ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 8 • август • 2011

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 334

Принципы производственной кооперации в автомобилестроении. Мировой опыт

А.Н. РАССКАЗОВА

МГТУ имени Н.Э. Баумана (8.903. 765-84-94)

Рассматривается опыт разделения труда и кластеризации промышленности в развитых странах.

Ключевые слова: *производственная кооперация, субконтрактные отношения, модель, производство, автомобильные компании.*

Rasskazova A.N.

PRINCIPLES OF INDUSTRIAL COOPERATION IN AUTOMOTIVE. INTERNATIONAL EXPERIENCE

World experience of division of labor and industrial cluster formation is showing in the countries of world industry.

Keywords: *industrial cooperation, subcontracting, model, production, automobile companies.*

Международное разделение труда в области автомобилестроения в последнее десятилетие непрерывно углубляется. Потому что оно — результат общего бурного развития научно-технического прогресса, превращения науки в непосредственную производительную силу: на основе научных достижений создаются новые виды производств, технически перевооружаются существующие отрасли, изменяются международные отраслевые пропорции, идет интернационализация производства и усложнение системы производственно-технических связей в мире. Но, главное, в международном разделении труда — его специализация и кооперация. И это особенно хорошо видно именно на примере автомобилестроения. Подстраиваются к новым условиям и национальные производства.

Действительно, что такое современный автомобиль? Это технический комплекс, состоящий из ~20 тыс. деталей, узлов, агрегатов, сырьевых компонентов с заранее заданными свойствами, используемых в конечном продукте. Изготовлять их все на автозаводе, как подтверждает практика, — невыгодно. Лучше поручить его специализированным предприятиям: для них это основной продукт производства. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для качества, себестоимости и т. д.

Но специализация не может обойтись без кооперации. Причем в последний заинтересован как производитель конечного продукта (в нашем случае — автомобиля), так и производитель, специализирующийся на комплектующих для него. Именно поэтому большинство ведущих мировых автопроизводителей сосредотачиваются на выполнении стратегических функций и наиболее важных производственных операциях, занимаясь в основном конечной сборкой автомобилей, разработкой новых их моделей и маркетингом. Производство же деталей, узлов, агрегатов, а также функции гарантийного их обслуживания передаются малым предприятиям. В результате такой кооперации (субконтрактных отношений) крупные предприятия получают возможность снижать свои затраты, обеспечивать конкурентоспособность и гибкость производства в отношении рыночного спроса и расходования производственных ресурсов.

Что же представляют собой субконтрактные отношения? Это система хозяйственных связей, включающая одно крупное предприятие — заказчика (контрактора) и круг малых и средних предприятий (субконтракторов), выполняющих конечные производственные операции и оказывающих по его заказам услуги. Их суть состоит в следующем: контрактор поручает одному или нескольким предприятиям изготовление деталей или узлов, необходимых для выпуска конечного продукта, а субконтракторы выполняют это поручение в соответствии с техническими спецификациями и требованиями, предоставленными контрактором. Предприятия-контракторы, как правило, сохраняют за собой такие важнейшие элементы производственного цикла, как НИОКР, промышленный дизайн, маркетинг, сборка, окраска, наладка, упаковка и лишь отдельные производства, наиболее выгодные и (или) несущие в себе ключевые "ноу-хау".

Четкая регламентация взаимоотношений ведет к прозрачности и предсказуемости. Это предопределяет рост производительности труда и сменяемость производимого продукта у всех предприятий — участников производственной цепочки и коренным образом изменяет организацию выпуска своей продукции. В результате контрактор избавляется от нестратегических непрофильных производств и заказывает необходимые материалы и комплектующие у малых предприятий (субконтракторов). Субконтракторы же специализируются на выполнении ограниченного числа производственных процессов и стремятся соответствовать высоким требованиям, предъявляемым к качеству продукции, соблюдению условий согласованного графика поставок и т. п. То есть обе стороны процесса заинтересованы друг в друге: контрактору необходимы стабильные поставки высококачественных комплектующих, а субконтракторам — долгосрочные заказы.

Система субконтракторных отношений зародилась и получила свое развитие в Японии еще до второй мировой войны. Затем, в 1950-е годы ее начали внедрять в США, а в 1970-е — в Западной Европе. В настоящее же время она признана во всем мире, считается чрезвычайно эффективным способом организации производства и играет важнейшую роль в международном разделении труда.

