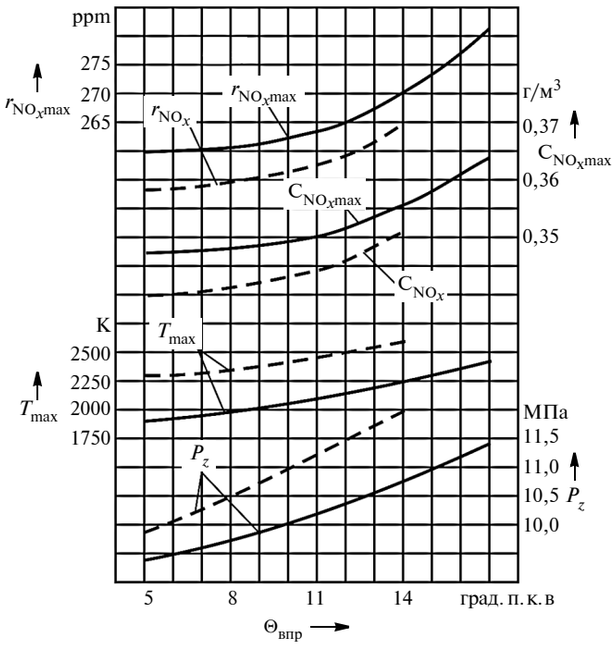


Рис. 3. Зависимость объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота и показателей процесса сгорания дизеля Д-245.12С от вида топлива и установочного УОВТ при n = 2400 мин$^{-1}$

объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота и показателям процесса сгорания также необходимо для газодизеля принять оптимальный установочный УОВТ — 11° до в.м.т.

При работе по газодизельному процессу увеличивается угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, т. е. процесс сгорания происходит в меньший период времени и более интенсивно, что, в свою очередь, препятствует окислению азота. Метано-воздушная смесь в условиях недостатка кислорода замедляет процесс образования оксидов азота в цилиндре и, соответственно, снижает содержание оксидов азота в ОГ дизеля.

Графики объёмного содержания, массовой концентрации оксидов азота, осреднённой температуры и давления газов в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала при работе по дизельному и газодизельному процессам для оптимального установочного УОВТ 11 градусов и $n = 2400$ мин$^{-1}$ представлены на рис. 4.

Из этого рисунка видно, что максимальные значения объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота в цилиндре следуют сразу за максимальной температурой цикла, значительно превышают концентрацию оксидов азота в отработавших газах и увеличиваются с увеличением максимальной температуры цикла. Так, при $\Theta_{впр} = 11$ градусов и $n = 2400$ мин$^{-1}$ при работе по газодизельному процессу максимальное объёмное содержание оксидов азота в цилиндре составляет 272 ppm, что выше содержания оксидов азота в цилиндре при работе по дизельному процессу на 4 % и на 37 % выше содержания оксидов азота в отработавших газах газодизеля на этом же режиме. Максимальное значение объёмного содержания оксидов азота при работе по дизельному процессу составляет 263 ppm; при этом же значении угла поворота коленчатого вала двигателя объёмное содержание оксидов азота при работе по газодизельному процессу составляет 257 ppm, что ниже на 3 % дизельного процесса.

Максимальное значение массового содержания оксидов азота при работе по дизельному процессу составляет 0,0350 г/м^3; при этом же значении угла поворота коленчатого вала двигателя массовое содержание оксидов азота при работе по газодизельному процессу составляет 0,0344 г/м^3, что ниже на 2 % дизельного процесса.

Увеличение процентного выгорания топлива в начальный период при работе по газодизельному процессу приводит к снижению доли потерь тепла в этот период. Это вызывает увеличение коэффициента активного тепловыделения, что предопределяет более эффективное использование тепла в цилиндре дизеля в начальный период сгорания основной части топлива.

Графики объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота, максимальной температуры и давления в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам при установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 11°$ в зависимости от изменения частоты вращения представлены на рис. 5.

Из графиков видно, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя происходит также снижение объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота и максимального давления газов в цилиндре, увеличение максимальной температуры цикла.

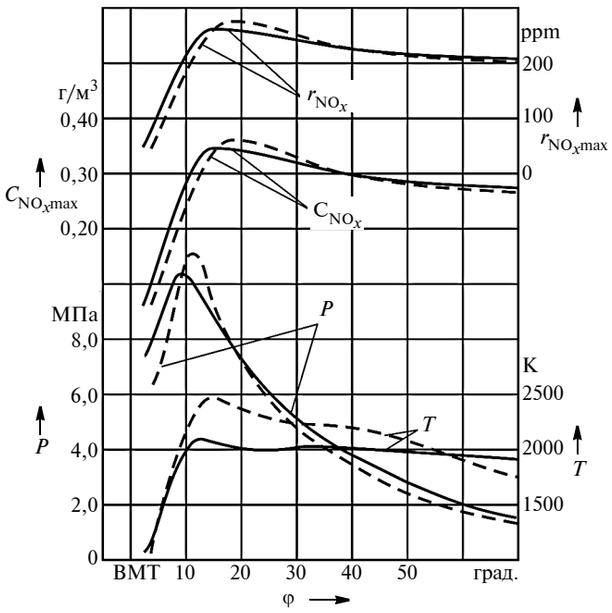


Рис. 4. Зависимость показателей процесса сгорания, объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля Д-245.12С от типа топлива и изменения угла поворота коленчатого вала при $\Theta_{впр} = 11°$ и n = 2400 мин$^{-1}$

av0916.fm Page 12 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

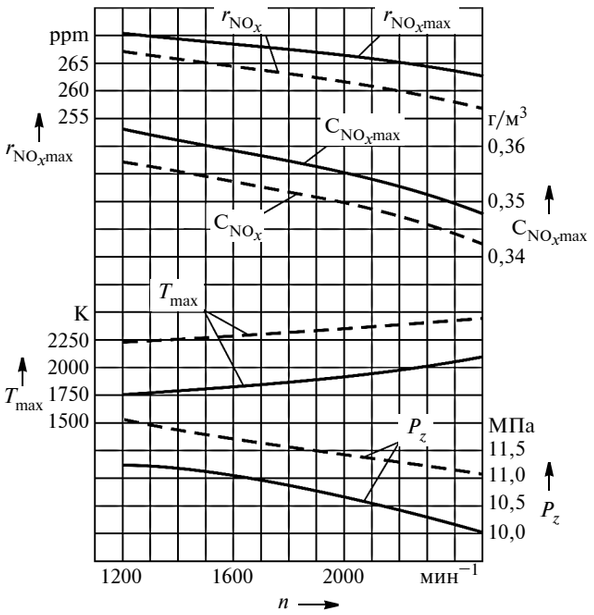


Рис. 5. Зависимость показателей процесса сгорания, объёмного содержания и массовой концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля Д-245.12С от типа топлива и частоты вращения коренчатого вала при $\Theta_{впр}$ = 11°

Так, при работе по газодизельному процессу при увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя с n = 1200 мин$^{-1}$ до n = 2400 мин$^{-1}$ происходит уменьшение объёмного содержания с 267 до 257 ppm и массовой концентрации оксидов азота с 0,0357 до 0,0344 г/м^3. При переходе на газодизельный процесс объёмное содержание и массовая концентрация оксидов азота ниже в среднем на 3 % во всём диапазоне изменения частот вращения коленчатого вала двигателя.

На основании анализа полученных результатов можно сделать вывод, что применение компримированного природного газа в дизеле с наддувом в качестве альтернативного топлива эффективно, что позволяет надёжно снизить токсичность отработавших газов. Так, при оптимальном установочном угле опережения впрыскивания топлива 11° при переходе на газодизельный процесс происходит снижение содержания оксидов азота в отработавших газах на 6,0 %, сажи в 25 раз, оксида углерода на 12,5 %.

Литература

1. Россохин А.В. Улучшение экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе путем снижения дымности отработавших газов // Автореферат дис. ... канд. техн. наук / Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. СПб., 2006.

УДК 621.435.01

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПУТЁМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЕГО РАБОЧЕГО ОБЪЁМА

Д-р техн. наук **ПАТРАХАЛЬЦЕВ Н.Н.**,
канд. техн. наук **ОЩЕПКОВ П.П.**, **САВАСТЕНКО Э.А.**
РУДН (8-915-278-54-06)

Приводятся оценочные показатели возможности повышения экономичности двигателя регулированием его активного рабочего объёма, что достигается отключением/включением части цилиндров или циклов работы двигателя на режимах малых нагрузок и холостых ходов.

Ключевые слова: *экономичность режимов малых нагрузок, отключение цилиндров или циклов, изменение рабочего объёма ДВС.*

Patrakhaltsev N.N., Oshepkov P.P., Savastenko E.A.

ANALYSES OF OPPORTUNITIES TO RISE OF ECONOMY OF ENGINE WITH SPARKING PLUG BY MEANS OF VARIATION OF ACTIVE DISPLASEMENT

There substantiated some opportunities to rise an economy of automotive engines with spark igniting by disconnection some cylinders en regimens of low loads. The method is known as method of variation of active displacement.

Keywords: *automotive engine, regimes of low loads, disconnection of cylinders or cycles, variation of displacement of engine.*

В городских условиях автомобильные двигатели большую часть времени работают с низкими коэффициентами загрузки, что приводит к перерасходу топлива, повышенным выбросам токсичных веществ с отработавшими газами, а также к снижению их надёжности. В связи с этим появились двигатели регулируемого рабочего объёма, т. е. с отключением/включением части их цилиндров или отдельных циклов [1—3]. При этом в реально существующих конструкциях обычно отключают одно и то же постоянное число одних и тех же цилиндров. Однако очевидно, что такой способ — не из лучших: идеальным был бы вариант регулирования, при котором число отключаемых цилиндров напрямую зависит от конкретного уровня малой нагрузки. Более того, номера отключаемых цилиндров меняются. Такое решение позволило бы сохранить единообразие в износах отдельных цилиндров.

Но это — идея. Чтобы определить её практическую ценность, авторы выполнили расчётно-экспериментальный анализ ДВС, работающего по такому алгоритму. При этом они исходили из следующих соображений.

В реальных условиях эксплуатации автомобильный двигатель работает в широком диапазоне изменения нагрузок и частот вращения коленчатого вала. Его удельный расход топлива на этом режиме определяется двумя независимыми переменными — крутящим моментом M_e и частотой n вращения коленчатого вала. Проанализировать эту связь проще всего с помощью многопараметровых универсальных характеристик двигателя [4]. Их анализ позволяет оценить зоны наиболее экономичных режимов работы двигателя, выбрать самый экономичный режим, сравнить между собой различные двигатели или разные модификации одного и того же двигателя, а на стадии проектирования нового автомобиля — оценить его экономичность, если известен цикл его движения или выгодную область его рабочих режимов.

Сказанное выше относится как к двигателю полноразмерному, т.е. со всеми (i) работающими цилиндрами, так и к двигателю с частью отключённых цилиндров, когда оставшиеся в работе (z) активные цилиндры нагружены до более высокого уровня с целью поддержания заданного уровня нагрузки двигателя.

При регулировании двигателя отключением части цилиндров, а следовательно, изменением его рабочего объёма, его многопараметровую характеристику целесообразно снабдить ординатой удельной работы $L_{уд}$ двигателя, так как изменяя на данном режиме малой нагрузки величину рабочего объёма двигателя, т.е. отключая часть цилиндров или циклов, мы меняем его удельную работу при сохранении той же полной работы $L_{полн}$. Полная же работа полноразмерного двигателя на данном режиме определяется по формуле № 1 (см. таблицу), а удельные работы двигателя с частью отключённых цилиндров $L_{уд}$ и полноразмерного двигателя — соответственно по формулам № 2 и 3.

В качестве объекта исследования авторы взяли двигатель *UPS* 292 *PS* [3], по которому опубликовано достаточно много экспериментальных материалов. Этот шестицилиндровый двигатель — многотопливный, с расслоением заряда, его номинальная мощность $N_{e\,ном}$ равна 71 кВт (96 л.с.) при $n_{ном}$ = 3200 мин$^{-1}$, максимальный крутящий момент $M_{e\,max}$ — 248 Н · м при 1500 мин$^{-1}$, среднее эффективное давление $p_{e\,ном}$ в цилиндре — 0,8 МПа, S/D = 1,046/0,984 дм/дм, ε = 13; рабочий объём iV_h — 4,77 дм^3. В нём организован рабочий процесс *TCCS* (*Texaco Controlled Combustion System*), особенности которого следующие. Топливо впрыскивается форсункой в закрученный поток воздуха вблизи свечи зажигания, т. е. и процесс образования топливовоздушной смеси начинается в зоне впрыска; а продолжительность впрыска сравнима с продолжительностью зажигания.

Многопараметровая характеристика этого двигателя приведена на рис. 1. Правда, в источнике информации, из которого взят этот рисунок, характеристики построены не во всём диапазоне частот вращения коленчатого вала, а только в диапазоне частот, наиболее часто реализуемых в условиях эксплуатации. На этом же рисунке, кроме того, нанесены точки K, H, J характеристика $p_e = f(n)$ наиболее вероятных установившихся режимов работы полноразмерного двигателя при движении автомобиля по ровному шоссе с разными постоянными скоростями на четвёртой передаче в коробке передач. Из рисунка видно, что, например, при минимальной скорости движения автомобиля и n = 800 мин$^{-1}$ (точка K) двигатель совершает удельную работу, равную 50 Дж/дм^3, и имеет g_e = 400 г/(кВт · ч). Повышение же скорости движения при той же передаче происходит за счёт увеличения подачи топлива, развиваемого крутящего момента и, следовательно, роста частоты вращения коленчатого вала. Например, при n = 2200 мин$^{-1}$ (точка H) выполняемая удельная работа возрастает до ~125 Дж/дм^3, а удельный эффективный расход g_e топлива снижается до 270 г/(кВт · ч). При отключении четырёх цилиндров, т.е. при работе двигателя при двух активных цилиндрах, удельная работа, выполняемая этим двигателем (при n = 800 мин$^{-1}$ (точка A)), возрастает до 150 Дж/дм^3, а g_e снижается до 250 г/(кВт · ч). Характеристика A—B представляет собой нагрузку двигателя при работе на двух цилиндрах и реализации тех же исходных режимов полноразмерного двигателя, которая обозначена точками K, H, J. Характеристика, показанная точками G, C, D, — реализация тех же нагрузок при работе на трёх активных цилиндрах (z = 3) и т. д.

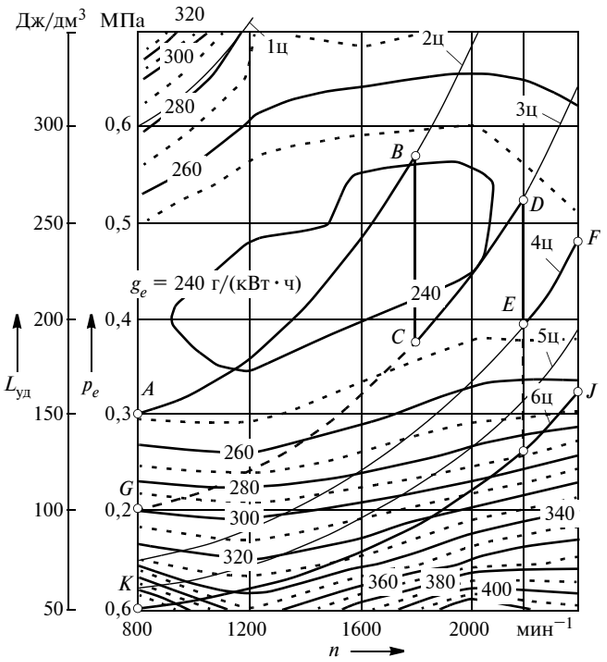


Рис. 1. Универсальная характеристики двигателя UPS 292 PS по показателям удельного эффективного расхода топлива (g_e), снабжённая ординатой удельной работы двигателя ($L_{уд}$) (ордината p_e в данном случае применима только для полноразмерного двигателя или для одного цилиндра)

№	Формула	Примечание
1	$L_{полн} = 500p_e$, Дж	p_e — среднее эффективное давление, МПа
2	$L_{уд} = 500p_e/(zV_h)$, Дж/дм^3	z — число активных (работающих) цилиндров; V_h — рабочий объём одного цилиндра, дм^3
3	$L_{уд.} = 500p_e/(iV_h)$, Дж	i — число цилиндров полноразмерного двигателя
4	$\Delta g_e = ((g_{e.6} - g_{e.6\text{-}3\text{-}6})/g_{e.6}) \cdot 100$	$g_{e.6}$, $g_{e.6\text{-}3\text{-}6}$ — соответственно, удельные эффективные расходы топлива полноразмерного двигателя и двигателя, регулируемого отключением цилиндров по данному алгоритму

Таким образом, можно реализовывать в принципе любые характеристики, но целесообразно только те из них, при которых ещё достигается повышение экономичности. Так, работа двигателя на одном цилиндре (z = 1) хотя и возможна в области минимальных нагрузок и частот вращения коленчатого вала, но такие режимы не следует рекомендовать, так как при этом активный цилиндр работает в зоне повышенных удельных расходов топлива.

На рис. 2 показано, как изменяются удельные расходы топлива при реализации тех же режимов работы двигателя, но при разном числе активных цилиндров.

Исходя из этих, в общем-то, очевидных обстоятельств, можно сделать вывод. Наиболее выгодными с точки зрения удельных расходов топлива алгоритмами регулирования рассматриваемого двигателя могут быть следующие: A-B-C-D-E-F; G-C-D-E-F; G-C-D-E-H-J. То есть в диапазоне n = 800—1800 мин$^{-1}$ двигатель работает на двух цилиндрах; в диапазоне n = 1800—2200 — на трёх; в диапазоне n = 2200—2400 — на четырёх. В первом случае работают цилиндры № 3 и 4, во втором — № 2, 3 и 4, в третьем — № 1, 2, 3 и 4.

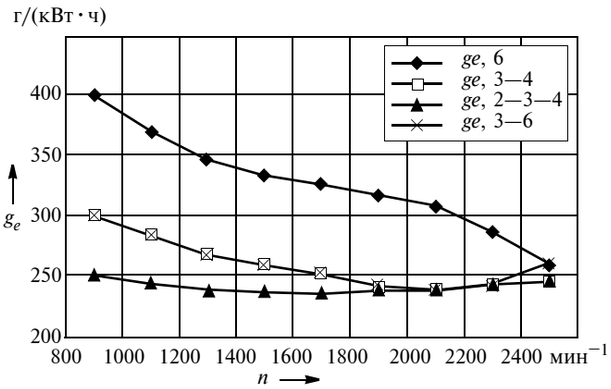


Рис. 2. Влияние алгоритма реализации режимов нагрузки $p_e = f(n)$ на удельный эффективный расход топлива: 6, 3-4, 2-3-4, 3-6 — соответственно работа на всех шести активных цилиндрах, работа последовательно на трёх и четырёх активных цилиндрах, работа последовательно на двух, трёх и четырёх цилиндрах, трёх и шести цилиндрах

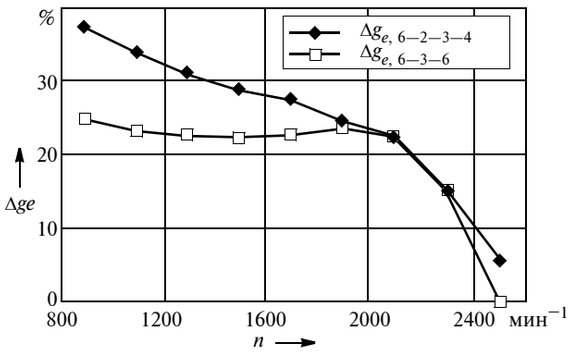


Рис. 3. Зависимости изменений удельных расходов топлива (выигрышей в удельных расходах (Δg_e)) от вида алгоритма реализации режимов ($\Delta g_{e,6\text{-}3\text{-}6}$ — выигрыш в расходе при реализации алгоритма 3-6 по сравнению с алгоритмом 6, т.е. полноразмерным двигателем, $\Delta g_{e,6\text{-}2\text{-}3\text{-}4}$ — выигрыш в расходе при реализации алгоритма 2-3-4 по сравнению с алгоритмом 6)

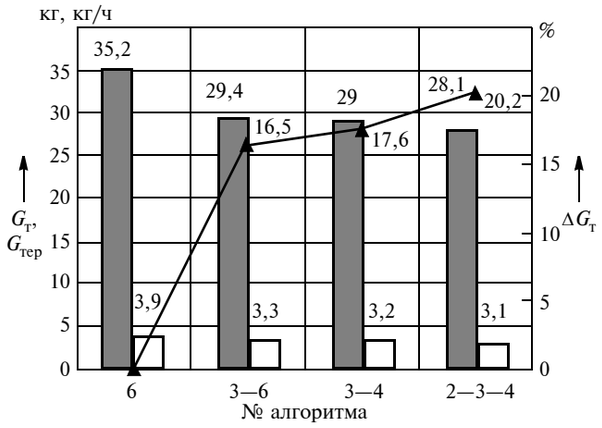


Рис. 4. Диаграмма сравнений суммарного расхода топлива (G_m, кг) при реализации режимов нагрузки ($p_e = f(n)$) длительностью 9 часов при равной вероятности режимов, а также средних часовых расходов ($G_{m,ср}$, кг/ч) и выигрышей в расходах (ΔG_m, %) от вида алгоритма регулирования двигателя при реализации режимов

Наибольший эффект достигается при применении алгоритма, основанного на изменении числа активных цилиндров в зависимости от нагрузки на двигатель. То есть выигрыши в расходах зависят от применяемого алгоритма. Так, на рис. 3 видно, что вариант отключения трёх одних и тех же цилиндров менее выгоден, чем вариант с отключением разного числа цилиндров, зависящего от текущей нагрузки.

В конечном итоге расчётами были определены полные расходы $G_т$ топлива за всё установленное время реализации режимов нагрузки. При этом принято, что продолжительность каждого из режимов одинакова (1 ч) и они имеют равную вероятность появления. Полное время реализации всех выбранных режимов составляло 9 ч. После этого были определены также средние часовые расходы $G_{тср}$ топлива, а также выигрыши (экономия) в расходах (рис. 4). Эти данные говорят о том, что метод регулирования двигателя изменением его рабочего объёма путём реализации алгоритмов отключения цилиндров в зависимости от уровня текущей малой нагрузки правильный. Следовательно, его и нужно внедрять в практику двигателестроения.

Литература

1. Патрахальцев Н.Н., Ромеро А.В., Кальдерон Х.Г. От отключения цилиндров — к отключению циклов // Автомобильная промышленность. — 1995. — № 11. — С. 23—24.
2. Балабин В.Н. Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров. Монография. — М.: ГОУ "Учебно-методический центр по образованию на ж. д. транспорте". — 2007. — 143 с.
3. Регулирование дизеля методом изменения его рабочего объёма / Н.Н. Патрахальцев, С.В. Страшнов, И.С. Мельник, Б.А. Корнев // Тракторы и сельхозмашины. — 2012. — № 1. — С. 19—22.
4. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. уч. завед. / [М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др.]; под ред. М.Г. Шатрова. — М.: Издательский центр "Академия", 2010. — 464 с.
5. Lewis J.M. UPS Multifuel Stratified Charge Engine Development Program — Field Test. // SAE Techn. Prepr. Pap. Ser. — 1986. — № 860067. — 20 p.

av0916.fm Page 15 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

УДК 629. 113: 536

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ДИСКОВЫХ ФРИКЦИОНАХ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИИ

Д-р техн. наук **ТАРАСИК В.П.**
Белорусско-Российский университет (+375-222-253645)

Рассматривается математическая модель теплопередачи в дисковых фрикционах, обеспечивающая корректное описание физических свойств контактирующих дисков, закономерностей распределения между ними генерируемого на поверхности трения теплового потока в процессе буксования и взаимообмена накопленной дисками тепловой энергии.

Ключевые слова: *гидромеханическая трансмиссия, многодисковый фрикцион, тепловой поток на поверхности трения, температура фрикционных дисков.*

Tarasik V.P.

THE MATHEMATICAL MODEL OF HEAT TRANSFER IN DISK FRICTION CLUTCH OF TRANSMISSION GEAR SHIFTING

The mathematical model of heat transfer in a disk clutch, ensuring a correct description of the physical properties of the contact disks of the distribution between the friction generated at the surface of the heat flow in the process of slipping and exchange discs accumulated heat. Simulation results on an example of BELAZ hydromechanical transmission is considered.

Keywords: *hydromechanical transmission, multidisk clutch, heat flow on the friction surface, friction discs temperature.*

На легковых автомобилях, карьерных самосвалах и других типов АТС широкое применение находят гидромеханические трансмиссии, передачи в которых переключаются с помощью многодисковых фрикционов, находящихся в общем корпусе с зубчатыми передачами и работающих в масляной среде (прокачка масла между дисками способствует их охлаждению, удаляет продукты износа с поверхностей трения и стабилизирует значение коэффициента трения). Для включения же фрикционов используется гидропривод, что позволяет сравнительно легко решать проблему автоматизации управления переключением передач. Пакет фрикционных дисков таких фрикционов содержит диски с фрикционной накладкой, выполненной из материала с большим коэффициентом трения, и высокоуглеродистые стальные диски (контртела).

При проектировании гидромеханической передачи необходимо иметь возможность прогнозирования максимального нагрева её фрикционов на основе математического моделирования, что позволяет осуществить обоснованный выбор параметров фрикционов, т.е. выбор, обеспечивающий надёжное их функционирование в экстремальных условиях работы мобильной машины. Поэтому создание точной модели — одна из важнейших задач. И решить её пытаются многие. В том числе и автор предлагаемой вниманию читателей статьи.

Как известно, диски фрикциона при моделировании теплопередачи можно рассматривать как однородные изотропные тела и полагать в первом приближении, что их теплофизические параметры постоянны. Тогда дифференциальное уравнение Фурье, характеризующее их теплопроводность, записывается в виде формулы № 1 (см. таблицу).

Для решения этого уравнения можно применить метод конечных элементов или метод конечных разностей, реализованные в существующих стандартных программных обеспечениях. При этом в обоих случаях осуществляется дискретизация объёма диска, задаются граничные и начальные условия. Однако эти методы в инженерной практике при выполнении проектных работ широкого применения не получили. Это обусловлено, прежде всего, сложностью корректной постановки задачи исследования и настройки программы расчёта. Кроме того, значительные затруднения вызывают вопросы закрепления объекта исследования и формирования граничных условий. Тем не менее проведённые автором расчётные исследования температуры в дисковых фрикционах методом конечных элементов в какой-то мере себя оправдали. В частности, они показали, что значения температуры в радиальном направлении фрикционных дисков на порядок ниже, чем в осевом. Причина этого — сравнительно небольшая разница между внутренним и наружным радиусами поверхности трения дисков и высокая теплопроводность их материала. Поэтому автор решил, что для инженерных расчётов радиальной передачей теплоты можно пренебречь, т.е ограничиться математической моделью одномерной теплопередачи в дисках, доступной для использования при выполнении проектных работ.

В одномерном, при теплопередаче только по оси x, случае уравнение теплопроводности Фурье принимает вид формулы № 2. Чтобы им воспользоваться, т.е. рассчитать температурные поля дисков фрикциона, были приняты следующие допущения: поток $\Phi(x, t)$ тепловой энергии, генерируемой на поверхностях трения дисков в процессе буксования фрикциона, — не только одномерный, но и равномерно распределённый по поверхности трения; теплотехнические коэффициенты материалов пары трения не зависят от температуры; отдача теплоты в окружающую среду в связи с кратковременностью процесса буксования незначительна, поэтому ею можно пренебречь; диски фрикциона при их дискретизации можно представить в виде плоских пластин конечной толщины, ограниченных двумя плоскостями — $x = 0$ и $x = b/2$, где b — толщина диска; источник тепловой энергии находится в плоскости $x = 0$, а плоскость $x = b/2$ теплоизолирована. (Последнее допущение позволяет рассматривать только одну половину толщины каждого диска.)

Предлагаемая модель дисков фрикциона, предназначенная для исследования одномерной теплопередачи, представлена на рис. 1. На нём жирной ли-

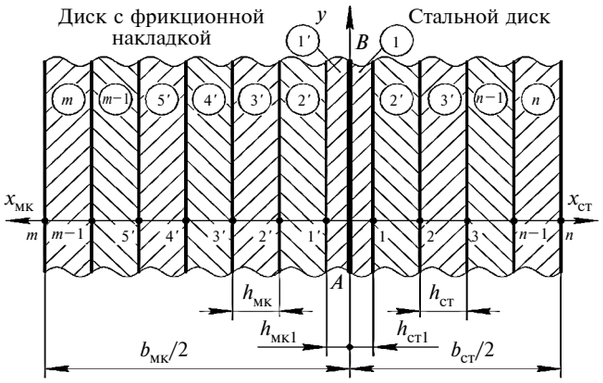


Рис. 1. Модель одномерной теплопередачи в дисках фрикциона

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{C\rho}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)$	T — температура; t — время; λ — коэффициент теплопроводности диска; C — удельная теплоёмкость материала; ρ — его плотность
2	$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{C\rho}\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$	—
3	$\partial^2 T/\partial x^2 = [T(x + h, t) - 2T(x, t) + T(x - h, t)]/h^2$	h — шаг дискретизации по оси x
4	$\partial^2 T/\partial x^2 = (T_{i-1} - T_i)/h_{i-1}^2 - (T_i - T_{i+1})/h_i^2$	—
5	$\frac{dT_i}{dt} = \frac{\mu_{T_{i-1}}(T_{i-1} - T_i)}{c_{T_i}} - \frac{\mu_{T_i}(T_i - T_{i+1})}{c_{T_i}}$	$i = \overline{2, n-1}$; $\mu_{T_{i-1}}$ — коэффициент теплопроводности i-го слоя диска, Вт/К; c_{T_i} — теплоёмкость i-го слоя диска, Дж/К
6	$\mu_{T_i} = \frac{\lambda_i V_i}{h_i^2} = \frac{\lambda_i A_i}{h_i}$; $c_{T_i} = C_i\rho_i V_i = C_i\rho_i A_i h_i$	V_i — объём i-го слоя диска, м^3; A_i — площадь контактирующих поверхностей слоёв в узлах дискретизации диска, м^2
7	$\Phi_{И_i} = \Phi_{T_{i-1}} - \Phi_{T_i}$	$\Phi_{И_i}$ — тепловой поток, поглощаемый i-м слоем диска, обеспечивающий приращение его температуры ΔT_i; $\Phi_{T_{i-1}}$ — тепловой поток, поступающий в i-й слой из $(i - 1)$-го слоя, обеспечиваемый теплопроводностью $(i - 1)$-го слоя; Φ_{T_i} — тепловой поток, передаваемый из i-го слоя в $(i + 1)$-й слой
8	$\Phi_{И_i} = c_{T_{i-1}}\frac{dT_i}{dt}$; $\Phi_{T_{i-1}} = \mu_{T_{i-1}}(T_{i-1} - T_i)$; $\Phi_{T_i} = \mu_{T_i}(T_i - T_{i+1})$	—
9	$\lambda\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\Phi_{В_x}}{A_В} = 0$	$\Phi_{В_x}$ — тепловой поток на поверхности трения, направленный вдоль оси x; $A_В$ — площадь поверхности трения дисков
10	$\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right\|_{x=0} = \frac{T_1 - T_В}{h_1} = -\frac{\Phi_{В_x}}{\lambda_1 A_В}$	—
11	$\frac{dT_1}{dt} = \frac{\Phi_{В_x} - \mu_{T_1}(T_1 - T_2)}{c_{T_1}}$	—
12	$\frac{dT_n}{dt} = \frac{\mu_{T_{n-1}}(T_{n-1} - T_n)}{c_{T_n}}$	—
13	$P_ф(t) = \lvert M_ф(t)\omega_ф(t)\rvert$	$M_ф(t)$ — изменение момента трения фрикциона во времени; $\omega_ф(t)$ — изменение относительной скорости скольжения фрикционных дисков
14	$\Phi(x, t) = P_ф(t)/z$	z — число пар трения фрикциона
15	$K_{МК} = \Phi_{МК}(t)/\Phi(x, t)$; $K_{СТ} = \Phi_{СТ}(t)/\Phi(x, t)$	$\Phi_{МК}(t)$ и $\Phi_{СТ}(t)$ — тепловые потоки, поглощаемые соответственно стальным и фрикционным дисками
16	$\frac{dT_1}{dt} = \frac{\Phi_{В_x} - \mu_{T_{ст1}}(T_1 - T_2) - \mu_{T_{мк1}}(T_1 - T_2')}{c_{T_{ст1}} - c_{T_{мк1}}}$	$\mu_{T_{ст1}}$ и $\mu_{T_{мк1}}$ — коэффициенты теплопроводности первых слоёв соответственно стального и фрикционного дисков; $c_{T_{ст1}}$ и $c_{T_{мк1}}$ — теплоёмкости этих же слоёв
17	$K_{СТ} = \Phi_{СТ}/\Phi_\Sigma$; $K_{МК} = \Phi_{МК}/\Phi_\Sigma$	—
18	$\Phi_{СТ}(t) = \sum_{i=1}^{n}\Phi_{СТ_i}(t)$; $\Phi_{МК}(t) = \sum_{j=1}^{n}\Phi_{МК_j}(t)$; $\Phi_\Sigma(t) = \Phi_{СТ}(t) + \Phi_{МК}(t)$	—
19	$\Delta T_{ср} = \frac{W_ф}{\Sigma c_{T_{ст}} + \Sigma c_{T_{мк}}} = \frac{\int_0^{t_б}\frac{P_ф(t)}{z}dt}{\Sigma c_{T_{ст}} + \Sigma c_{T_{мк}}} = \frac{\int_0^{t_б}\Phi_\Sigma dt}{0{,}5(C_{СТ}\rho_{СТ}V_{СТ}^\Sigma + C_{МК}\rho_{МК}V_{МК}^\Sigma)}$	где $C_{СТ}$, $C_{МК}$ — удельные теплоёмкости стали и металлокерамической накладки соответственно; $V_{СТ}^\Sigma$, $V_{МК}^\Sigma$ — суммарные объёмы стальной и металлокерамической составляющих обоих дисков; при определении $V_{МК}^\Sigma$ учитывается объём масляных канавок, уменьшающих этот объём

нией AB отображена поверхность трения дисков; вдоль оси $x_{ст}$ расположены пластины стального диска, а вдоль оси $x_{мк}$ — пластины диска фрикционного; узлы дискретизации стального диска обозначены цифрами 1; 2; ...; n, а фрикционного — 1′; 2′; ...; m; толщины дисков — это $b_{ст}$ и $b_{мк}$, а толщины выделенных на них пластин — $h_{ст}$ и $h_{мк}$.

Результаты предшествующих исследований, выполненных автором, показывают, что значения толщин всех выделяемых пластин обоих моделируемых дисков целесообразно принимать одинаковыми, т.е. $h_{ст} = h_{мк} = h = \text{const}$, а толщины $h_{ст_1}$ и $h_{ст_2}$ их поверхностных слоёв — в 2 раза меньше, т.е. $h_{ст_1} = h_{ст}/2$ и $h_{мк_1} = h_{мк}/2$.

Для описания физических свойств одномерной дискретной модели дисков фрикциона выполним конечно-разностную аппроксимацию второй производной температуры T по толщине диска (формула № 3) и введём следующие обозначения: $T(x + h, t) = T_{i+1}$; $T(x, t) = T_i$; $T(x - h, t) = T_{i-1}$, где i — номер узла дискретизации диска. (Этот же номер присваивается и соответствующему слою диска.) Тогда формула № 3 запишется в виде формулы № 4. И если, далее, в формулу № 2 подставить её правую часть, то получится формула № 5. Значения входящих в эту формулу параметров $\mu_{т_{i-1}}$ и $c_{т_i}$ вычисляются по формулам № 6. Теперь умножим левую и правую части формулы № 5 на $c_{т_i}$. Это умножение даёт формула № 7, которая представляет собой уравнение баланса тепловых потоков i-го слоя диска. Его компоненты вычисляются по формулам № 8, первая из которых по форме аналогична уравнению инерционного элемента механической системы, отображающего способность сосредоточенной массы накапливать кинетическую энергию при увеличении её скорости. Только здесь приращение ΔT_i температуры теплового элемента отображает его способность накапливать не кинетическую, а тепловую энергию. Вторая и третья формулы по форме аналогичны уравнениям диссипативных элементов механической системы. Однако отображаемые ими свойства тепловых элементов существенно отличаются от свойств этих диссипативных элементов, потери энергии в которых обусловлены силами трения и возникают вследствие постоянного изменения знака относительной скорости деформации упругого элемента, сопровождаемой возникновением внутреннего трения (причиной этих потерь является колебательный характер движения сосредоточенных масс, взаимодействующих между собой посредством упругих элементов). В тепловой же системе аналог упругого элемента отсутствует, а теплота передаётся только в одном направлении — от элемента с более высокой температурой к элементу с меньшей температурой. Потери тепловой энергии возможны только при отводе её во внешнюю среду.

Для моделирования теплопередачи в дисках фрикционов необходимо иметь описание граничных условий на поверхности трения при принятых $x = 0$ и $x = b/2$. Чтобы его получить, будем исходить из того, что при генерировании теплового потока на поверхности трения фрикционных дисков выполняется граничное условие III рода (формула № 9). Далее аппроксимируем производную $\partial T/\partial x$ отношением конечной разности (формула № 10) и полагая, что в уравнении № 4 $T_{i-1} = T_в$; $T_i = T_1$; $T_{i+1} = T_2$, получаем дифференциальное уравнение для определения температуры T_1 поверхностного ($x = 0$) слоя диска (формула № 11).

Формула для граничного условия в средней плоскости ($x = b/2$) диска аналогична формуле № 9, но тепловой поток на границе $\Phi_{в_x} = 0$. Поэтому дифференциальное уравнение для определения температуры T_n теплоизолированного слоя n получает вид формулы № 12.

Формулы № 5, 11 и 12 приведены в работе [1]. Для их использования необходимо предварительно определить функцию $\Phi(x, t)$ теплового потока на поверхности трения, которая соответствует функции $P_ф(t)$ мощности буксования фрикциона, отнесённой к одной паре трения. Эта мощность определяется в процессе моделирования переключения передачи на основе соответствующей математической модели (формула № 13). Функция $\Phi(x, t)$ теплового потока на поверхности трения одной пары дисков многодискового фрикциона находится по формуле № 14.