Однако наибольшее развитие субконтрактные отношения получили все-таки внутри стран, а не между ними. Например, объем комплектующих изделий в общей стоимости легковых автомобилей, выпускаемых японскими фирмами "Тойота" и "Ниссан", превышает 70 %, а германскими корпорациями "Фольксваген" и "Даймлер-Бенц" — 60 %. Близок к этому и аналогичный показатель у американских фирм "Форд" и "Дженерал Моторс": 50 %. В других же отраслях он еще выше. Скажем, в сталелитейной промышленности той же Германии на долю субподрядчиков приходится 70—80 % общего объема производства.

Различают три модели субконтрактной системы: американскую, японскую и европейскую. Рассмотрим их.

Американская система соответствует классической рыночной контрактации. Ее характерная черта — полная независимость субподрядчиков от изготовителей конечной продукции. Контракты заключаются в основном на один год, и главный их критерий — цена на продукцию субподрядчика. В итоге американские крупные корпорации используют большое число субподрядчиков, производящих одни и те же комплектующие изделия. При этом достигается двойная цель: во-первых, независимость заказчика от каждого субподрядчика в отдельности и, во-вторых, стимулирование конкуренции между субподрядными организациями, что позволяет заказчикам добиваться снижения цены при заключении следующего контракта.

Таким образом, американская модель представляет собой горизонтальную структуру, которая включает одного крупного контрактора и круг малых предприятий-субконтракторов, которые выполняют конечные производственные операции, производят детали, оказывают услуги по его заказам. Для нее характерно то, что отношения между контрактором и субконтрактором строятся в рамках одного конкретного заказа и не рассчитаны на долгосрочную перспективу. Широкое предложение со стороны субконтракторов позволяет контрактору выбрать наилучший вариант для исполнения своего заказа.

Обычно крупное автомобилестроительное предприятие имеет 2—2,5 тыс. субконтракторов. Например, такие фирмы, как "Крайслер", "Форд" и "Дженерал Моторс" самостоятельно изготовляют лишь чуть больше трети комплектующих (34, 38 и 47 % соответственно), а остальные получают в рамках субконтрактных заказов.

Японская система несколько иная.

Во-первых, в ее основе лежит изобретенный там в 1960-е годы принцип организации производства точно вовремя, цели которого состоят в сокращении издержек и сроков производства; улучшении качества продукции; минимизации производственных запасов, а также применении технологии "TQM" — тотального управления качеством продукции. Во-вторых, японской модели присуще ранжирование субконтракторов в зависимости от располагаемых ими производственных мощностей и уровня технологии. То есть японская модель имеет многоуровневую структуру, характеризующуюся наличием у одного предприятия-контрактора разветвленной сети субконтракторов первого уровня, которые, в свою очередь, сотрудничают с более мелкими субконтракторами следующего уровня и т. д. Как правило, крупное японское автомобилестроительное предприятие само производит около четверти комплектующих (например, "Ниссан" — 26 %, "Тойота" — 29 %), остальные три четверти поставляют 300—400 субконтракторов. При этом с субконтракторами первого уровня устанавливаются прямые долгосрочные отношения, а критериями их отбора служат не цены, как в США, а качество, техническая совместимость изделий, надежность партнеров. Обычно контракт заключается на период выпуска определенной модели изделия и продляется, если субконтрактор удовлетворяет контрактора.

Как видим, японские контракторы отказались от идеи снижения цены между субконтракторами путем конкурентной борьбы, но стремятся установить прочные партнерские отношения с ними для повышения эффективности производства. И хотя начальная цена устанавливается на основе детальной сметы затрат, впоследствии к ней прибавляется доля экономического эффекта, получаемого контрактором. Начальная цена учитывает и прибыль субконтрактора, и амортизацию используемого оборудования, и увеличение цен на сырье.

Что же касается механизма действия субконтрактации в автомобильной промышленности Японии, то он следующий.

Субконтрактные отношения устанавливаются по открытым критериям производственной и информационной эффективности (на тендерной основе). Модель взаимоотношений между головным производителем и каждым субконтрактором определяется в зависимости от основных характеристик и типа субконтрактора. При этом, как уже упоминалось, различают два типа предприятий-субконтракторов: прямо и косвенно подчиненные головному предприятию.

Первый из них обладает относительно уникальным объемом производственных знаний и напрямую снабжает необходимыми деталями и комплектующими головного производителя. Такие предприятия могут поставлять наиболее ответственные комплектующие.

Например, электронное оборудование или тормозные системы, часто являющиеся лицензированными продуктами или изделиями, для производства которых головной производитель не имеет необходимых технологий. Некоторые субконтракторы могут по специальному договору осуществлять сборку особых моделей конечного продукта. (Скажем, когда субконтрактор производит специфические кузовные рамы.) Второй имеет значительно менее специализированные технологии и осуществляет поставки головному производителю не столь значимые детали, изготовляемые в соответствии со спецификацией последнего.

Контракт между головной фирмой (контрактором) и ее субконтракторами обычно заключается на период выпуска определенной модели. При этом головная фирма гарантирует, что не будет менять своих поставщиков и начинать собственного производства данного изделия в течение оговоренного периода. Контракт возобновляется для новой модели при условии, что продукция субконтрактора удовлетворяла стандартам качества и уровню цен, установленным головной фирмой, в период, предшествующий возобновлению контракта.

Вследствие долгосрочного влияния взаимозависимого контракта субконтрактор по отношению к головной фирме в определенной степени можно рассматривать как внутренний отдел вертикально интегрированной фирмы. С другой стороны, даже если контрактор владеет некоторой частью акций субконтрактора, последний сохраняет существенную автономию в своих действиях. При этом многие субконтракторы верхних уровней активно проводят собственные НИОКР, так как развитие новых технологий обеспечивает им значительные преимущества при ведении переговоров с головной фирмой о разделении будущей прибыли.

Японский опыт убедительно доказывает, что снижение информационных издержек в результате горизонтальной координации хозяйственных операций субконтрактной группы и автономное или делегированное решение проблем ее членами приводят к оптимизации структуры головной фирмы. Кроме того, японская модель субконтрактации позволяет сформировать отраслевые и межотраслевые кластеры, что является несомненным ее преимуществом перед американской моделью. Это подтверждает, например, такой факт: анализируя эти две модели субконтрактации, эксперты пришли к выводу, что автомобильная промышленность Японии имеет, по сравнению с автомобильной промышленностью США, на 300—600 амер. долл. бóльший выигрыш на каждый произведенный автомобиль.

Западноевропейская модель появилась значительно позже японской и американской, потому в ней использованы их основные компоненты. В результате эту модель можно назвать смешанной.

Для нее характерно сочетание вертикальных (предметно-ориентированных) и горизонтальных (технологически-ориентированных) секторов рынка. В ее основе лежит система центров субконтрактинга и партнерства — бирж субконтрактации и японских центров поддержки предпринимательства в промышленности.

В западноевропейской практике развитие субконтрактных отношений характеризуется определенной динамикой. Если в 1992 г. европейские субконтракторы произвели товаров и услуг на общую сумму 127 млрд амер. долл., то в 1999 г. — на 351 млрд евро, а в 2003 г. — на 639 млрд евро. И если в 1999 г. в Европе субконтрактация обеспечивала 4 млн квалифицированных рабочих мест (283 тыс. предприятий), то в 2003 г. — уже 750 тыс. предприятий и 7,2 млн рабочих мест.

Преобладание в Западной Европе вертикально интегрированного производства объясняет стремление крупных фирм передать на сторону производство как можно большего числа деталей и узлов, чтобы сосредоточиться на выполнении стратегических функций и наиболее важных производственных операциях. Но в европейской модели, как и в японской, качество и сроки поставки преобладают над ценой, а долгосрочные контракты заключаются, как в американской, при наличии специфических активов.

Взаимосвязи малого и большого бизнеса в странах Западной Европы устанавливаются в различных формах. Так, в ряде случаев крупная фирма за счет своего потенциала организует, чего нет ни в США, ни в Японии, самостоятельное малое предприятие и передает ему часть своих функций. Как правило, это связано с организацией мелкосерийного и индивидуального производства продукции определенного профиля. Кроме того, в настоящее время в связи с развитием процессов глобализации и широким внедрением международных стандартов управления качеством место расположения субконтрактора имеет все меньшее значение. Наблюдаются отход от классической "иерархической" схемы построения субконтрактных отношений и переход к многомерной матричной модели, обеспечивающей относительно кратковременные субконтрактные отношения в рамках отдельных проектов.