При моделировании теплопередачи обычно исходят из того, что текущие значения теплового потока на поверхности трения распределяются между фрикционным и стальным дисками фрикциона в соответствии с известной формулой Ф. Шаррона [3]. Согласно этой формуле, распределение теплового потока определяется только теплофизическими параметрами и плотностью материала дисков, а также коэффициентом перекрытия поверхностей трения. В результате коэффициенты $K_{мк}$ и $K_{ст}$ распределения теплового потока определяются по формулам № 15. Но если проанализировать опубликованные работы, в которых используются эти формулы, то выясняется, что приведенные в них результаты как качественно, так и количественно отличаются от реальных характеристик протекания температурных полей в дисках фрикционов. Исследованиями же, выполненными авторами, установлено, что распределение теплового потока, генерируемого на поверхности трения дисков в течение времени буксования фрикциона, претерпевает весьма существенные изменения. Всё зависит от способности обоих взаимодействующих дисков потреблять и передавать между своими слоями тепловую энергию и распределять накопленную дисками энергию между собой. А это, в свою очередь, определяется не только теплофизическими свойствами материала дисков, но и в значительной мере — их конструктивными особенностями. Поэтому в предлагаемой математической модели учитываются физические свойства обоих контактирующих дисков фрикциона, а также закономерности распределения генерируемого на поверхностях трения теплового потока в процессе буксования и обмена накопленной дисками тепловой энергией между собой. Эти особенности отражаются представленной на рис. 1 моделью фрикционных дисков: в соответствии с ней поверхность трения AB принадлежит одновременно

av0916.fm Page 18 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

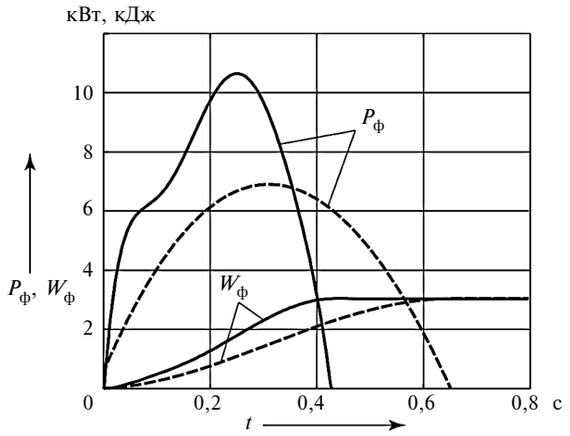


Рис. 2. Зависимость мощности и работы буксования фрикциона ГМП гружёного самосвала БелАЗ-7555Е от времени при его трогании с места

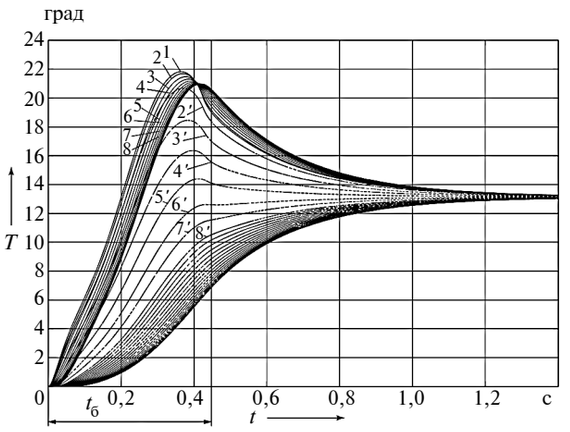


Рис. 3. Изменение температуры в слоях стального и фрикционного дисков в процессе буксования фрикциона гружёного самосвала БелАЗ-7555Е при его трогании с места:

1...8 — номера слоёв стального диска *1'...8'* — номера слоёв фрикционного диска

слою стального диска толщиной $h_{ст_1}$ и слою фрикционного диска толщиной $h_{мк_1}$. И если теперь объединить эти слои в один и принять во внимание передачу тепловой энергии одновременно в оба диска, то формула № 11 преобразуется в формулу № 16.

Формулы № 5, 12 и 16, если их свести в единую систему дифференциальных уравнений и решить её, позволяет получить характеристики изменения во времени температуры в выделенных дискретных слоях стальных и фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона, а также последующего периода времени, в течение которого происходит выравнивание температур всех слоёв обоих дисков после замыкания фрикциона. (Эта система включает (n − 2) формул № 5 для определения температуры стального диска, (m − 2) тех же формул для определения температуры фрикционного диска, две формулы № 12 для определения температуры в срединных слоях стального и фрикционного дисков и одну формулу № 16 для определения температуры поверхностных слоёв обоих дисков — стального и фрикционного.) В эти уравнения подставляются значения параметров $\mu_т$ и $c_т$, соответствующие материалам слоев дисков. При этом наличие масляных канавок, выполненных на поверхности трения фрикционной накладки, для слоёв фрикционного диска на глубине этих канавок учитывается путём умножения табличных значений $\mu_{т_{мк}}$ и $c_{т_{мк}}$ на коэффициент ψ перекрытия.

Рассмотренная выше математическая модель была использована для исследования теплопередачи в дисках фрикционов карьерного самосвала БелАЗ-7555Е. У этих фрикционов: наружный ($R_н$) и внутренний ($r_в$) радиусы поверхностей трения дисков равны соответственно 122 и 98,5 мм; толщина $b_{мк}$ фрикционных накладок — 0,65 мм; глубина l масляных канавок — 0,4 мм; толщина $b_{ос}$ стальной основы фрикционного диска — 3,9 мм; толщина $b_{ст}$ стального диска (контртела) — 2,6 мм; коэффициент ψ перекрытия — 0,7; число z пар трения — 18; фрикционная накладка — металлокерамическая марки МК-5. Её параметры: $\lambda_{мк}$ = 15,5 Вт/(м · К); $c_{мк}$ = 638 Дж/(кг · К); $\rho_{мк}$ = = 6200 кг/м^3. Стальной диск и основа фрикционного диска изготовлены из стали 65Г с параметрами: $\lambda_{ст}$ = = 43,6 Вт/(м · К); $c_{ст}$ = 510 Дж/(кг · К); $\rho_{ст}$ = 7800 кг/м^3.

При моделировании во фрикционном диске было выделено 26 слоёв, а в стальном — 13. Оно осуществлялось для двух вариантов режима включения фрикциона — жёсткого и мягкого (резкого и плавного).

На рис. 2 приведены изменения во времени мощности $P_ф$ и работы $W_ф$ буксования фрикциона при трогании гружёного самосвала с места на первой передаче. При этом графики, соответствующие жёсткому режиму включения фрикциона, изображены сплошными линиями, а мягкому — штриховыми. Как видим, время буксования фрикциона в первом случае составило 0,425 с, а во втором — 0,65 с.

На рис. 3 приведены графики изменения температуры во времени. При этом сплошными линиями изображены характеристики стального диска, а штриховыми — фрикционного (обозначения номеров слоёв соответствуют рис. 1). При рассмотрении рис. 3 очевидна существенная разница в характеристиках нагрева дисков: скорость передачи тепловой энергии между слоями стального диска гораздо выше, чем у фрикционного. Что и следовало ожидать. Ведь коэффициент $\lambda_{ст}$ теплопроводности стали в 2,813 раза выше, чем металлокерамики. В результате стальной диск нагревается по толщине более равномерно, чем фрикционный. Следовательно, градиент температуры dT/dx у стального диска меньше, чем у фрикционного. Это хорошо видно из рис. 4, на котором приведены графики изменения этого градиента для стального (см. рис. 4, *а*) и фрикционного (см. рис. 4, *б*) дисков фрикционов ГМП того же самосвала в различные моменты времени процесса буксования фрикциона. В частности, из него следует, что, во-первых, максимальные значения dT/dx для стального и фрикционного дисков достигаются в различные моменты времени; во-вторых, dT/dx у фрикционного диска значительно выше, чем у стального, что создаёт высокие термические напряжения и может привести не только к короблению, но и к отслаиванию фрикционной накладки от стальной основы диска; в-третьих, кривая $dT/dx = f(t)$ для фрикционно-

av0916.fm Page 19 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

го диска получилась ломаной, что обусловлено различием параметра $\lambda_{мк}$ для материала фрикционной накладки и $\lambda_{ст}$ для материала стальной основы фрикционного диска, а также наличием масляных канавок, выполненных в четырёх его слоях.

На рис. 5, *а* представлены графики распределения тепловых потоков между дисками фрикционов. На нём характеристика $\Phi_{\Sigma} = f(t)$ отображает изменение во времени теплового потока, генерируемого на поверхности трения, а характеристики $\Phi_{ст}$ и $\Phi_{мк}$ — тепловых потоков, поглощаемых соответственно стальным и фрикционным дисками. Как видим, после прекращения буксования, т.е. при $t \geq t_б$, тепловой поток стального диска становится отрицательным. Это означает, что тепловая энергия, накопленная этим диском, начинает передаваться фрикционному диску. В результате температура в слоях обоих дисков постепенно выравнивается, и по истечении некоторого времени оказывается одинаковой во всех слоях, т.е. переходный процесс теплопередачи заканчивается и наступает стационарное состояние тепловой системы. (В рассматриваемом примере при $t = 1{,}4$ с приращение температуры равно 13,1 °С по всей толщине обоих дисков.)

На рис. 5, *б* показаны графики изменения коэффициентов $K_{ст}$ и $K_{мк}$ распределения тепловых потоков между дисками фрикциона, вычисляемых по формулам № 17. Из него видно, что в начальный период буксования фрикциона стальной диск поглощает значительно больший тепловой поток, чем фрикционный. Но значение $K_{ст}$ с течением времени постепенно снижается, а значение $K_{мк}$, наоборот, возрастает. Причём после спада функции Φ_{Σ} теплового потока значение $K_{мк}$ начинает возрастать очень быстро, а в заключительной фазе буксования (в нашем примере при $t \approx 0{,}4$ с) весь генерируемый тепловой поток Φ_{Σ} поглощается только фрикционным диском. Стальной же диск начинает отдавать накопленную избыточную тепловую энергию фрикционному диску, и тепловой поток $\Phi_{ст}$ становится отрицательным.

На рис. 6 приведено изменение во времени тепловых потоков, поглощаемых слоями стальных ($\Phi_{стi}$, $i = \overline{1, n}$)

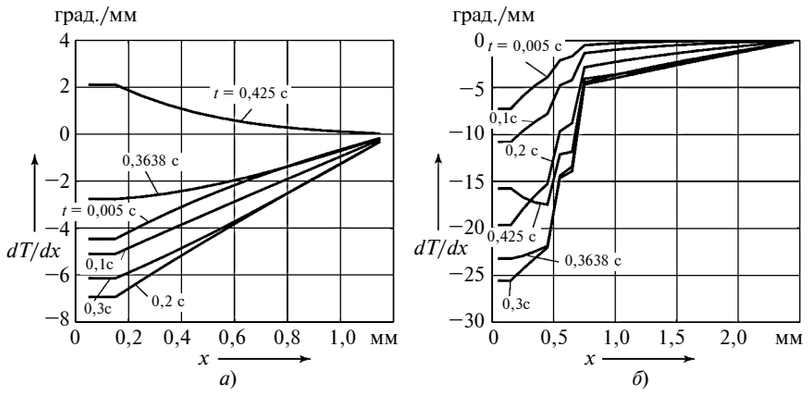


Рис. 4. Изменение градиента температуры стального (а) и фрикционного (б) дисков фрикциона ГМП гружёного самосвала БелАЗ-7555Е при его трогании с места

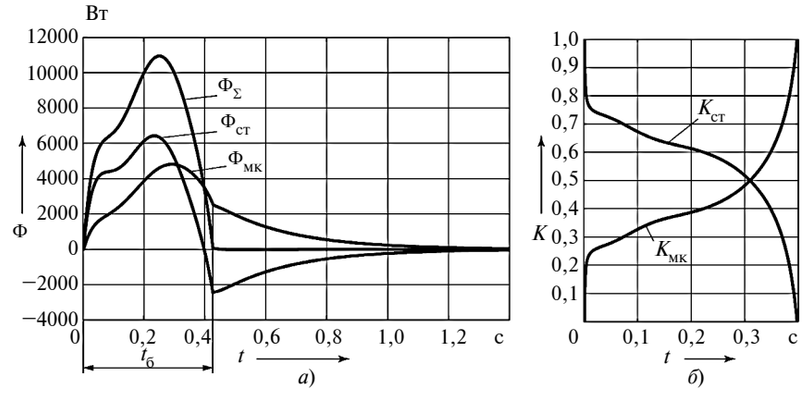


Рис. 5. Зависимость теплового потока, генерируемого на поверхности трения (а), и коэффициента распределения этого потока (б) между дисками фрикциона ГМП гружёного самосвала БелАЗ-7555Е при его трогании с места

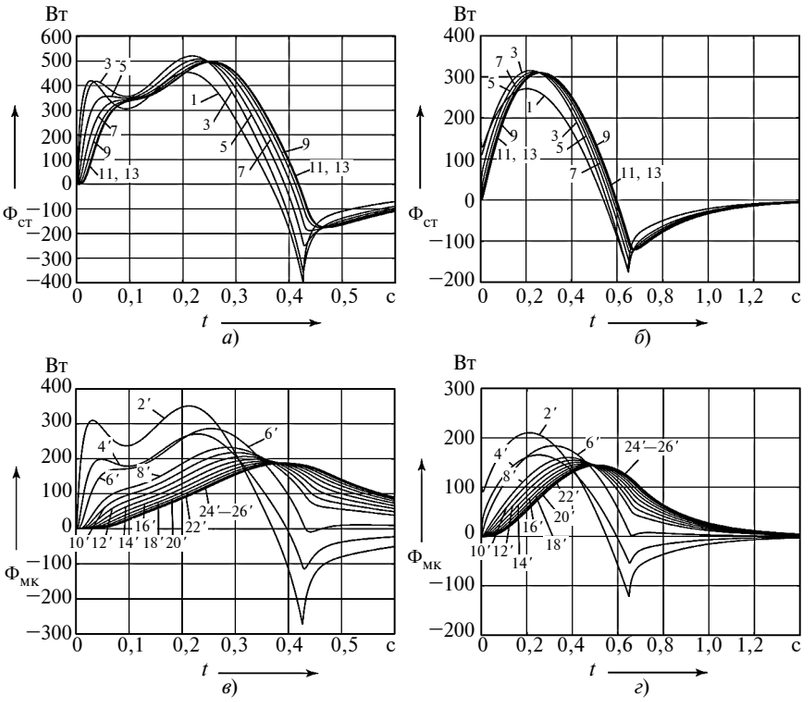


Рис. 6. Изменение во времени тепловых потоков, поглощаемых слоями дисков:
а и *в* — при жёстком (*а* и *б*); более мягком (*б* и *г*) процессах включения фрикциона ГМП гружёного самосвала БелАЗ-7555Е при его трогании с места

av0916.fm Page 20 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

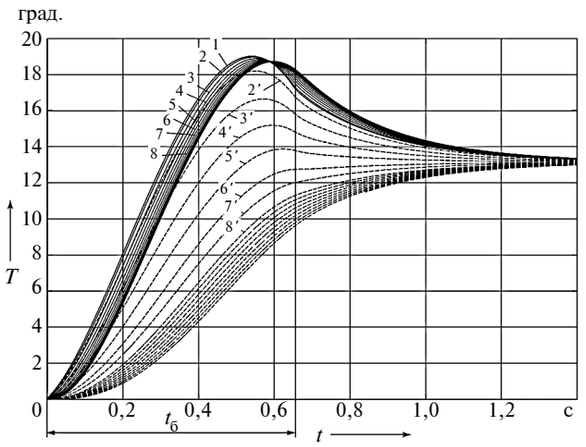


Рис. 7. Изменение температуры в слоях стального и фрикционного дисков при мягком включении фрикциона ГМП гружёного самосвала БелАЗ-7555Е при его трогании с места:

1...8 — номера слоёв стального диска; *1'...8'* — номера слоёв фрикционного диска

и фрикционных ($\Phi_{мкj}$, $j = \overline{1, m}$) дисков при жёстком (*а*, *б*) и более мягком (*в*, *г*) процессах включения фрикциона. Из него видно, что при жёстком включении фрикциона изменения тепловых потоков носит явно выраженный колебательный характер, что обусловлено переменной интенсивностью нарастания мощности $P_ф$ трения (см. рис. 2).

Для получения характеристик, представленных на рис. 6, в правых частях системы дифференциальных уравнений (математической модели) необходимо исключить деление на теплоёмкость $c_{т_{ст_i}}$ и $c_{т_{мк_j}}$ слоёв соответственно стального и фрикционного дисков и проинтегрировать полученные таким образом новые уравнения, характеризующие тепловые потоки, которые поглощаются слоями дисков фрикциона. Наличие же этой информации позволяет проверить адекватность реализации математической модели при составлении программы для ЭВМ, используя формулы № 18 баланса потоков тепловой энергии. Адекватность модели обеспечивается при условии:

$$\Phi_\Sigma(t) = \frac{P_ф(t)}{z}.$$

Температура T дисков и градиент dT/dx, безусловно, зависят от характеристики включения фрикциона, оказывающей непосредственное влияние на генерирование тепловой энергии на поверхности трения. Чтобы выяснить, как конкретно, рассмотрим результаты моделирования, полученные при более мягком режиме включения фрикциона, и сравним их с приведёнными выше результатами при жёстком включении.

При моделировании мягкого режима была предварительно получена характеристика мощности трения $P_ф$, изображённая на рис. 2 штриховой линией, при формировании которой было принято, что работа $W_ф$ буксования фрикциона на одной паре трения при жёстком и более мягком включении фрикционов одна и та же и равна 3030 Дж.

Из рис. 7, на котором показано изменение температуры в слоях фрикционного и стального дисков, видно, что максимальная температура поверхностных слоёв обоих контактирующих дисков при мягком включении фрикциона составила 18,96 °С, тогда как при жёстком включении её величина была равной 20,92 °С, т.е. почти на 10 % выше (см. рис. 3).

Из рис. 8, где приведено изменение градиента dT/dx температуры стального (*а*) и 8, — фрикционного (*б*) дисков, следует: максимальное значение этого градиента у стального диска при мягком режиме соответствует t = 0,2—0,3 с от начала буксования и составляет —4,46 К/мм, у фрикционного оно соответствует t = 0,4 с и равно —18,89 К/мм, а при жёстком режиме включения эти параметры имеют следующие значения: у стального диска $dT/dx = -6{,}94$ К/мм при t = 0,2 с (т.е. в 1,56 раза больше); для фрикционного диска $dT/dx = -25{,}56$ К/мм при t = 0,3 с (т.е. в 1,35 раза больше).

Из всего, что сказано выше, следует: режим включения фрикциона, действительно, существенно влияет на максимальную температуру поверхностных слоёв дисков и величину градиента этой температуры. Следовательно, при проектировании многодисковых фрикционов ГМП необходимо учитывать не только параметры комплекта дисков, но и характеристики системы управления и их влияние на тепловую нагружённость фрикционов.

И ещё одно обстоятельство, которое нельзя не учитывать.

Опыт исследований тепловой динамики и практика эксплуатации фрикционов говорят о том, что при поверхностной температуре дисков, превышающей 413...423 К (140...150 °С), происходит выгорание масла, находящегося на поверхностях трения и в масляных канавках фрикционной накладки, в результате чего диски начинают работать в режиме сухого или полусухого трения, что резко ускоряет темп их изнашивания, повышает вероятность появления на них задиров

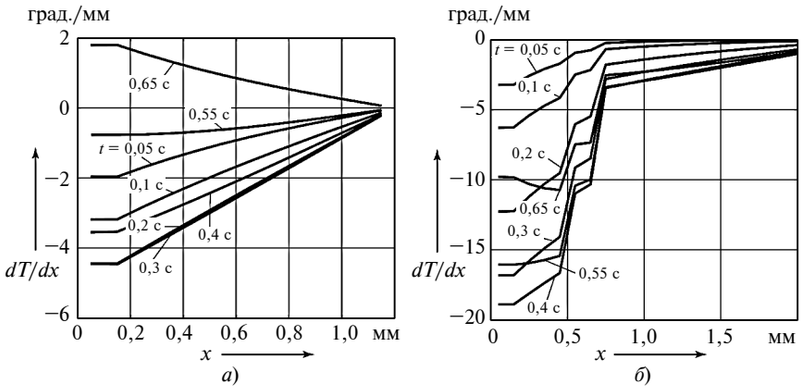


Рис. 8. Изменение градиента температуры стального (а) и фрикционного (б) дисков при мягком включении фрикциона ГМП гружёного самосвала БелАЗ-7555Е при его трогании с места

и т.п. Поэтому допустимой для ГМП рабочей температурой масла считается температура, не превышающая 373...383 К (100...110 °С). Это означает, что приращение ΔT поверхностной температуры дисков за время буксования фрикциона не должно превышать 30...40 К.

Для оценки адекватности рассмотренной математической модели теплопередачи в дисках фрикционов полученное значение приращения температуры ΔT после её выравнивания во всех слоях дисков нужно сравнивать со значением средней объёмной температуры $\Delta T_{ср}$ нагрева дисков за время включения фрикциона, вычисляемой по известной формуле № 19, что и было выполнено. В результате оказалось, что в нашем случае значения ΔT и $\Delta T_{ср}$ практически совпадают. Это говорит об адекватности модели.