С этой точки зрения для российских автопроизводителей большой интерес должен представлять *испанский вариант* западноевропейской модели.

С середины 1970-х годов в Испании, значительно отстававшей от ведущих индустриальных стран по конкурентоспособности своей автомобильной промышленности, началось активное внедрение механизмов производственной кооперации и субконтрактации. Основная идея заключалась в преодолении экономического кризиса путем загрузки испанских предприятий заказами крупных транснациональных фирм (преимущественно автомобильных). И надо признать, что распространение практики субконтрактации позволило Испании в короткие сроки развить сеть мелких и средних предприятий, которые первоначально специализировались на выполнении заказов крупных зарубежных фирм. Затем, когда начался экономический подъем и последующее углубление процессов производственной кооперации, произошло возрождение крупной промышленности, что позволило сформировать внутренний рынок субконтрактации.

Несмотря на то, что общий принцип субконтрактации применим ко всем секторам промышленности, в настоящее время, исходя из международного опыта, наибольшее распространение он получил в машиностроении (автомобилестроение, производство оборудования для железнодорожного транспорта, станкостроение), а также в радиоэлектронной и электротехнической промышленности, производстве радиотехнических изделий и обработке пластмасс, где на долю субконтракторов приходится 88,3 % общего объема производства.

Однако наибольшее значение субконтрактные отношения имеют все-таки для автомобилестроения: ~80 % стоимости автомобиля приходится на продукцию субконтракторов. Поэтому можно говорить о появлении своего рода "подсекторов", каждый из которых особенно важен для удовлетворения производственных потребностей автомобилестроения. Это литье (сталь, чугун, цветные металлы, нержавеющие материалы и т. д.), где обработка каждого типа материалов осуществляется самыми разными способами с применением множества технологических процессов: ковка, штамповка, штамповка на падающем молоте; изготовление котельного оборудования, обработка листового металла, слесарные работы, автоматическая сварка; резка, глубокая вытяжка; обработка поверхностей, термообработка; новые технологии и технологические процессы; композитные материалы; производство электрического и электронного оборудования и т. д.

Основными преимуществами, которые получает экономика, опираясь на субконтрактацию, таковы.

1. Большая гибкость и быстрая адаптация к изменению спроса. Если есть возможность использовать механизм субконтрактации, адаптация к изменениям на рынке происходит легче, чем в случае прямых и полных инвестиций одной фирмы или предпринимателя.

2. Оптимизация производственного процесса. Во многих случаях предприятия с вертикальной интеграцией используют производственные мощности в определенных точках производственного цикла не оптимально. Разделение одного и того же процесса между различными специализированными предприятиями, пользующимися финансовой, управленческой и оперативной самостоятельностью, заставляет каждое из них бороться за полное использование своих ресурсов.

3. Территориальная диффузия для экономических систем, опирающихся на субконтрактацию. Типичным является диффузионный процесс по типу "нефтяного пятна", т. е. территориального распространения экономической активности, а не сосредоточение ее в определенном пункте.

4. Механизм субконтрактации — важнейший элемент функционирования промышленных кластеров.

Судя по результатам экспертного исследования, проведенного в Японии, в числе выгод, которые дает крупным предприятиям переход на субконтрактную схему организации производства, 36 % опрошенных называют снижение цен на автомобили, 28 % — повышение их качества; 2 % — доступ к новейшим технологиям; 14 % — своевременность поставок. Но признается и то, что задействование значительного числа самостоятельных предприятий повышает риски, связанные с несоблюдением графиков поставок и/или требуемого уровня качества, а также с несанкционированным использованием передаваемых субконтракторам "ноу-хау". Кроме того, при субконтрактной схеме у контрактора возрастают трансакционные издержки, связанные с внедрением и поддержанием системы отношений с субконтракторами. Тем не менее активное развитие субконтрактных отношений свидетельствует о том, что положительные их аспекты в целом превышают отрицательные.