И последнее. При использовании формулы Ф. Шаррона, как уже упоминалось, коэффициенты $K_{ст}$ и $K_{мк}$ распределения тепловых потоков постоянны, и в нашем случае должны быть равны соответственно 0,627 и 0,373. Тогда при жёстком включении фрикциона максимальное значение температуры стального диска оказалось бы равным 24,45 °С, а фрикционного — 7,95 °С, а их конечные температуры — соответственно 23,47 и 7,50 °С. Это доказывает то, что предлагаемые ранее математические модели некорректны: они существенно искажают получаемые результаты.

Литература

1. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчёт / И.П. Ксеневич, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; под общ. ред. д-ра техн. наук И.П. Ксеневича. — М.: Машиностроение, 1991. — 544 с.
2. Шаповалова О.А. Исследование механической и тепловой нагружённости фрикционов гидромеханической передачи / О.А. Шаповалова, В.П. Тарасик, Ю.С. Романович, А.В. Лешок // Автомобильная промышленность. 2014. № 2. С. 15...20.
3. Сцепления транспортных и тяговых машин / И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 344 с.

УДК 629.113

УГЛЫ УСТАНОВКИ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЁС И ИХ КОЛИЧЕСТВЕННОЕ ВЛИЯНИЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **БАЛАБИН И.В.**

Московский политехнический университет (МАМИ) (495.223-05-23)

В статье исследуется влияние углов установки управляемых колёс на сопротивление движению автомобиля. Показано, что влияние угла развала на сопротивление движению жёсткого колеса является практически неощутимым по крайней мере в пределах угла развала до 8—10°, что подтверждается фактом использования развала колёс на армейских телегах конно-гужевого транспорта в начале XX века. Наличие пневматической шины при качении колеса с развалом несколько повышает сопротивление качению, но это повышение незначительно и связано с некоторым повышением гистерезисных потерь несимметрично нагруженной пневмошины. Наличие схождения колёс в отличие от развала приводит к чрезвычайно интенсивному повышению сопротивления движению и не может являться компенсирующим фактором нейтрализации сопротивления движению от развала, что опровергает установившееся мнение от взаимной зависимости влияния указанных углов на энергозатраты при движении транспортного средства.

Ключевые слова: *управляемые колёса, сход-развал, сопротивление движению, углы установки управляемых колёс.*

Balabin I.V.

ANGLES OF SETTING THE STEERING WHEELS AND IT'S QUANTITATIVE INFLUENCE BY ROAD RESISTANCE

In this article investigated the influence of angles of setting the steering wheels on road resistance of the vehicles. It is shown that influence of camber angle on road resistance of rigid wheel is almost imperceptible at least within a camber angle to 8—10° that is confirmed by the fact of use of wheel camber on army carts of a horse-drawn at the beginning of the 20th century. Existence of the pneumatic tire at wheel rolling with camber increases a little road resistance, but this increasing is insignificant and connected with some increase of hysteresis losses of asymmetrically loaded pneumotire. Existence the toe-in of wheels unlike camber leads to extremely intensive increase of road resistance and cannot be the compensating factor of neutralization the road resistance from camber; it is disproves the established opinion from interdependence of influence of abovementioned angles on energy consumption at the vehicles motion.

Keywords: *steering wheels, camber, road resistance, angles of setting the steering wheels.*

Как известно, на всех современных автомобилях управляемые колёса устанавливаются с развалом и схождением. От этих углов зависят расход топлива, износостойкость шин и безопасность АТС. Определение их влияния на ходовые качества автомобиля — одна из фундаментальных задач теории движения, конструирования и расчёта автомобиля. Её решение позволяет, в частности, установить количественную зависимость сопротивления движению мобильной машины от углов установки управляемых колёс.

Попытки, предпринимавшиеся отечественными и зарубежными учёными [1—8], решить эту проблему и установить зависимость сопротивления движению от углов развала и схождения управляемых колёс автомобиля представляли собой изучение указанных закономерностей в основном на экспериментальном уровне применительно к определённым типоразмерам автомобильных шин и, следовательно, были ограничены в обобщении. Констатировалась необходимость дальнейших исследований в этой области.

Рассмотрим качение колеса с некоторым наклоном его плоскости к поверхности дороги и выделим из него случай, когда качение происходит по прямолинейной траектории. Такой случай принято считать качением колеса с развалом, если рассматривать этот процесс применительно к двум колёсам одной оси. Развал считается положительным, если расстояние между выбранными точками на левом и правом колёсах, находящимися в верхнем положении, оказывается бóльшим в сравнении с расстоянием между этими же точками, которые занимают нижнее положение, и отрицательным, если указанный размер в верхнем положении оказывается меньшим. Анализ литературных источников [4] показывает, что положительный развал колёс впервые был использован на телегах конно-гужевого транспорта в начале прошлого века и широко применялся на армейских повозках в Первую миро-

вую войну. Благодаря развалу колёс создавались условия надёжной фиксации колеса на оси в силу появления боковой силы, прижимающей колесо по внутренней стенке цапфы, позволяя использовать колёса с более жёсткой конической спицевой частью.

Впоследствии развал колёс был использован на автомобилях и применяется в настоящее время. Однако отсутствие сведений о количественной зависимости развала и сопротивления движению порождает неопределённость в выборе этого важнейшего параметра.

Перейдя с телеги, имеющей колёса на узких металлических либо сплошных резиновых шинах, на автомобиль, который оборудуется пневматическими эластичными шинами с развитой шириной беговой дорожки, развал колёс привнёс с собой и проблему интенсивного неравномерного износа шин, а также повышенного сопротивления качению, чего раньше на узких жёстких шинах отмечено не было. Возникла идея о возможности нейтрализовать в какой-то степени вредное влияние развала применением схождения

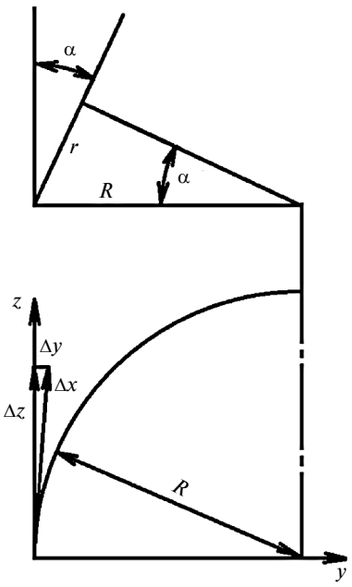


Рис. 1

колёс, которое измеряется разностью расстояний между названными выше точками на ободьях в переднем и заднем их положении в плоскости, проходящей через оси колёс.

Отсутствие количественной зависимости между сопротивлением движению мобильной машины и углами установки колёс наглядно демонстрирует разброс значений углов развала и схождения, используемых на автомобилях различных отечественных и зарубежных фирм, оставляя эту проблему в области чисто волевого решения, полагаясь на интуицию и традиции.

Ниже приводится теоретический анализ процесса качения колеса с развалом и схождением с последовательным решением задачи для развала и схождения, применительно к жёсткому и эластичному колесу по критерию сопротивления движению мобильной машины в статической постановке, позволяющей выявить основные факторы влияния, представляющие основу всей полноты процесса, включая и статику, и динамику.

Анализируя процесс качения жёсткого колеса с наклоном к опорному основанию под каким-то углом α, исходим из того положения, что если колесу предоставить свободу качения, то оно будет катиться по круговой траектории, радиус которой R определяется (рис. 1) радиусом колеса r и углом его наклона α, что выражается формулой 1 (см. таблицу).

Учитывая, что у колёс отнята свобода перемещения в осевом направлении, процесс качения в каждое мгновение будет состоять из качения в плоскости колеса на расстоянии Δx и осевого перемещения Δy при перемещении мобильной машины в прямолинейном направлении Δz.

Рассмотрим движение точки контакта колеса с жёсткой узкой шиной по траектории окружности радиуса R в плоскости zOy со смещенным центром окружности в начале координат, как показано на рис. 2. Тогда аналитическое выражение траектории точки контакта колеса с опорным основанием определится формулой 2. После сокращения это выражение примет вид формулы 3.

Учитывая, что при качении колеса с развалом в каждое мгновение точка его контакта с опорой совершает движение по окружности радиуса R и перемещение в осевом направлении по оси y, исследуем функцию 3, полагая перемещение по оси y Δy, а по оси z соответственно Δz, имея в виду, что Δy и Δz явля-

№	Формула	Примечания
1	$R = r/\sin\alpha$	r — радиус колеса, α — угол развала управляемых колёс
2	$(R - y)^2 + z^2 = R^2 + y^2 - 2Ry + z^2 = R^2$	—
3	$z^2 = 2Ry - y^2$	—
4	$(\Delta z)^2 = 2R(\Delta y) - (\Delta y)^2$	—
5	$(\Delta z)^2 = 2R(\Delta y)$	—
6	$\Delta y = \frac{(\Delta z)^2}{2R}$	—
7	$F = Gf$	F — сила сопротивления движению, $G = mg$ — вес, f — коэффициент сопротивления качению
8	$F_p = G(f + k_f\alpha)$	k_f — поправка на коэффициент сопротивления качению на каждый градус угла развала
9	$\Delta z = \Delta x\cos\gamma$	γ — угол схождения управляемых колёс
10	$\Delta y = \Delta x\sin\gamma$	—
11	$Z\Delta z = X\Delta x + Y\Delta y$	Z, X, Y — силы в направлении обозначенных перемещений
12	$Z\Delta x\cos\gamma = X\Delta z + Y\Delta x\sin\gamma$	—
13	$Z\cos\gamma = X + Y\sin\gamma$	—
14	$F_{сх} = \frac{X}{\cos\gamma} + Y\mathrm{tg}\gamma$	$Y = k\delta$, δ — угол увода, k — коэффициент сопротивления уводу шин
15	$F_{сх} = \frac{Gf}{\cos\gamma} + k\gamma\mathrm{tg}\gamma$	—

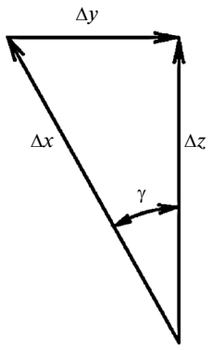


Рис. 2

ются весьма малыми по отношению к R, но отличными от нуля величинами. Тогда выражение 3 примет вид формулы 4.

В случае малости величины Δy квадратом её значения $(\Delta y)^2$ можно пренебречь как имеющей более высокий порядок малости по сравнению с другим в правой части членом выражения 4, которое примет более простой вид формулы 5. Отсюда — формула 6.

Представляя Δz в долях от R и учитывая, что в каждое мгновение при малом перемещении Δz, составляющем доли траектории радиуса R, перемещение Δy составит ничтожное значение от Δz, и оно по мере уменьшения Δz оказывается тем более меньшим, а $\Delta z = \Delta x$, т.е. каждой малой величине Δz соответствует ещё более высокого порядка малости Δy и чем ближе точка траектории окружности радиуса R будет находиться от начала координат, тем в большей степени Δy будет иметь отличие от Δz, обосновывая вывод правомерности принятия положения отсутствия тенденции поперечного перемещения точки контакта жёсткого колеса с узкой шиной при наличии развала по крайней мере при углах развала α в пределах до 8—10°. Что касается знаменателя дроби выражения (6), $2R$, то его влияние оказывается в пользу сделанного вывода, при этом в тем большей степени, чем больше оказывается радиус колеса r, который функционально связан с траекторией окружности R зависимостью $r = R\sin\alpha$.

Иными словами, при качении колёс с развалом сопротивление движению колеса вдоль оси z будет определяться только сопротивлением качению, так как, во-первых, составляющая веса $G\cos\alpha$ при малых углах практически не отличается от G, а составляющая $G\sin\alpha$, будучи малой величиной и лишённой перемещения в поперечном направлении, не создает энергетических затрат. Следовательно, при качении жёсткого колеса с развалом его качение по энергозатратам практически не обременено никакими другими затратами энергии и может быть определено по формуле 7.

Полученный результат является хорошим обоснованием, поэтому на телегах в прошлом применялся развал колёс до 8—10°, который, однако, практически никакого влияния не оказывал на силу сопротивления движению, одновременно привнося ряд положительных свойств, о которых упомянуто в начале статьи.

При наличии же эластичной пневматической шины, контактирующей с опорой не точкой, а площадью, процесс усложняется в силу податливости шины, которая под воздействием внешних сил видоизменяет свой профиль, перераспределяя нагрузку между центром беговой дорожки и периферийными зонами, увеличивая её на краевых зонах протектора. Деформация шины сопровождается более высокими гистерезисными потерями, а это требует дополнительных энергозатрат, увеличивающих сопротивление качению, хотя и незначительно. В этом случае следует вводить поправку на увеличенное сопротивление качению в виде $\Delta = k_f\alpha$. Тогда сила сопротивления движению колеса F_p выразится формулой 8.

Одной из версий появления схождения управляемых колёс является использование его на автомобиле как средства компенсации вредного влияния развала колёс, однако его чувствительность к сопротивлению качению и износу шин многократно превышает влияние развала, что обусловливает повышенное внимание как к выбору его значения при проектировании, так и к стабильности сохранения установленного значения в эксплуатации. Несмотря на это, до сих пор отсутствует аналитическое решение задачи влияния схождения колёс на сопротивление движению, вынуждая устанавливать его значение подобно развалу колёс, опираясь на мировую статистику, следуя установившимся традициям. Между тем задача качения колеса с отклонением угла его плоскости от выбранного направления движения представляет интерес не меньше, чем в эксплуатации, в лабораторно-исследовательской практике при изучении характеристик увода шин и его влияния на процесс износа шин и управляемость автомобиля, а также целого ряда других вопросов.

Рассмотрим процесс качения колеса с пневмошиной, полагая угол между плоскостью и направлением движения равным γ. В этом случае в контакте колеса с опорой происходит в каждое мгновение времени движения в направлении, ориентируемым плоскостью качения, которое обозначим Δx, а также поперечное перемещение точки контакта, полагая его Δy. При этом перемещение точки контакта колеса в направлении движения мобильной машины получит обозначение Δz, образуя векторную схему перемещения контакта колеса по опорному основанию, показанную на рис. 2.

Исходя из векторного треугольника мгновенных перемещений точки контакта с опорой имеем формулы 9 и 10. Энергетический баланс действующих в контакте колеса с опорным основанием сил выразится соотношением 11, а с учётом геометрического соотношения перемещений — формулой 12, или после сокращения на Δx — формулой 13.

Тогда сила сопротивления движению $F_{сх} = Z$ определится формулой 14. Если учесть, что $X = Gf$, а $Y = k\delta$ и принять, что угол увода $\delta = \gamma$, а k — коэффициент сопротивления уводу шин, то сила сопротивлению движению $F_{сх}$ определится окончательно формулой 15.

В качестве иллюстрации практического использования полученных зависимостей рассмотрим пример определения сопротивления движению для шин легкового автомобиля, каждая из которых находится под нагрузкой силы веса $G = 3626$ кгс, полное сопротивление качению шин $f = 0{,}018$, коэффициент бокового $k = 539$ кгс/град и поправка на коэффициент сопротивления качения при поперечной деформации шины $k_f = 0{,}001$ применительно к различным величинам углов развала.

Как видно из представленных графиков на рис. 3, кривые зависи-

av0916.fm Page 24 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

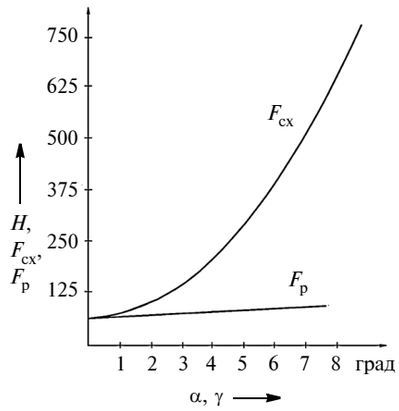


Рис. 3

мости сопротивления от развала и схождения имеют качественное различие: кривая $F_{сх}$ — сопротивление от схождения интенсивно возрастает по мере увеличения угла схождения, в то время как кривая $F_р$ — сила сопротивления от развала характеризуется весьма слабой зависимостью от угла развала, имеющего место только за счёт деформации шины, искажающей её профиль под воздействием осевой составляющей нагрузки $G\sin\alpha$, увеличивающей гистерезисные потери, хотя это увеличение незначительно и качественно отличается от кривой зависимости $F_{сх}$, которая только вначале, порядка до 2° схождения и развала колеса имеет близкое значение ординат. При всех последующих углах кривые демонстрируют отчётливое расхождение, а следовательно, ни о какой взаимной компенсации процесса сопротивления качению от развала и схождения, о чём в литературе ведется оживленная дискуссия, не может быть и речи. При этом в пределах до 1,5° кривые совпадают, указывая на суммирование сил сопротивления, исключая возможность взаимокомпенсации сопротивления движению от развала и схождения. Что же касается значений углов развала и схождения, то за границами 1,5° начинается их нарастающее расхождение, что тем более подчеркивает различную природу этих процессов. И если развал колёс в пределах до 10° никакого практического влияния на сопротивление жёсткого колеса не оказывает, а для эластичного колеса это влияние незначительно, то схождение колёс, напротив, с увеличением угла схождения весьма интенсивно возрастает и говорить о взаимном влиянии развала и схождения вообще не приходится.

Учитывая, что и развал и схождение колёс увеличивают сопротивление движению мобильной машины, логичен вывод о целесообразности применения нулевых значений углов установки управляемых колёс. Однако практически не существует препятствий для установки колёс с развалом, что целесообразно с позиции устойчивости движения скоростных автомобилей, на которых колёса устанавливаются с определённым отрицательным развалом, не требуя от мобильных машин сколько-нибудь значительных дополнительных энергетических затрат.

Литература

1. Илларионов В.А. Автомобиль, № 3, 1953.
2. Литвинов А.С., Ротенберг Р.В. Автомобиль, № 4, 1951.
3. Балл А.В. "СЭИ Джорнэл", VIII, 1939.
4. Гаспарянц Г.А. Боковой увод автомобильного колеса, сб. "Вопросы машиностроения", Машгиз, 1950.
5. Певзнер Я.М. Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля, сб. "Вопросы машиноведения", Машгиз, 1950.
6. Фалькнвич Б.С., Ечеистов Ю.А., Трубников В.М. Установка управляемых колёс автомобиля, "Труды МАМИ", вып. 1, Автотрансиздат, 1954.
7. Ечеистов Ю.А., Слуцкий М.М. Влияние установки управляемых колёс на сопротивление движению автомобиля. "Автомобильная промышленность", № 7, 1958.
8. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. Работа автомобильной шины / Под ред. Кнороза В.И., 1976. 238 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 657.6

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ОТКАЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ УАЗ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ОБУЧЕНИЯ ВОЖДЕНИЮ

Канд. техн. наук **ПАВЛИШИН С.Г., ЗОРИН П.С., ПОПОВ Е.В.**
Тихоокеанский государственный университет (4212.37-51-99)

Рассматриваются вопросы оценки надёжности учебных автомобилей УАЗ "Хантер". Представлены технико-эксплуатационные показатели, установлены характерные отказы и их причины.

Ключевые слова: *учебный автомобиль, техническое обслуживание, ремонт, показатели деятельности.*

Pavlishin S.G., Zorin P.S., Popov E.V.

THE ANALYSIS OF OPERATIONAL FAILURE OF TRAINING VEHICLES UAZ "HUNTER"

Examines the reliability assessment of training vehicles UAZ "Hunter". Presents the technical and operational parameters, the characteristic failures and their causes.

Keywords: *educational car, maintenance, repair, performance.*

Автомобили, используемые в качестве учебных, эксплуатируются в довольно тяжёлых условиях, так как большую часть времени управляются неопытными начинающими водителями. При этом высока вероятность работы отдельных агрегатов, узлов и систем, таких как двигатель, коробка передач, раздаточная коробка, сцепление и тормозная система в нештатных и неустановившихся режимах, что влечёт за собой их перегрев, повышенный износ и отказы. Также характерны для учебных автотранспортных средств условия движения в городе или на полигоне (площадке для обучения), где их скорость снижается на 50—52 %, средняя частота вращения коленчатого вала увеличивается до 130—136 %, число переключения передач возрастает в 3—3,5 раза, а удельная работа трения тормозных механизмов возрастает в 8—8,5 раз [1]. Значительно увеличивается число троганий и включений

сцепления. Это также подтверждается и тем, что в РД 37.009.025—92 "Положение о гарантийном обслуживании легковых автомобилей и мототехники" прямо указано: пункт 4.16.1 "Утрата гарантийных обязательств на продукцию в целом: "...при использовании продукции в спортивных мероприятиях, а также в учебных целях".

Попробуем установить и проанализировать наиболее характерные неисправности и отказы, возникающие у автомобилей модели УАЗ-315195 "Хантер", используемых для обучения курсантов Хабаровского пограничного института управлению автомобилем.

Курсанты обучаются в течение года, за это время проходят теоретическую подготовку и приобретают практические навыки управления автомобилем, для того чтобы подготовиться к итоговому экзамену в ГИБДД, по результатам которого каждый курсант должен получить водительское удостоверение категории "В". Для реализации данной программы обучения у института имеется 10 автомобилей УАЗ-315195, которые были закуплены в период с 2012 по 2014 годы по цене от 421 до 551 тысячи рублей у ОАО "УАЗ" и доставлены в Хабаровск из Ульяновска железнодорожным транспортом. Сразу по поступлению в институт УАЗы были переоборудованы на сертифицированном предприятии путём установки комплекта дополнительных педалей сцепления и тормоза модели 142.4725.010 с тросовым приводом.

Автомобили помимо дублирующих органов управления оборудованы дополнительными боковыми зеркалами заднего вида для обеспечения возможности следить за дорожной обстановкой инструктору, который в процессе обучения располагается на пассажирском месте справа от обучаемого, а также информационными знаками "У". В табл. 1 приведены основные технические характеристики автомобиля УАЗ-315195 "Хантер" [2 и 3]. В процессе наблюдения в течение 2015 года за указанными автомобилями были получены представленные в табл. 2 их технико-эксплуатационные показатели.

Следует отметить, что контроль за техническим состоянием данных автомобилей производится ежедневно перед выездом на линию механиком автотранспортного отделения института, который в 2014 г. прошёл дополнительное обучение по программе "Подготовка специалистов по безопасности дорожного движения (на автомобильном транспорте)". Все автомобили своевременно и в полном объёме проходили плановые технические обслуживания, которые, как и ремонтные работы, проводятся силами инструкторов, за которыми данные автомобили закреплены с привлечением специалистов по ремонту. Автомобили эксплуатировались в двух режимах: режим движения по городу (управляя автомобилем в городских условиях, курсанты двигаются по заранее установленному маршруту, со скоростью городского потока), а также режим движения по автодрому (на котором курсанты отрабатывают упражнения для получения начальных навыков вождения и необходимые для успешной сдачи экзамена в органах ГИБДД).

Необходимо отметить, что на автодроме автомобили, как правило, движутся с низкой скоростью (не бо-

Таблица 1

Параметр	Значение
Максимальная скорость, км/ч	130
Объём бензобака, л	70
Снаряженная масса автомобиля, кг	1770
Разрешённая максимальная масса, кг	2520
Размер шин	225/75 R16
Модель двигателя	ЗМЗ-409.10
Объём двигателя, см^3	2693
Мощность двигателя, л.с.	128
Крутящий момент, Н·м	218/2500
Система питания	Распределённый впрыск
Газораспределительный механизм	DOHC
Расположение цилиндров	Рядное
Рекомендуемое топливо	АИ-92
Передние тормоза	Дисковые
Задние тормоза	Барабанные
Рулевой механизм	Винт-шариковая гайка-сектор с гидроусилителем
Привод	Полный постоянный
Коробка передач	5-ступенчатая, механическая
Передняя подвеска	Зависимая, пружинная со стабилизатором поперечной устойчивости
Задняя подвеска	Зависимая, на двух продольных полуэллиптических малолистовых рессорах
Тип кузова	Универсал
Количество дверей	5
Количество мест (включая водительское)	7
Колёсная база, мм	2380
Колея передняя/задняя, мм	1445/1445
Дорожный просвет (клиренс), мм	210

Таблица 2

Параметр	Значение
Среднегодовой пробег, км	12 170
Среднесуточный пробег, км	68
Средний расход топлива летом, л/100 км	16
Средний расход топлива зимой, л/100 км	18
Пробег до промежуточного технического обслуживания, км*	5000
Пробег до основного технического обслуживания, км**	10 000
Средняя наработка на случай текущего ремонта, км	2430
Средняя трудоёмкость проведения ремонта, чел. · ч	6
Количество дней в году, в которые автомобиль использовался, дн.	179
Среднее время работы автомобиля в день, ч	5,5

* — любое ТО без замены моторного масла. Средняя трудоёмкость — 3 чел. · ч.

** — ТО с заменой масла в двигателе. Средняя трудоёмкость — 5 чел. · ч.

лее 20 км/ч), используются первая, вторая и задняя передачи коробки передач. При указанных режимах в сравнении с обычной эксплуатацией повышается расход топлива и возрастает интенсивность работы органов управления АТС, таких как сцепление, рулевое управление, тормозная система и др.

Все автомобили хранятся в отапливаемых боксах, что исключает проблемы, связанные с пуском их двигателей при низкой температуре окружающей среды, и ежегодно проходят технический осмотр в соответствии с федеральным законом № 170-ФЗ от 01.07.2011 "О техническом осмотре транспортных средств и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации". При их эксплуатации используются горюче-смазочные материалы и технические жидкости, соответствующие требованиям нормативно-технической документации данной модели автомобиля [2 и 3]. Максимальный пробег с начала эксплуатации составляет порядка 55 000 км.

В течение 2015 года был проведён анализ отказов указанных автомобилей и получены следующие результаты см. табл. 3.

Большая часть отказов приходится на двигатели и электрооборудование (по 18 %). Но стоит отметить, что практически все выявленные за год отказы электрооборудования (выход из строя автомобильных ламп

Таблица 3

Агрегат, система, узел	Отказы	Причины отказов	Число отказов	
			за год	доля от общего числа, %
Система охлаждения	Потеря герметичности радиатора	Повышенное давление внутри радиатора, из-за неисправности атмосферного клапана, либо дефект радиатора	6	16
	Нарушение работоспособности термостата	Некачественное изготовление	2	
Рулевое управление	Потеря герметичности рулевого механизма	Износ сальников и уплотнений рулевого механизма	2	6
	Нарушение герметичности соединения шланга высокого давления гидроусилителя руля (ГУР) и штуцера его крепления	Разрушение шланга	1	
ДВС	Появление трещин или надрывов приводных ремней агрегатов	Износ ремней	4	18
	Разрыв цепи привода газораспределительного механизма (ГРМ)	Износ элементов цепи	2	
	Нарушение фаз газораспределения	"Перескок" цепи привода ГРМ на звёздочках распределительных валов на один и более зубьев	1	
	Выход из строя датчика частоты вращения коленчатого вала	Некачественное изготовление	1	
	Выход из строя датчика фаз газораспределения	Некачественное изготовление	1	
Коробка передач	Выход из строя синхронизатора пятой передачи и заднего хода	Износ синхронизатора	1	8
	Выход из строя синхронизатора первой и второй передачи	Износ синхронизатора	1	
	Выход из строя подшипника вторичного вала	Износ подшипника	1	
	Потеря герметичности в стыке между КП и раздаточной коробкой (РК)	Нарушение уплотнения	1	
Сцепление и его привод	Сцепление "буксует"	Износ ведомого диска	4	14
	Сцепление "ведёт"	Привод сцепления требует регулировки	1	
	Нарушение герметичности главного цилиндра сцепления	Разрушение резиновых уплотнений	1	
	Нарушение герметичности рабочего цилиндра сцепления	Разрушение резиновых уплотнений	1	
Осветительное и электрооборудование	Выход из строя ламп в различных осветительных приборах	Перегорание или стряхивание нити накала	6	18
	Бортовой компьютер автомобиля выдаёт различные ошибки	Кратковременный сбой в электронной системе автомобиля	2	
	Не работает панель приборов	Короткое замыкание цепи	1	
Система пуска двигателя	Нарушение работы стартера во время пуска двигателя, повлекшее появление посторонних шумов	Износ втулок стартера	2	4
Система зажигания	Выход из строя катушки зажигания	Нарушение работоспособности	1	4
	Выход из строя свечи зажигания	Нарушение работоспособности	1	
Тормозная система	Нарушение герметичности главного тормозного цилиндра	Разрушение резиновых уплотнений	2	12
	Появление трещин или разрывов в тормозных шлангах	Износ шлангов	4	
Итого			50	100

Таблица 4

Система, агрегат, узел, деталь	Влияние на работоспособность	Отказы и их причины		
		Конструктивные	Производственные	Эксплуатационные
Радиатор	Без потери работоспособности	—	Некачественная пайка стыков трубок радиатора и верхнего либо нижнего бачков	—
Крышка радиатора	То же	—	Заклинивание атмосферного клапана вследствие нарушения технологии его изготовления	—
Термостат	-"-	—	Некачественное изготовление	—
Рулевой механизм	-"-	—	—	Износ уплотнений и сальников вследствие интенсивной работы*
Соединительные шланги гидроусилителя руля	Потеря работоспособности	—	—	Разрушаются из-за высокого давления рабочей жидкости при длительном нахождении управляемых колёс в крайних положениях*
Приводные ремни агрегатов	То же	—	Несоблюдение усилий натяжения ремней	Разрушение по причине резких изменений частоты вращения коленчатого вала*
Привод ГРМ	-"-	Однорядная цепь не всегда выдерживает требуемую нагрузку**	—	Разрушение происходит из-за резких изменений частоты вращения коленчатого вала*
Датчик частоты вращения коленчатого вала	-"-	—	Некачественное изготовление	—
Датчик фаз газораспределения	-"-	—	То же	—
Синхронизаторы КП	-"-	—	—	Нарушение правил использования КП (переключение передач без прерывания крутящего момента) *
Подшипник вторичного вала КП	Без потери работоспособности	—	Разрушение из-за нарушения технологии монтажа	—
КП и РК	То же	—	Потеря герметичности уплотнения из-за нарушения технологии их сборки	—
Ведомый диск сцепления	-"-	—	—	Износ ведомого диска сцепления вследствие интенсивного трения о ведущий нажимной диск*
Привод сцепления	-"-	—	Из-за неправильной регулировки свободного хода педали сцепления оно не выключается полностью	Интенсивное использование с нарушением правил эксплуатации*
Рабочий и главный цилиндры сцепления	С или без потери работоспособности	—	Некачественные уплотнительные манжеты и сальники подвергаются разрушению под воздействием рабочей жидкости	—
Автомобильные лампы	Без потери работоспособности	—	Некачественное изготовление	—
Бортовой Компьютер	То же	Выдает ошибки вследствие кратковременных сбоев в электрооборудовании	—	Может выдавать ошибки из-за некачественного топлива
Электропроводка	С или без потери работоспособности	Ненадёжное соединение контактов в разъемах	Некачественная укладка электропроводки приводит к нарушению её изоляции	—
Стартер	Потеря работоспособности	—	—	Износ втулки стартера вследствие длительного или частого использования*
Катушка зажигания	Без потери работоспособности	—	Некачественное изготовление	—
Свеча зажигания	То же	—	Некачественное изготовление	—
Тормозные шланги	Потеря работоспособности	—	Некачественное изготовление	—
Тормозной цилиндр	То же	—	Некачественное изготовление уплотнительных манжет и сальников, приводящее к их разрушению под воздействием рабочей жидкости	—

* Характерны для учебных автомобилей.

** На автомобили УАЗ устанавливаются двигатели ЗМЗ-409, в которых для привода ГРМ может использоваться как однорядная, так и двурядная цепь

и различные ошибки, которые выдаёт бортовой компьютер вследствие кратковременных сбоев в электронной системе автомобиля) не требуют сложного и трудоёмкого ремонта. Такие неисправности устраняются водителем самостоятельно (при наличии необходимых запасных частей). Диагностом при помощи мотор-тестера (мод. MT10KM) стираются ошибки из памяти компьютера автомобиля, что занимает незначительный период времени. Замена приводных ремней также не требует много времени, однако при отказах двигателя внутреннего сгорания, таких как разрыв цепи привода ГРМ или нарушения фаз газораспределения, требуется больше времени для того, чтобы диагностировать такую неисправность и ещё большие трудозатраты на устранение данных отказов, а кроме этого, необходимые запасные части не всегда можно быстро найти в продаже.

На следующем месте от общего числа (16 %) — находятся отказы системы охлаждения, а именно чаще всего из строя выходят радиаторы. Потеря их герметичности — результат превышения допустимого давления в системе охлаждения из-за отказов перепускного клапана в крышке радиатора. Этот отказ не сложно предотвратить при проведении регламентных работ по техническому обслуживанию. Радиатор на автомобиле выполнен из материала, который не поддается пайке, поэтому приходится применять трудоёмкие методы восстановления или их заменять. Замена радиатора занимает 2—3 часа, а замена термостата — около часа.

Самые трудоёмкие и длительные по времени — это работы, связанные с устранением отказов коробки передач. Хотя на такие отказы приходится всего 8 % от общего их количества, но для восстановления работоспособности агрегата и автомобиля в целом порой уходит до 4 суток.

Устранение неисправностей сцепления (14 %), как правило, требуется замена ведомого диска, занимает 6—7 чел. · ч, а работы по восстановлению герметичности его главного или рабочего цилиндров требуют от 2 до 4 чел. · ч. Регулировочные работы производятся и вовсе без отрыва от учебного процесса. Устранение прочих отказов (тормозной системы — 12 %, рулевого управления — 6 %, системы пуска двигателя — 4 % и системы зажигания — 4 %) занимает от 2 до 7 чел. · ч в зависимости от сложности ремонта и наличия необходимых запасных частей и расходных материалов.

Согласно ГОСТ 27.002—89 "Надёжность в технике. Основные понятия. Термины и определения" отказ — это событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта. Различают отказы [4]: конструктивные, т.е. возникшие по причине, связанной с несовершенством или нарушением установленных правил и (или) норм проектирования и конструирования; производственные, т.е. возникшие по причине, связанной с несовершенством или нарушением установленного процесса изготовления (в том числе и у поставщиков компонентов) или ремонта, выполняемого на ремонтном предприятии; эксплуатационные, т.е. возникшие по причине, связанной с нарушением установленных правил и (или) условий эксплуатации владельцами транспортных средств.

А для предупреждения отказов и неисправностей необходимо знать причины и механизмы их возникновения и проявления, а также их влияние на надёжность (работоспособность) автомобиля в целом [5 и 6]. В табл. 4 представлены результаты анализа причин и классификация отказов учебных автомобилей УАЗ "Хантер". Анализ отказов и их причин проводился по каждому случаю, а в таблице представлены обобщённые результаты.

Установлено, что на конструктивные приходится около 12 %, на производственные — 62 % и на эксплуатационные — 26 % отказов.

На конструктивные отказы мы повлиять не можем, так как они вызваны несовершенством конструкции или нарушением норм и правил проектирования, поэтому в ходе эксплуатации автомобилей этой модели следует их учитывать, например, обеспечением на складе необходимых объёмов запасных частей.

Наибольшая доля приходится на производственные отказы. Чаще всего они возникают вследствие использования некачественных компонентов и запасных частей. Следует отметить и то, что нарушение технологии ремонта также влечет за собой увеличение числа производственных отказов, поэтому необходимо предусмотреть дополнительный контроль за ходом и качеством выполнения данных работ.

Более четверти отказов вызваны "специфическими" условиями эксплуатации, характерными для учебных АТС. Здесь сказываются не только "тяжёлые" режимы движения, но и постоянные нарушения правил управления автомобилем, которые неизбежно допускают курсанты в процессе обучения. Влияние данного фактора во многом зависит от квалификации водителя-инструктора — насколько быстро он сумеет отреагировать на неверное действие курсанта, а также как скоро он добьется привития обучающимся правильных навыков управления автомобилем.

В результате проведённых исследований были выявлены отказы и их причины, характерные для АТС, используемых в учебных целях. Это позволит в дальнейшем не только сократить количество, но и время устранения отказов, а следовательно, увеличить значение коэффициентов технической готовности и выпуска парка, оптимизировать номенклатуру и объёмы хранящихся на складе запасных частей и оборотных агрегатов, а также определить потребность в средствах обслуживания, производственных площадях и рабочей силе необходимых для технического обслуживания и ремонта.

Литература

1. Техническая эксплуатация автомобилей / под ред. Г.В. Краморенко. — М.: Транспорт, 1983. — 413 с.
2. Автомобили УАЗ-315195, УАЗ-315148 и их модификации сервисная книжка СК 05808600.039—2013.
3. Руководство по эксплуатации автомобилей УАЗ-31519, УАЗ-315194, УАЗ-315195, УАЗ-3151143, УАЗ-315148, УАЗ-3153 и их модификации. — ОАО "Ульяновский автомобильный завод". 2008. — 160 с.
4. ГОСТ 27.002—89 "Надёжность в технике. Основные понятия. Термины и определения".
5. Надёжность автомобилей КамАЗ в гарантийный период эксплуатации / С.Г. Павлишин // Автомобильная промышленность, № 11, 2009.
6. Обеспечение надёжности автомобилей КАМАЗ в гарантийный период эксплуатации / С.Г. Павлишин // Автотранспортное предприятие, № 2, 2015.

av0916.fm Page 29 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

УДК 665.7

ИЗМЕНЕНИЯ ТРЕБОВАНИЙ К МОТОРНЫМ ТОПЛИВАМ И МАСЛАМ, СВЯЗАННЫЕ С СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ ДВС

КЛИШИН П.В., ЛАТЫШЕВ А.П., КОНОПЛЁВ В.Н., ЮНИСОВ И.К.

Московский политехнический университет (МАМИ)

(495.223-05-23)

ФАУ "25 Государственный научно-исследовательский институт химмотологии МО РФ"

Представлен анализ изменения требований к моторным топливам и маслам для двигателей автотранспортных средств с целью выполнения постоянно ужесточающихся требований по охране окружающей среды. Данные изменения обусловлены новыми конструктивными решениями по бензиновым и дизельным двигателям, существенно изменившими условия работы топлив и масел.

Ключевые слова: *моторное топливо, моторное масло, двигатель внутреннего сгорания, автотранспортное средство, отработавшие газы, каталитические нейтрализаторы отработавших газов, экологическая безопасность, международные требования, твёрдые частицы.*

Klishin P.V., Latyshev A.P., Konoplev V.N., Yunisov I.K.

REQUIREMENTS REVISION FOR MOTOR OILS AND MOTOR FUELS, FOLLOWING THE MODERNIZATION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES FOR MOTOR TRANSPORT VEHICLES

In this article we present the analyses of variable requirements for motor oils and motor fuels for transport vehicles engines which ensue the necessity to comply with constant toughening of the demands for environmental safety. These changes came as a result of the introduction of up-to-date constructional solutions in gasoline and diesel engines critically revising the operation of motor oils and motor fuels.

Keywords: *motor fuel, motor oil, internal combustion engine, motor transport vehicle, exhaust gasses, exhaust gasses catalytic converter, environmental safety, international requirements, solid particles*

Развитие двигателей внутреннего сгорания идёт сегодня по двум основным направлениям. Это совершенствование конструкции самих агрегатов и их систем (топливоподачи, управления, нейтрализации отработавших газов и др.) и изменение компонентного состава применяемых моторных топлив и масел с целью оптимизации эксплуатационных свойств, влияющих на основные показатели двигателей, в том числе и экологические. При этом наиболее важными стали такие направления модернизации двигателей автотранспортных средств, которые ведут в оптимизации рабочего процесса.

В 60—80-е годы прошлого века предпринимались попытки улучшения показателей по токсичности отработавших газов — внедрялись в производство двигатели с форкамерным рабочим процессом и с вихревым смесеобразованием. Было выполнено несколько этапов работ, которые характеризовались модернизацией систем питания, в частности на бензиновых двигателях — замена карбюраторов на системы впрыска топлива. На первом этапе — центральный впрыск, на следующих — распределённый. На дизелях — увеличение давления впрыска на традиционных топливных насосах высокого давления с последующим внедрением систем "коммон рейл". Серьёзным изменениям также подверглись системы наддува и промежуточного охлаждения надуваемого воздуха [1].

Все эти технические решения приводили одновременно с улучшением экономических показателей работы двигателей к возрастанию эмиссии оксидов азота за счёт интенсификации процесса сгорания, что в свою очередь требовало внедрения принципиально новых систем, например, таких как рециркуляция отработавших газов в цилиндры двигателя, приводящая к запаздыванию начала сгорания и замедлению его развития, а значит к снижению температур сгорания и, как следствие, уменьшению выбросов оксидов азота.

На первых этапах внедрения рециркуляции отработавших газов в основном применялась "горячая" рециркуляция — перепуск отработавших газов во впускную трубу двигателя. Со временем система претерпела серьёзные изменения и появилась более эффективная, так называемая, "холодная" рециркуляция. Она более эффективна, так как в этом случае уменьшается подогрев воздушного заряда и улучшается наполнение цилиндра. Суть её заключается в применении теплообменника, в котором температура отработавших газов понижается. Такие системы стали неотъемлемой частью конструкции двигателя, отвечающего требованиям норм Евро-4 и выше. Применение систем рециркуляции отработавших газов привело к снижению выбросов оксидов азота на 40—60 % в зависимости от эксплуатационных режимов работы двигателей [2].

В двигателях коренным образом стала меняться топливная аппаратура. Повсеместное внедрение электроники не только сделало возможным модернизацию традиционного карбюратора путём внедрения в него систем с электронным управлением (таких как электронный регулятор частоты вращения коленчатого вала и мощности, экономайзер принудительного холостого хода, экономайзер полной мощности, та же система рециркуляции отработавших газов), но и дало толчок к переходу на массовый выпуск инжекторных (впрысковых) двигателей, где на первом этапе был внедрён моновпрыск.

Одним из наиболее важных направлений по улучшению экологических показателей двигателя стало также развитие и совершенствование систем нейтрализации отработавших газов. Для бензиновых двигателей они базируются на строгом контроле соотношения воздух—топливо, поддерживает близким к стехиометрическому с помощью датчиков наличия кислорода в отработавших газах (λ-зондов), устанавливаемых в выпускной системе двигателя. Появились трехкомпонентные системы нейтрализации, которые получили своё название по числу обезвреживаемых групп токсичных соединений. К ним относятся CO, CH и NO_x и бифункциональные по числу реализуемых функций, а именно окислительные и восстановительные процессы. Активными компонентами таких нейтрализаторов являются платино-палладиевые и платино-родиевые композиции. Обеспечение эффективного функционирования таких систем невозможно без применения электронных блоков управления топливоподачей, имеющих в наличии обратную связь по датчику свободного кислорода — λ-зонду. Они поддерживают соотношение воздуха и топлива в пределах $\alpha = 1 \pm 2—5$ %.

Системы нейтрализации для дизелей — иные, более сложные. Им приходится работать в условиях более высокого содержания оксидов азота и твёрдых частиц, являющихся канцерогенными компонентами отрабо-

тавших газов. К распространённым системам относится обычный окислительный нейтрализатор в сочетании с системой рециркуляции. К наиболее сложным сегодня можно отнести аммиачную систему процесса восстановления оксидов азота. В таких нейтрализаторах также становится возможно применение трёхкомпонентной нейтрализации с применением платинородиевых и платино-палладиевых активных композиций. Обязательный компонент систем нейтрализации отработавших газов дизелей — сажевый фильтр.

Каждый из этапов разработки и внедрения различных конструктивных мероприятий и новых систем напрямую связан с внедрением норм экологической безопасности, которые установлены Техническим регламентом "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ" [3]. В упрощённом виде для бензиновых двигателей и дизелей они приведены соответственно в табл. 1 и 2 [4].

Таблица 1

Класс экологической безопасности	Годы внедрения		Новые технологии и системы бензиновых двигателей
	в ЕС	в РФ	
Евро-2	1996	2005	Внедрение: плосковершинного хонингования поверхности цилиндров; высокоэффективных систем зажигания; закрытой системы вентиляции катера; экономайзера принудительного холостого хода Оптимизация регулировок карбюратора
Евро-3	2000	2006	Доводка рабочего процесса, повышение степени сжатия до 9—10,5 Внедрение: центрального впрыска топлива; системы электронного управления топливоподачей; системы рециркуляции отработавших газов; нейтрализаторов отработавших газов
Евро-4	2005	2008 (2009)	Доводка рабочего процесса, повышение степени сжатия до 10—11,5 Внедрение: распределённого впрыска топлива; системы зажигания с датчиком Холла; системы электронного управления топливоподачей; эффективной системы нейтрализации отработавших газов.
Евро-5	2009	2014	Внедрение: распределённого впрыска топлива; электронные системы зажигания; системы электронного управления двигателя и трансмиссии; эффективной системы нейтрализации отработавших газов с бортовой диагностикой.
Евро-6	1.09.2014	—	Внедрение: более эффективных систем нейтрализации отработавших газов в совокупности с ранее внедрёнными мероприятиями для норм Евро-5

Таблица 2

Класс экологической безопасности	Годы внедрения		Новые технологии и системы дизелей
	в ЕС	в РФ	
Евро-2	1996	2005	Доводка рабочего процесса. Повышение давления впрыска топлива. Внедрение: плосковершинного хонингования поверхности цилиндров; эффективных охладителей; надуваемого воздуха; внедрение подогрева воздуха на впуске.
Евро-3	2000	2006	Доводка рабочего процесса. Внедрение: турбокомпрессоров с регулируемым наддувом; системы топливоподачи типа "коммон рейл" с давлением впрыска топлива 1800—2000 кгс/см^2.
Евро-4	2005	2008 (2009)	Доводка рабочего процесса. Внедрение: системы рециркуляции отработавших газов; системы топливоподачи типа "коммон рейл" с давлением впрыска 1800—2400 кгс/см^2; системы нейтрализации отработавших газов; закрытой системы вентиляции катера с маслоотделением.
Евро-5	2009	2014	Доводка рабочего процесса. Внедрение: системы электронного управления двигателя и трансмиссии; эффективной системы нейтрализации отработавших газов с дозированной подачей мочевины AddBlue system и сажевым фильтром; бортовой диагностики; системы охлаждения с электронным управлением.
Евро-6	1.09.2014	—	Внедрение: более точных настроек электронной системы топливоподачи в совокупности с ранее внедрёнными мероприятиями для норм Евро-5

На рубеже 1990—2000-х годов изменились требования к производителям двигателей как со стороны законодательной базы, так и со стороны потребителей, эти требования стал диктовать рынок. Быстрая интеграция России в международное экономическое сообщество существенно изменила положение на внутреннем рынке. Производство на предприятиях отечественного автомобилестроения стало резко сокращаться, особенно это видно на примере среднетоннажных грузовых автомобилей. Производство легковых автомобилей также сокращалось, но не такими существенными темпами. Рынок стал насыщаться автомобилями зарубежных производителей, большая часть из которых пришла со вторичного рынка. В этот тренд также вписывалась организация лицензионной сборки автомобилей зарубежных фирм на территории РФ. Существенно изменились требования к двигателям, применяемым не только для автомобильной техники, но и используемым на стационарных установках, которые предназначены для различных отраслей и направлений, например, электрогенераторные установки, насосные станции и др.

Стремление повысить технико-экономические показатели отечественных двигателей повлекло за собой повышение требований к моторным топливам, в частности к бензинам, что было обусловлено необходимостью появления на рынке больших объёмов бензинов с высоким октановым числом. Этот показатель является определяющим для создания двигателей с более высокими степенями сжатия до 10—11,5 ед., что важно для эксплуатации как отечественных, так и зарубежных автомобилей.

Особенно эти требования затронули количественное содержание серы и её соединений в топливах, которое ужесточалось по мере перехода к более высокому экологическому классу.

Сера и её соединения в качестве естественных составляющих входят в состав сырой нефти в виде элементарной серы, сероводорода и различных органических соединений (меркаптанов, сульфидов, дисульфидов и др.). Элементарная сера, сероводород, меркаптаны обладают высокой коррозионной агрессивностью, поэтому содержание их в топливах строго регламентируется (см. таблицы 3, 4).

Наличие сернистых соединений в топливе повышает токсичность отработавших газов не только непосредственно — за счёт увеличения в них концентрации оксидов серы и твёрдых частиц, но и опосредованно — за счёт снижения эффективности и надёжности работы современных систем нейтрализации отработавших газов. Поэтому в настоящее время наряду с разработкой и производством техники, отвечающей новым стандартам на выбросы вредных веществ, введены более строгие ограничения на содержание серы в автомобильных топливах.

Другой проблемой является коррозионный износ деталей двигателя и топливной аппаратуры, обусловленный рециркуляционным движением паров серной кислоты, образующейся из серы, содержащейся в топливе. Увеличению износу двигателя способствует, и рециркуляция частиц сажи, снижающих эффективность противоизносных присадок моторного масла [5].

Изменения требований к качеству моторных топлив можно проследить в процессе поэтапного внедрения экологических норм по бензиновым двигателям, приведённых в табл. 3, по дизельным двигателям в табл. 4 [6].

В результате с рынка моторных топлив постепенно стали вытесняться бензины с низким октановым числом.

Улучшение технико-экономических показателей является одной из современных тенденций развития двигателей внутреннего сгорания. Это напрямую связано с повышением степени сжатия, повышением эффективного КПД двигателя и, как следствие, повышением температуры в системах охлаждения и смазки.

Большое влияние на технико-экономические показатели современных двигателей оказывают конструктивные факторы, к которым относятся: конструкция и материал гильзы цилиндров и поршня, технология их обработки (например, плосковершинное хонингование гильзы); величина зазора между гильзой цилиндров и поршнем; тип и особенности системы охлаждения деталей камеры сгорания и цилиндропоршневой группы. Так, для снижения расхода масла на угар увеличивают жёсткость гильзы цилиндров, применяют вставки из ниризистового чугуна в верхней части гильзы и в зоне работы верхнего компрессионного кольца и на поршне, в зоне установки верхнего компрессионного кольца, что позволяет оптимизировать зазор в цилиндропоршневой группе двигателя. Для снижения термонапряжённости деталей двигателя, таких как гильза, поршень, блок цилиндров, головка блока цилиндров, возникла необходимость в выравнивании температуры охлаждающей жидкости и масла,

Таблица 3

Экологический класс	Годы внедрения		Требования к составу бензинов
	в ЕС	в РФ	
К-2	1996	2005	5 % бензола, 500 ppm серы,
К-3	2000	2006	1 % бензола, 150 ppm серы, 42 % ароматических СН; неэтилированный
К-4	2005	2008 (2009)	35 % ароматических СН, 50 ppm серы; неэтилированный
К-5	2009	2014	10 ppm серы; неэтилированный

Таблица 4

Экологический класс	Годы внедрения		Требования к составу дизельного топлива
	в ЕС	в РФ	
К-2	1996	2005	цетановое число 49, 500 ppm серы,
К-3	2000	2006	350 ppm серы, цетановое число 50
К-4	2005	2008 (2009)	50 ppm серы, цетановое число 51
К-5	2009	2014	10 ppm серы

что привело к широкому распространению водомасляных радиаторов как на двигателях для легковых автомобилей, так и на двигателях для грузовых автомобилей. Следствием этого стала оптимизация рабочих температур системы смазки. Кроме того, дальнейшая интенсификация рабочего процесса двигателей потребовала введение в систему смазки распылителей — микрофорсунок, которые позволяют подавать масло на внутреннюю поверхность днища поршня при прохождении им нижней мёртвой точки, а также необходимость смазки подшипника скольжения в турбонагнетателе системы турбонаддува двигателя. Это в свою очередь привело к дальнейшему росту среднеэксплуатационных температур в системе смазки двигателей. Конструктивные мероприятия, способствующие выравниванию температур и снижению термонапряжённости деталей, приводят к существенному снижению расхода масла на угар.

Все изменения, связанные с повышением температуры двигателя, меняют подход к качеству моторных масел в части наличия термостабилизирующих присадок, позволяющих работать на более высоких температурах длительное время без деструктивных изменений масла и снижения его эксплуатационных характеристик. Этим обусловлено появление на рынке более качественных марок масел, а также необходимость разработки новых присадок для масел. Тенденция увеличения сроков технического обслуживания с 10—15 тыс. км пробега до 30—40 тыс. км пробега также ужесточает требования к маслам в части сохранения свойств, при различных температурных условиях окружающей среды, т. е. допустимость их использования в течение всего года без замены — всесезонность использования.

Следует также учитывать, что неправильно подобранные характеристики моторного масла (в первую очередь, его вязкостно-температурные характеристики) могут привести к увеличению момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала и снижению мощностных показателей двигателя. При этом удельные показатели токсичности отработавших газов (массовые выбросы, отнесённые к единице вырабатываемой мощности) ухудшаются.

Необходимо отметить, что применяемые присадки (противоизносные, антизадирные, антиокислительные, моющие, диспергирующие, антикоррозионные, вязкостные, депрессорные, многофункциональные и др.) сами могут являться токсичными веществами.

Таблица 5

Сфера применения моторных масел	Зольность сульфатная, % масс.	Содержание серы, % масс.	Содержание фосфора, % масс.
Для ДВС легковых автомобилей и автобусов	0,5—0,8	0,2	0,06—0,08
Для ДВС грузовых автомобилей и специальных автотранспортных средств	0,8—1,0	0,2—0,3	0,08

Постепенный переход на базовые масла преимущественно II и III групп с пониженным содержанием серы и хлора также существенно влияет на повышение экологической безопасности. Использование более очищенных и термостабильных основ масел снижает вероятность появления канцерогенных и токсичных веществ в отработавших газах, после сгорания масла, попавшего в камеру сгорания. Изменение требований к моторным маслам показано в табл. 5 [7].

В настоящее время в двигателях наряду с минеральными моторными маслами широкое применение находят синтетические моторные масла на основе сложных эфиров, полиальфиолефинов и др. Особенностью этих масел является меньшее содержание (либо полное отсутствие) в них асфальто-смолистых веществ, что позволяет снизить выбросы твердых частиц в атмосферу.

Таким образом, даже столь краткое описание этапов изменения конструкции дизельных двигателей и его систем показывает существенные изменения условий работы и эксплуатации современных поршневых двигателей. Фактически системы выпуска и нейтрализации отработавших газов превратились в химические реакторы, работающие по сложному алгоритму очистки и нейтрализации вредных компонентов, содержащихся в отработавших газах. Всё дополнительное оборудование этих систем выдвигает более жёсткие требования к качеству моторных топлив и масел, задачей которых является обеспечение эффективной и надёжной работы двигателей согласно технико-экономическим и экологическим показателями, предъявляемым к ним.

Дальнейшее совершенствование двигателей, их трансформация в безопасные с экологической точки зрения энергетические установки идёт по пути более широкого внедрения альтернативных видов топлив. Наиболее известные и распространённые из альтернативных — газомоторные топлива, такие как пропан-бутан, метан и др. Менее распространенные, но более перспективные — такие как водород. Применение альтернативных видов топлива также меняет подход к физико-химическому составу моторных масел. Возникает необходимость создания новых компонентов и присадок к традиционным моторным маслам, которые должны обеспечивать работу двигателей в новых условиях.

Таким образом, учитывая такие тенденции развития современных двигателей, как увеличение литровой мощности за счёт повышения степени наддува, повышение температурных режимов систем смазки и охлаждения, применение альтернативных топлив, внедрение сложных систем нейтрализации отработавших газов, необходимо ужесточать далее и эксплуатационные требования к топливам и маслам. В частности необходимы: повышение их термоокислительной стабильности и коррозионной стойкости, улучшение их вязкостно-температурных и низкотемпературных свойств, повышение температуры вспышки масел, улучшение антифрикционных и противоизносных свойств, уменьшение склонности топлив к нагарообразованию, улучшение моющих и диспергирующих свойств масел. Разумеется, выполнение перечисленных требований должно достигаться с учётом законо-

av0916.fm Page 33 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

дательных норм по защите окружающей среды. Получение положительных результатов становится возможным при изменении компонентного состава топлив и масел, модернизации технологических процессов получения основ масел (в частности снижения содержания в них ароматических и сернистых соединений) и разработки новых функциональных присадок, в том числе беззольных.

При этом внедрение новых марок топлив и масел требует современных подходов к разработке методов квалификационных испытаний горюче-смазочных материалов, одним из направлений которых являются полноразмерные моторные испытания на реальных двигателях в жёстких стендовых условиях. В существующие комплексы методов квалификационной оценки топлив и масел входят в основном методы, предназначенные для оценки их эксплуатационных свойств по классификациям, не вполне отвечающим современным тенденциям развития двигателей. Актуальной задачей современной химмотологии является разработка и внедрение новых методов квалификационной оценки горюче-смазочных материалов, которые позволят установить соответствие разрабатываемых рецептур новым эксплуатационным и экологическим показателям.

Литература

1. Грехов Л.В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана 2000 г. 64 с.
2. Марков В.А. Метод снижения токсичности отработавших газов дизелей транспортного назначения. Известия вузов. Машиностроение. — 1993. № 10—12. — С. 74—83.
3. Проект Технического регламента Таможенного союза "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, вредных (загрязняющих) веществ".
4. Латышев А.П., Клишин П.В., Юнисов И.К. Современные тенденции совершенствования двигателей внутреннего сгорания и их влияние на изменение требований к моторным топливам и маслам // Технология нефти и газа. — 2015. — № 6. — С. 3—8.
5. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. — М. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002 г. — 376 с.
6. Технический регламент таможенного союза ТР ТС 013/2011 "О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному топливу и судовому, топливу для реактивных двигателей и мазуту".
7. Чудиновских А.Л., Тонконогов Б.П., Лашхи В.Л. Моторное масло как важный объект химмотологии. — М.: ООО "Издательский дом Недра", 2014. — 223 с.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113-223.2-55

РЕГУЛИРОВАНИЕ ОСЕВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВЕДУЩЕЙ ШЕСТЕРНИ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ ВЕДОМОГО КОЛЕСА ПРИ СБОРКЕ РЕДУКТОРОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ

Кандидаты техн. наук **ШАНДРОВ Б.В.** и **БУЛАВИН И.А.**
Московский политехнический университет (МАМИ)
(495.223-05-23)

Одной из наиболее трудоёмких и ответственных операций в технологических процессах сборки после создание преднатяга в подшипниковых узлах ведущих шестерён главных передач автомобилей является регулирование осевого положения ведущей шестерни относительно оси ведомого колеса. В данной статье представлена новая технология регулирования осевого положения ведущей шестерни и новая технологическая оснастка и оборудование для сборки, разработанные в ходе совместных работ с заводами отрасли (АМО "ЗИЛ", ОАО "КамАЗ" и ОАО "КААЗ").

Ключевые слова: *подшипники, сборка, регулировка, силовые факторы, изменение монтажной высоты подшипников, осевая податливость, подбор пары шестерён для редуктора, размерная цепь на положение ведущей шестерни, размерный анализ, боковой зазор, пятно контакта, монтажный размер.*

При сборке редукторов ведущих мостов транспортных средств выполняется несколько операций, точность выполнения которых непосредственно влияет на качество редуктора в целом, на работоспособность и долговечность узла в эксплуатации.

Таких операций пять: выполнение прессовых соединений колец подшипников с корпусом и валом; регулирование преднатяга подшипников с помощью подбора требуемой толщины компенсатора на преднатяг подшипников между распорной втулкой и внутренним кольцом подшипника с контролем по $M_{тр}$; создание точного силового замыкания подсобранного подшипникового узла в процессе выполнения резьбозатяжной операции на хвостовике ведущей шестерни с контролем по $M_{зг}$, регулирование осевого положения ведущей шестерни относительно оси ведомого колеса; регулирование параметров зацепления конических шестерен в собранном редукторе по пятну контакта (по краске) и боковому зазору по $\Delta_{бз}$ между зубьями. Качество выполнения этих операции полностью определяет эксплуатационную надёжность редуктора и ведущего моста автомобиля в целом. В данной статье представлены новая технология и технологическая оснастка для регулирования осевого положения ведущей шестерни относительно оси ведомой при сборке редуктора.

После термической обработки и шлифования зубьев ведущей вал-шестерни и ведомого колеса выполняется подбор пары шестерён по боковому зазору, пятну контакта и шуму (рис. 1) в специальной бесшумной комнате на контрольно-обкатном станке. Качество пятна контакта зубьев определяется по отпечаткам,

av0916.fm Page 34 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

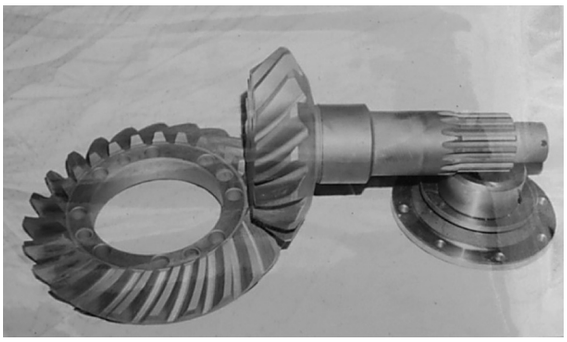


Рис. 1. Подбор пары конических шестерён по пятну контакта и боковому зазору

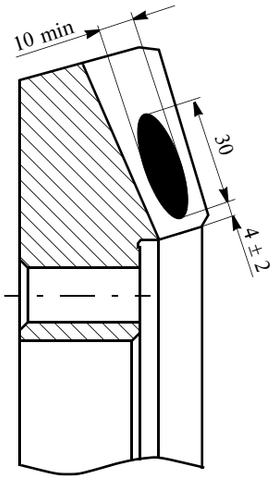


Рис. 2. Параметры пятна контакта при подборе пары шестерён на контрольно-обкатном станке перед сборкой редуктора

получаемым на зубьях ведомой шестерни при зацеплении её с ведущей шестерней. Расположение и минимальные размеры пятна контакта показаны на рис. 2. При этом проверка отпечатка пятна контакта производится по краске.

Подбор и контроль комплектов шестерён по шуму выполняется на контрольно-обкатном станке (рис. 3). Прерывистый шум и стуки не допускаются. Боковой зазор между зубьями проверяется не менее чем для четырёх зубьев ведомой шестерни, расположенных на равных углах по окружности. Величина и колебание бокового зазора должны быть в соответствии с техническими требованиями в инструкции на сборку редуктора. После подбора пары шестерён, не снимая с обкатного станка, измеряется отклонение от монтажного размера и величина этого отклонения наносится на торец ведущей конической шестерни со стороны вершины конуса (рис. 4). М.П. Новиков [1] считает, что пятно контакта должно быть на зубе ведомой шестерни ближе к малому модулю, так как в процессе работы редуктора под нагрузкой пятно будет вытягиваться вдоль зуба к большому модулю вследствие небольшой деформации зуба на малом модуле.

При сборке ведущей шестерни главной передачи необходимо отрегулировать предварительный натяг конических подшипников путём набора и установки регулировочных шайб. Крутящий момент, необходимый для проворачивания ведущей шестерни, должен быть в пределах 1...3 Н · м (0,1...0,3 кгс · м). Замер крутящего момента производится при непрерывном вращении в одну сторону. Влияние трения манжет должно быть исключено. Подшипники при этом должны быть смазаны трансмиссионным маслом ТСП-15К.

Положение пятна контакта на боковой поверхности зуба регламентируется инструкцией на сборку редуктора. Пятно контакта должно находится в средней части зуба по высоте и ширине с запасом по 1/4 ширины и высоты до края зуба. Выход пятна контакта на кромку зуба не допускается, так как краевой контакт в конической зубчатой передаче сопровождается шумом, вибрациями и интенсивным износом, а край зуба в этом случае выполняет функцию режущей кромки лезвийного инструмента.

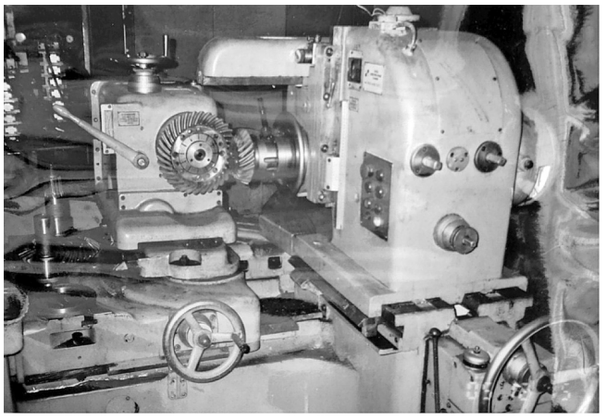


Рис. 3. Контрольно-обкатной станок для подбора пары конических шестерён по параметрам зацепления — пятну контакта и боковому зазору с определением поправки на монтажный размер ведущей шестерни

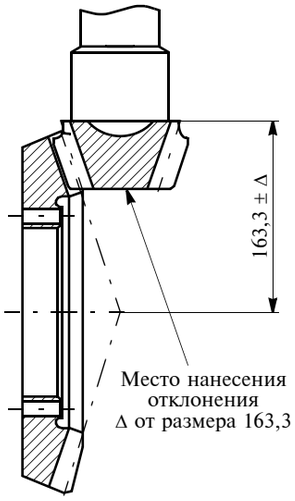
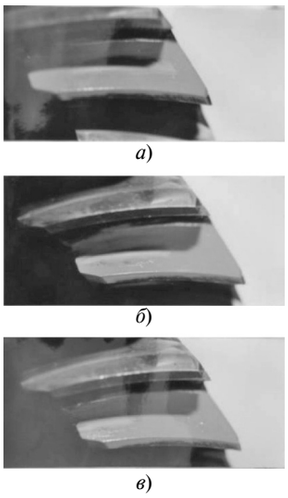


Рис. 4. Подбор пары шестерён по монтажному размеру, боковому зазору и пятну контакта

av0916.fm Page 35 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

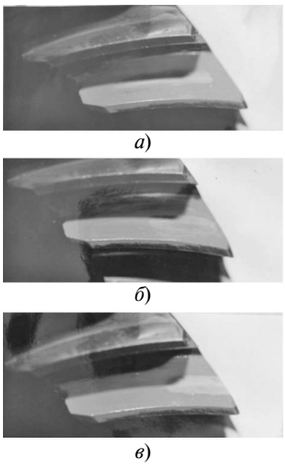


а)

б)

в)

Рис. 5. Смещение пятна контакта на боковой поверхности зуба ведомой шестерни редуктора при уменьшении монтажного размера на положение ведущей шестерни (а — монтажный размер в норме, б — погрешность монтажного размера $\Delta_{AД} = -0{,}15$ мм, в — погрешность монтажного размера $\Delta_{AД} = -0{,}3$ мм)



а)

б)

в)

Рис. 6. Смещение пятна контакта на боковой поверхности зуба ведомой шестерни редуктора при увеличении монтажного размера на положение ведущей шестерни (а — монтажный размер в норме, б — погрешность монтажного размера $\Delta_{AД} = +0{,}15$ мм, в — погрешность монтажного размера $\Delta_{AД} = +0{,}3$ мм)

На рис. 5 и 6 показано смещение пятна контакта на боковой поверхности зуба ведомой шестерни редуктора при увеличении монтажного размера на положение ведущей шестерни при различных погрешностях монтажного размера. Проведенные исследования для редукторов легковых и грузовых автомобилей показывают, что если погрешность монтажного размера составляет 0,3 мм и более, то пятно контакта выходит на край зуба и эксплуатация такого редуктора невозможна. При вращении на боковой поверхности зубьев ведущей и ведомой шестерни возникает процесс резания, нарушается контакт, появляется шум и вибрация, резко снижается работоспособность редуктора.

В процессе сборки редуктора пятно контакта является важнейшим выходным критерием, характеризующим качество сборки. Однако для обеспечения эксплуатационной надёжности редуктора необходимо не только в процессе сборки достичь требуемого положения пятна контакта, но гарантировать его стабильность в процессе работы. Именно для стабилизации пятна контакта подшипники шестерни в редукторе собираются с преднатягом. И от того насколько качественно создан преднатяг подшипников и насколько гарантировано его постоянство в процессе работы, зависит стабильность параметров зацепления и в первую очередь — положение пятна контакта. Потеря преднатяга или создание в узле "фальш-преднатяга" (по моменту трения) приводит к снижению жёсткости подшипникового узла и к смещению пятна контакта при действии осевой и радиальной силы от зацепления.

Таким образом, положение пятна вдоль зуба зависит от жёсткости отрегулированных с преднатягом подшипников и от точности регулировки осевого положения ведущей шестерни по монтажному размеру. Если при проверке конической пары на контрольно-обкатном станке будет выявлено неправильное положение пятна контакта, то, как показано в работах А.С. Калашникова [2], необходимо произвести корректировку в соответствии с рекомендациями, приведёнными в специальной таблице показывающей способ исправления. Достигается требуемый монтажный размер подбором необходимой для данного редуктора толщины жёсткого компенсатора $A_к$.

Исследования положения пятна контакта в зависимости от точности подбора компенсатора $A_к$ между фланцем стакана ведущей шестерни и базовым торцем картера редуктора показали, что погрешность при подборе компенсатора ±0,15 мм приводит к смещению пятна на край зуба вдоль зуба к большому или малому модулю. Если при регулировке зубчатой передачи нарушается боковой зазор, то происходит смещение пятна к вершине зуба или к впадине зуба. Если при регулировке допущена погрешность монтажного размера и неправильно создан боковой зазор, то пятно смещается по диагонали. Погрешность монтажного размера ±0,3 мм приводит к тому, что пятно контакта выходит за кромку зуба на большом или малом модуле. Со всеми вытекающими последствиями (шум, вибрации, режущий эффект от кромки зубьев). Стендовые испытания редукторов подтвердили зависимость шума конической пары от точности регулировки положения пятна контакта.

В технологических процессах сборки, в единичном производстве в отдельных случаях для упрощения одно из зубчатых колёс предварительно устанавливают по заранее вычисленной координате относительно оси ведомого колеса, подбирают компенсатор, закрепляют, а зазор в зацеплении регулируют перемещением другого колеса. Этот способ может не обеспечить требуемого пятна контакта в зацеплении. Поэтому он применяется только для конических прямозубых передач. Для конических передач с криволинейным зубом в массовом производстве осевое положение ведущей шестерни необходимо обеспечить точно с учётом поправки на зацепление, которая получена на контрольно-обкатном станке.

Положение ведущей шестерни в картере задано монтажным размером в соответствии с рис. 7:

$$A_\Delta = A_к + A_1 - A_2 \pm \Delta_{A\Delta},$$

где A_1 — монтажный размер картера; $A_к$ — компенсаторное звено для регулирования осевого положения; A_2 — монтажный размер в стакане подшипникового узла; $\Delta_{A\Delta}$ — монтажная поправка на положение ведущей шестерни (определяется при спаривании шестерён по параметрам зацепления — боковому зазору и пятну контакта на контрольно-обкатном станке).

В технологическом процессе сборки необходимо определить требуемый для данного редуктора размер (толщину) компенсатора $A_к$, который вычисляется по формуле:

$$A_к^{тр} = A_\Delta \pm \Delta_{A\Delta} + A_2 - A_1.$$

Поправка на зацепление $\Delta_{A\Delta}$, как было показано ранее, определяется в бесшумной комнате при спарива-

av0916.fm Page 36 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

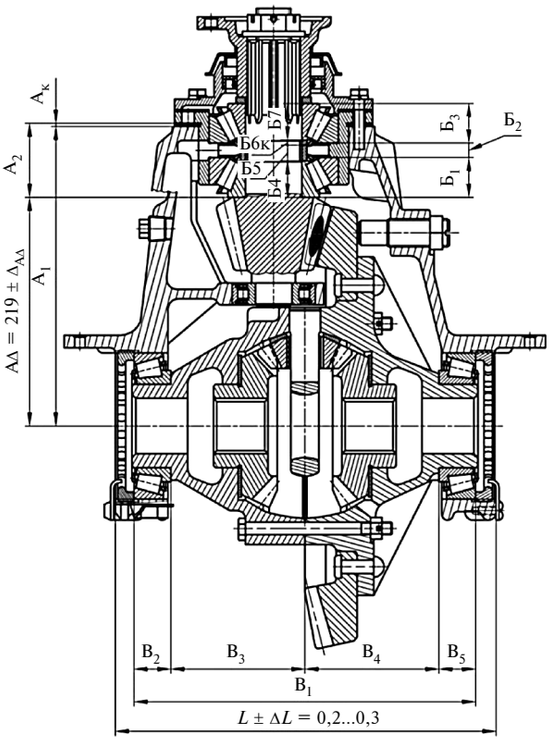


Рис. 7. Конструктивная схема редуктора ведущего моста автомобиля. Размерная цепь А определяет положение ведущей шестерни в редукторе относительно оси ведомого колеса

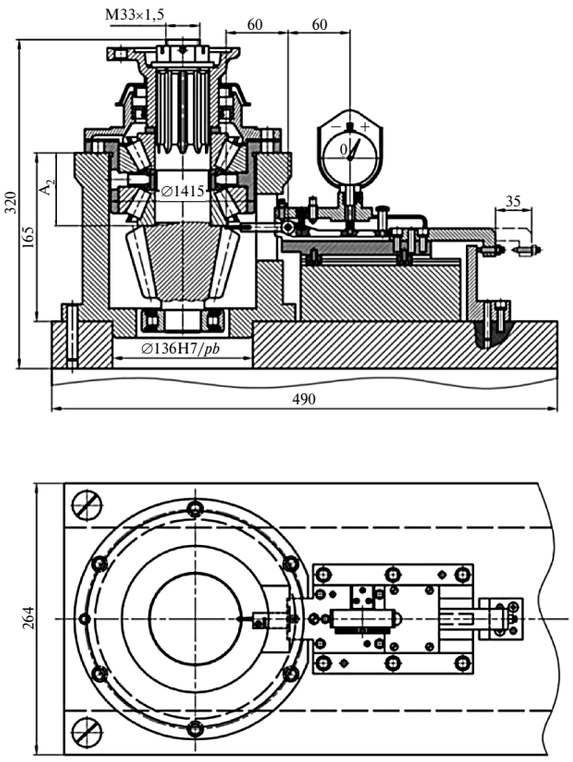


Рис. 8. Контрольная технологическая оснастка для измерения монтажного размера A_2 в подшипниковом узле

нии шестерён по параметрам зацепления и записывается электрографом или выбивается специальными клеймами на торце шестерни.

Монтажный размер в стакане подшипникового узла A_2 определяется с помощью специального контрольно-измерительного приспособления, показанного на рис. 8. Вал-шестерня в сборе со стаканом устанавливается на кольцевую опору, расположенную на плите, на которой также расположено измерительное устройство. Измерительный щуп настраивается по эталону, и в реальном подшипниковом узле измеряет отклонения от эталона. Монтажный размер A_2 подшипникового узла определяется по формуле

$$A_2^{действ} = A_1^{эт} \pm \Delta_{инд}^{A_1}.$$

Для определения звена A_1 относительным методом разработана контрольно-измерительная оснастка (рис. 9), включающая специальную скалку для фиксации оси ведомой шестерни в картере и измерительный глубиномер с базой по торцу картера для фиксации стакана подшипникового узла (глубиномер также настраивается по эталону), после чего вставляется в отверстие картера и производится отсчёт по индикатору и определяется размер:

$$A_1^{действ} = A_1^{эт} \pm \Delta_{инд}^{A_1}.$$

В производстве для сокращения количества вычислений требуемая величина (толщина) компенсатора будет определяться по формуле, получаемой после подстановки:

$$A_к^{тр} = A_Δ \pm Δ_{AΔ} + A_2^{эт} \pm \Delta_{инд}^{A_2} - A_1^{эт} \pm \Delta_{инд}^{A_1}.$$

Алгебраическую сумму $A_Δ + A_2^{эт} - A_1^{эт}$ можно заменить на $A_к^{пост}$ — постоянный размер компенсатора на положение шестерни. Тогда:

$$A_к^{тр} = A_к^{пост} \pm Δ_{AΔ} \pm \Delta_{инд}^{A_2} \pm \Delta_{инд}^{A_1}.$$

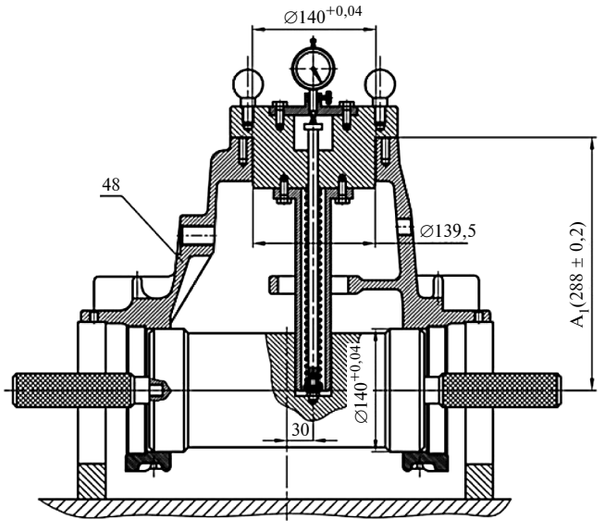


Рис. 9. Приспособление для контроля монтажного размера A_1 картера

av0916.fm Page 37 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

Если принять $A_\Delta = 219$ мм, $A_2^{эт} = 71$ мм, $A_1^{эт} = 288$ мм, то постоянный размер компенсатора будет равен:

$$A_к^{пост} = 219 + 71 - 288 = 2{,}0 \text{ мм}.$$

Тогда требуемый размер компенсатора на положение ведущей конической шестерни при сборке редуктора будет равен:

$$A_к^{треб} = 2{,}0 \pm \Delta_{A\Delta} \pm \Delta_{инд}^{A_2} \pm \Delta_{инд}^{A_1}, \qquad (1)$$

где 2,0 — постоянный компенсатор, мм; $\Delta_{A\Delta}$ — поправка на зацепление при спаривании шестерён, мм; $\Delta_{инд}^{A_2}$ — показания индикатора при измерении звена A_2, мм; $\Delta_{инд}^{A_1}$ — показания индикатора при измерении звена A_1, мм.

Для обеспечения требуемой точности регулирования положения ведущей шестерни при измерении необходимо использовать индикаторы с ценой деления 0,01 мм и пределом измерения не менее 2 мм.

Проведём расчёт предельных размеров компенсатора $A_к$:

$$A_{к\,max} = A_\Delta \pm \Delta_{A\Delta} + A_{2max} - A_{1min} =$$
$$= 219 \pm \Delta_{A\Delta} + 71{,}15 - 287{,}8 = 2{,}35 \text{ мм}.$$

$$A_{к\,min} = A_\Delta \pm \Delta_{A\Delta} + A_{2min} - A_{1max} =$$
$$= 219 \pm \Delta_{A\Delta} + 70{,}85 - 288{,}2 = 1{,}65 \text{ мм}.$$

Для определения в производственных условиях размера требуемого компенсатора $A_к$ разработана специальная номограмма (рис. 10), которая на основе графического суммирования при известных величинах отклонений размеров A_1 и A_2, полученных при измерении этих размеров на контрольных приспособлениях (рис. 11, 12) позволяет (по стрелкам) определить конкретное значение требуемого компенсатора на положение ведущей шестерни для данного редуктора.

Наклонные линии (0,1...0,9 мм и 0,6...1,4 мм) — это суммы двух отклонений, на горизонтальной оси в диапазоне 1,65...2,35 мм — требуемый размер компенсатора $A_к$ на положение ведущей шестерни в данном редукторе.

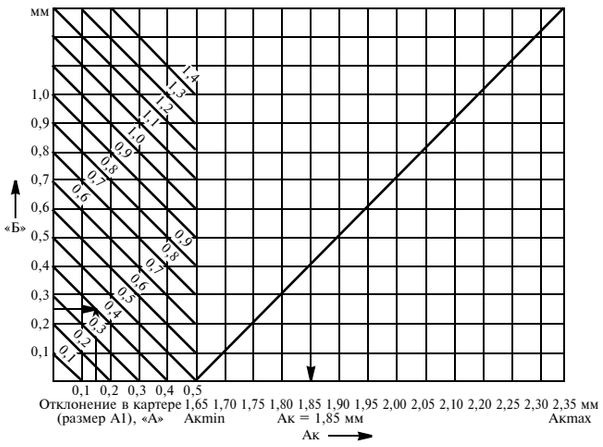


Рис. 10. Номограмма для определения требуемого компенсатора $A_к$ по двум отклонениям монтажных размеров в подшипниковом узле — A_2 (рис. 11) и в картере — A_1 (рис. 12)

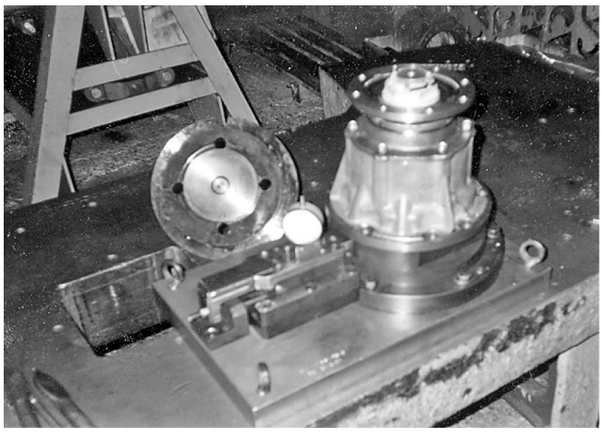


Рис. 11. Контрольное приспособление монтажного размера в узле ведущей шестерни при определении размера компенсатора на осевое положение относительно оси ведомого колеса в редукторе

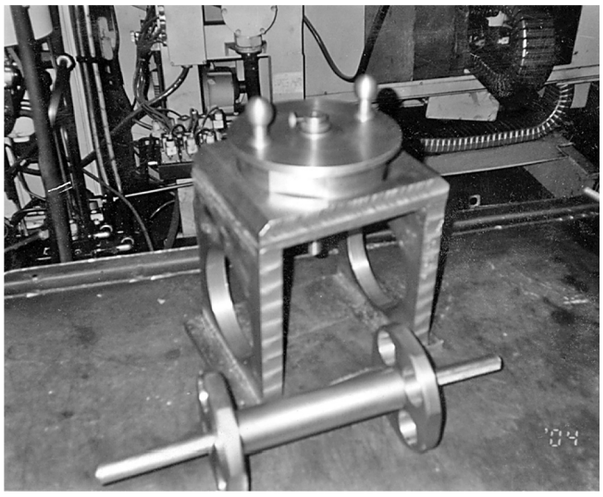


Рис. 12. Контрольно-технологическая оснастка для измерения монтажного размера в картере редуктора при определении размера компенсатора на положение ведущей шестерни относительно оси ведомой

Разработанная совместно с АМО "ЗИЛ" технология и технологическая оснастка для регулирования осевого положения ведущей шестерни в редукторе заднего моста автомобиля, представленные в данной статье, позволяют реализовать принцип "сборка без пригонки", снизить трудоёмкость на данной операции при подборе компенсатора методом "проб и ошибок", повысить производительность и качество сборки редуктора в целом.

Литература

1. Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов, 1980.
2. Калашников С.Н., Калашников А.С. Изготовление зубчатых колёс, 1980.

av0916.fm Page 38 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения

СТАНОВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА В КИТАЕ

В 1953—1954 гг. коллектив Московского автозавода оказал огромную братскую помощь строителям автомобильного завода в Китайской Народной Республике.

Дореволюционный Китай не имел своей автомобильной промышленности. На дорогах этой страны можно было видеть машины самых разнообразных иностранных фирм — японские, американские, английские, французские, не было только китайских. В создании собственной автомобильной промышленности китайский народ с благодарностью принял бескорыстную помощь советских людей.

Для руководства и координации проектных работ и работ, связанных с заказом, изготовлением и наладкой оборудования для Китая, на Московском автозаводе в 1953 г. было создано специальное управление, именовавшееся АЗ-1. Возглавил его инженер П.А. Цветков. Ввиду огромного объёма работ Чанчуньский автомобильный завод совместно с автозаводцами проектировали более 20 советских организаций. Был составлен генеральный план завода в целом и отдельных производственных корпусов, в которых впоследствии разместились многочисленные цехи, такие как "Мотор", "Коробка скоростей", "Шасси", сборки и испытаний автомобилей, метизный, литейный, кузнечный, арматурный, прессовый, термический, калибровочно-заготовительный, инструментальный, абразивный, рессорно-пружинный, ремонтно-механический, деревообрабатывающий, печей и приборов. При создании этого проекта использовали все новейшие достижения мирового автомобилестроения.

В Китае придавалось очень большое значение строительству автозавода. Центральные и местные газеты часто помещали статьи и заметки о его строительстве. Много внимания этому уделяло также китайское радио. По согласованному обеими сторонами проекту на заводе было намечено производить 30 тыс. грузовых автомобилей в год. В качестве образца автомобиля был выбран грузовик Московского автозавода ЗИС-150, который в Китае был назван "Цзефан" ("освобождение").

Многие станкостроительные заводы Советского Союза поставляли оборудование чанчуньской стройке. Всего было поставлено до 4322 единиц сложных станков и приспособлений с необходимой технической документацией. Представление об объёме работы, выпавшей на долю Московского автозавода, дают следующие цифры: на заводе было спроектировано и изготовлено для АЗ-1 3736 штук различных приспособлений, 1300 холодных штампов, 236 кузнечных штампов, 6787 наименований других специальных инструментов. Необходимое оборудование и оснастка были отлажены, опробованы, отправлены за тысячи километров, там смонтированы и сданы на ходу.

Силами автозаводцев построены ТЭЦ, газогенераторная, кислородная и купоросная станции, станция защитной атмосферы, испытательная станция, водопроводная и канализационная системы, две компрессорные и четыре водонасосные станции, автоматическая телефонная станция, различные лаборатории. Смонтировано 18 установок ТВЧ и восемь высокочастотных генераторов мощностью в 100 квт, различные сборочные и транспортировочные конвейеры.

Большая заслуга принадлежит московским автозаводцам и в обучении кадров китайских автомобилестроителей. На заводе прошли годичную практику 550 китайских граждан. Готовились кадры мастеров, наладчиков и технологов основного производства в механосборочных и заготовительных цехах. В 1955—1956 гг. на ТЭЦ ЗИЛа проходил практику будущий генеральный секретарь Коммунистической партии Китая Цзян Цзэминь в качестве инженера — энергетика.

Автозаводцы с большой заботой относились к китайским практикантам. Им были созданы все условия для работы и отдыха. В одном из заводских домов было создано благоустроенное общежитие. В отделе технического обучения для них организовали уроки по изучению русского языка, просмотры китайских кинофильмов. Сотрудник отдела технического обучения П.И. Романенков целыми днями занимался со своими подопечными, стремясь не только чётко наладить их производственную учёбу, но и познакомить китайских практикантов с сокровищницами нашей литературы и искусства.

По условиям соглашения большая группа советских специалистов, главным образом с Московского автозавода, была командирована в Чанчунь для оказания технической помощи в монтаже и наладке оборудования и в освоении производства. Всего Московский автозавод в 1953—1956 гг. командировал на завод в Китай 134 человека (112 ИТР и 22 рабочих) — самых высококвалифицированных своих работников, среди них такие ведущие инженеры, как А.И. Шмелёв, В.Г. Пашкин и многие другие, Группу советских специалистов в Чанчуне возглавил инженер Б.И. Сигачёв, в июне 1956 г. на смену ему прибыл начальник производства Московского автозавода А.В. Кузнецов, который работал до завершения строительства завода.

Грузовой автомобиль «Цзефан СА10», прототипом которого стал советский ЗИС-150

Сборочный конвейер Китайского автозавода № 1 в г. Чанчуне

Лучшие люди завода отдавали свои силы и знания первенцу автомобилестроения нового Китая. Большую помощь в монтаже оборудования и подготовке кадров механиков и энергетиков и в организации ремонтной службы оказали И.В. Королёв, Б.П. Украинцев, Н.Я. Киреев. Хорошо работали в цехе "Мотор" И.В. Татокин, В.С. Сидорович, в цехе "Коробка скоростей" — П.Ф. Сушкин, в "Шасси" — Х.У. Скалдин, В.Н. Исаков. Много труда и знаний вложили работники лаборатории резания С.Н. Калашников, М.П. Рощин, А.К. Шищов, В.П. Кадилин, конструкторы по технологической оснастке М.Н. Перепонов, Д.И. Козырев. В наладке прессового производства оказали помощь К.А. Калачёв, В.М. Рябов, Ф.И. Сметанин. Сложные технические вопросы в горячих цехах разрешались инженерами И.Л. Милославским, А.Д. Перепоновым, Б.Д. Демковым, И.П. Паршиным, А.П. Воейковым, Г.А. Шуруповым и др. На протяжении всего периода строительства завода в Чанчуне работал Г.А. Феста, который помог организовать отдел главного конструктора и подготовить кадры китайских конструкторов-автомобилистов.

Советские специалисты, находясь в Чанчуне, не только выполняли свои прямые служебные обязанности, но и организовали широкое обучение китайских рабочих непосредственно на производстве, в повседневной работе. В 1954—1956 гг. советскими инженерами и техниками было прочитано около 1500 лекций и докладов.

Совместные усилия советских и китайских специалистов позволили успеш-

но решить технические и организационные вопросы, в короткий срок наладить ритмичный выпуск машин и выполнить план 1956 г., по автомобилям на 133 %.

На митинге, посвящённом официальному пуску завода 15 октября 1956 г., китайские руководители горячо благодарили советский народ за оказанную помощь. Были зачитаны благодарственные письма Московскому автозаводу, строительным и монтажным организациям Советского Союза. В знак особой признательности коллектив Чанчуньского завода передал московским автозаводцам один из первых автомобилей "Цзефан".

Тысячи писем и телеграмм со словами благодарности, красные знамена и вымпелы хранятся у автозаводцев. Только инженер Г.Р. Милейников, несколько месяцев проведший в Китае, получил за пять лет около 400 писем из КНР. Многие автозаводцы награждены китайскими орденами, медалями, свидетельствами, подписанными китайскими руководителями, за самоотверженный труд при сооружении Чанчуньского завода.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шипилевский Г.Б. — Стратегия создания объектов новой техники 1

АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Насковец А.М., Гусаков Г.Б. — БелАЗ на выставке "МайнЭкспо Интернешнл" в Лас-Вегасе 5

Лиханов В.А., Лопатин О.П. — Улучшение экологических показателей дизеля с турбонаддувом при работе на природном газе 8

Патрахальцев Н.Н., Ощепков П.П., Савастенко Э.А. — Повышение экономичности двигателя с искровым зажиганием путём регулирования его рабочего объёма 12

Тарасик В.П. — Математическая модель теплопередачи в дисковых фрикционах переключения передач трансмиссии 15

Балабин И.В. — Углы установки управляемых колёс и их количественное влияние на сопротивление движению автомобиля 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Павлишин С.Г., Зорин П.С., Попов Е.В. — Анализ эксплуатационных отказов автомобилей УАЗ, используемых для обучения вождению 24

Клишин П.В., Латышев А.П., Коноплёв В.Н., Юнисов И.К. — Изменения требований к моторным топливам и маслам, связанные с совершенствованием ДВС 29

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Шандров Б.В., Булавин И.А. — Регулирование осевого положения ведущей шестерни относительно оси ведомого колеса при сборке редукторов ведущих мостов 33

ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения

Становление автомобильного производства в Китае . . 38

В.П. Тарасику — 80 лет! 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Коровкин И.А. — *исполнительный директор НП "ОАР"*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*
Николаенко А.В. — *д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)*
Никульников Э.Н. — *канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*
Чернов А.В. — *зам. директора по научной работе НИИАЭ*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 05.08.2016. Подписано в печать 06.09.2016.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.

av0916.fm Page 40 Wednesday, September 7, 2016 9:39 AM

В. П. ТАРАСИКУ — 80 лет!

Первого сентября 2016 г. свой юбилей отмечает доктор технических наук, профессор Белорусско-Российского университета Владимир Петрович Тарасик, — человек, вся жизнь которого посвящена инженерно-техническим и научным проблемам развития автотракторостроения.

Трудовой путь он начал в 1960 г. в должности инженера-конструктора Белорусского автозавода, и ему посчастливилось оказаться одним из непосредственных создателей знаменитых карьерных самосвалов БелАЗ. Старания и достижения молодого конструктора были замечены и в 1963 г. его назначают начальником КБ гидромеханических передач.

Номенклатура разрабатываемых конструкций карьерной техники на предприятии постоянно расширялась, и требования к параметрам ГМП возрастали. Возникла необходимость создания новой передачи с более широкими функциональными возможностями по сравнению с прежней, разработанной с участием В. П. Тарасика в 1961 г. Под его руководством создается семейство унифицированных ГМП с многоступенчатой коробкой передач, позволяющей формировать на единой конструктивной базе варианты схем с различным числом ступеней: 4+2; 5+2; 6+2; 4+4, а совместно с лабораторией гидропередач НАМИ разрабатывается гидротрансформатор серии ЛГ-470 со сменными колесами, что обеспечило применение семейства ГМП на различных по назначению машинах с двигателями мощностью 176—382 кВт (240—520 л. с.). Разработка награждена золотой медалью ВДНХ, поставлена на производство и с 1980 г. применяется на самосвалах грузоподъёмностью 30—60 т, погрузчиках, бульдозерах, аэродромных тягачах, подземной технике и других машинах.

Для доводки конструкции семейства ГМП Владимир Петрович создаёт лабораторную базу и проводит научно-исследовательские работы, осваивает и внедряет в конструкторскую практику методы математического моделирования, что позволяет оптимизировать конструктивные параметры и обеспечить работоспособность конструкции. По результатам выполненных исследований и разработок в 1970 г. он защитил кандидатскую диссертацию, а в 1973 опубликовал монографию «Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач», которая стала настольной книгой конструкторов и исследователей, занимающихся проблемами ГМП. В книге изложен весь спектр теоретических и практических вопросов проектирования гидромеханических передач, начиная с разработки кинематической схемы и кончая расчётами и исследованиями рабочих процессов всех ее механизмов и систем.

В связи с открытием в 1971 г. в Могилёвском машиностроительном институте специальности «Автомобили и тракторы» Владимир Петрович принимает приглашение о переходе на преподавательскую работу. Осваивает и читает студентам практически все предусмотренные учебным планом специальные дисциплины (теорию автомобиля, конструирование и расчет автомобилей, теорию и проектирование двигателей), а также ряд фундаментальных дисциплин (теоретическую механику, теорию автоматического управления, математическое моделирование). Но его творческая связь с БелАЗом продолжается. Одновременно налаживаются совместные работы с другими предприятиями (МТЗ, МЗКТ, ВгТЗ) в содружестве с НАМИ, НАТИ, МАМИ.

Многогранность интересов, чуткое реагирование на современные направления развития науки и потребности использования научных достижений в производстве позволили Владимиру Петровичу в дальнейшем выполнить уникальные работы в таких направлениях, как теория автомобиля; рабочие процессы механизмов автомобиля; методология математического моделирования технических систем; статистическая динамика машин; теория и проектирование автоматических систем управления; теория, алгоритмы и программное обеспечение автоматизированного проектирования и др.

По материалам этих разработок в 1983 г. защищает докторскую диссертацию «Проектирование внедорожных автомобилей и колёсных тракторов на основе методов оптимизации сложных динамических систем», а в следующем году был избран на должность заведующего кафедрой «Автомобили», которой бессменно руководил в течение 30 лет. Работает в специализированных советах по защите диссертаций (БПИ, НАТИ, ОИМ НАН Беларуси, БРУ), является членом УМК по специальности «Автомобиле- и тракторостроение».

Неизменный интерес Владимира Петровича к проблемам математического моделирования привёл его к разработке принципиально новой концепции и методологии автоматизированного проектирования, основанной на предложенном им универсальном структурно-матричном методе получения математических моделей объектов различной физической природы, корреляционном и регрессионном анализе и методах оптимизации. Методология изложена в уникальном учебнике «Математическое моделирование технических систем», третье издание которого вышло в 2016 г. В последнем издании приведены математические модели практически всех важнейших механизмов автомобиля и выстроена многоэтапная система автоматизированного проектирования, начиная с разработки концепции и кончая оптимизацией параметров. Использование этой книги позволяет руководимому им коллективу успешно решать задачи поиска новых технических решений и внедрять их в производство. Для ее освоения студентами Владимир Петрович разработал и внедрил в учебный процесс комплекс компьютерных программ, который на всероссийском конкурсе «Компьютерный инжиниринг» (XXIX Гагаринские чтения 2003 г.) занял третье место по разделу «Дидактические системы, программные продукты и методическое обеспечение учебного процесса».

Созданные им математические модели колесных и гусеничных машин как сложных нелинейных вероятностных систем с неголономными связями изложены в монографиях «Проектирование колёсных тягово-транспортных машин» и «Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов», вошли в качестве типовых в учебники по автотракторостроению и практически дословно включены в энциклопедию «Машиностроение, том IV—15» и очень популярны у специалистов.

Выполненные научные разработки были также использованы Владимиром Петровичем при создании современных учебников: «Теория движения автомобиля»; «Теория автомобилей и двигателей»; «Теория и проектирование автоматических систем» и др. Учебники и монографии Владимира Петровича отличает глубокое проникновение в физическую сущность излагаемых процессов и явлений, строгое следование используемым физическим законам и их математическим трактовкам, исключающим неоднозначность результатов, и вместе с тем простота, доступность и лаконичность изложения, что положительно оценивают студенты, преподаватели и специалисты. Это позволило дать строгое обоснование многим проблемным вопросам в теории автомобиля и в математическом моделировании физических процессов при проектировании механизмов и систем мобильных машин.

Развитие и широкое применение электроники в автотракторостроении подвигли Владимира Петровича к разработке концепции интеллектуального управления энергетическими режимами мобильных машин с автоматическими трансмиссиями. Результаты этих разработок изложены в трёх его монографиях: «Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами»; «Технологии искусственного интеллекта в диагностировании автотранспортных средств»; «Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин». Разработанные им алгоритмы адаптивных систем управления и программное обеспечение позволили создать мехатронную систему автоматического управления и диагностирования ГМП карьерных самосвалов БелАЗ. По результатам проведённых испытаний В. П. Тарасик разработал техническое задание на создание полного комплекса отечественных компонентов мехатронной системы и обеспечил научное руководство разработками. Производство созданных компонентов организовано предприятием ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк), активным участником реализации проекта, осуществлённого по заданию ГНТП «Машиностроение» в 2010—2013 гг.

Созданная мехатронная система удостоена Золотой медали и диплома 1-й степени за лучший инновационный проект и лучшую научно-техническую разработку года на Петербургской технической ярмарке 2011 г. в номинации «Новые высокотехнологические разработки оборудования и наукоёмкие технологии».

В связи с повышением грузоподъёмности самосвалов БелАЗ и увеличением мощности их двигателей разработано семейство более совершенных гидромеханических передач с планетарной коробкой передач. В обосновании параметров и технических решений также принимал участие Владимир Петрович. Новая ГМП позволила повысить конкурентоспособность самосвалов грузоподъёмностью 60 и 90 т.

Выполненные им научные разработки позволили создать научную школу, признанную и широко известную в Белоруссии, России и за рубежом. Под руководством Владимира Петровича Тарасика подготовлено 16 кандидатов и один доктор наук. На конструкторские разработки получено 145 авторских свидетельств и патентов на изобретения, многие из которых внедрены в производство. Он автор и соавтор более 465 научных работ, среди которых восемь монографий, шесть учебников, более 176 статей в научных журналах и сборниках научных трудов.

На всём протяжении своей научно-технической деятельности Владимир Петрович тесно сотрудничал и сотрудничает с научными организациями и вузами Российской Федерации, много печатается и в журнале «Автомобильная промышленность».

От имени российских коллег сердечно поздравляем Владимира Петровича со славным юбилеем!