Наибольший интерес для субконтракторов представляет включение крупного контрактора в цепочку снабжения на протяжении всего цикла производства продукта. Такое сотрудничество становится возможным при работе с крупными предприятиями-контракторами, имеющими массовое и крупносерийное производство. В этом случае поставки субконтрактной продукции осуществляются партиями в рамках установленного графика.

Узкая специализация при постоянной загрузке обеспечивает производителям комплектующих (субконтракторам) интенсивное использование, быструю амортизацию и обновление их оборудования. Предприятие избавляется от необходимости нести значительные расходы на разработку продукции, создание собственной сбытовой сети и т. д. В ряде случаев субконтракторы получают от контракторов оборудование, технологическую оснастку и приспособления, контрольно-измерительную аппаратуру, а также помощь в осуществлении стандартизации и контроля качества, необходимые для выполнения заказа. Иногда разработки бывают совместными.

Субконтрактные отношения четко регламентированы и учитывают все аспекты взаимодействия. Четкая регламентация взаимоотношений ведет к прозрачности и предсказуемости. Все это предопределяет рост производительности труда и изменения в производственном процессе в лучшую сторону у всех участников производственной цепочки и коренным образом изменяет организацию производства.

Система субконтрактных отношений организуется, как правило, следующим образом.

1. Прямые договорные отношения между контрактором и субконтракторами (характерно для производств с малым числом переделов и относительно невысоким уровнем требований к качеству производимой продукции; примером может служить швейное производство).

2. Иерархическая структура отношений, когда контрактор имеет договорные отношения только с ограниченным числом субконтракторов верхнего уровня. Последние же, в свою очередь, строят собственную систему отношений с поставщиками материалов и субконтракторами. (Такая форма организации системы субконтрактных отношений характерна для производства продукции высоких переделов с повышенным уровнем требований к качеству. Наиболее яркий пример — автосборочные предприятия.)

В настоящее время, в связи с ускорением процесса обновления модельных рядов автомобилей наблюдается постепенный переход от относительно статичных иерархических отношений к формированию "проектных команд", состоящих из гибко специализированных предприятий-субконтракторов. Кроме того, широко применяются различные смешанные формы организации системы субконтрактных отношений, что наиболее характерно для периода становления рынка субконтрактов в переходном периоде.

На территории России субконтрактные отношения еще не достигли значительного уровня развития ни в количественном, ни в качественном отношении. В то же время интерес, проявляемый руководителями наших отраслевых предприятий, как малых, так и крупных, к механизму субконтрактации говорит о том, что субконтрактные отношения в России имеют значительный потенциал развития и должны стать важным

элементом строящейся модели отечественной автомобильной промышленности. Почему — понятно. В отличие от ситуации, сложившейся в автомобилестроении стран ЕС, США, Японии, автозаводы СССР традиционно строились и развивались как комплексные вертикально интегрированные предприятия. Каждый из них, наряду со сборкой автомобиля на конвейерах, производил практически все необходимые комплектующие. Для чего, как правило, формировался полный комплекс заготовительных, вспомогательных, механообрабатывающих и сборочных производств. Все это дополнялось собственными станкостроительными и инструментальными производствами. В итоге многочисленные конструкторско-технологические подразделения проектировали и вели подготовку производства не только автомобилей, но и всей необходимой для него оснастки и оборудования. То есть производственный комплекс строился в расчете только под выпуск автомобилей данного завода и практически не предполагал развития кооперации. Даже те немногочисленные специализированные заводы, созданные для удовлетворения отраслевой потребности в отдельных комплектующих, "приписывались" к одному—двум производителям автомобилей и не могли по своему усмотрению пересмотреть утвержденную министерством схему поставок.

Такой принцип во времена плановой экономики оправдывал себя тем, что обеспечивал заводам значительную устойчивость и автономность, упрощал процедуры централизованного планирования и распределения. И только. При переходе же к рыночным отношениям именно он стал основным тормозом для развития автомобилестроения, по сути, парализуя заводы, ставя под угрозу само их существование. Оказалось, что у нас нет конкурентного предложения автомобильных комплектующих. Нет, соответственно, и системы открытого размещения заказов на их производство. И только в последние годы у нас, как и в других странах СНГ, стала формироваться субконтрактная система.

Однако все это пока очень шатко. Предполагалось, что приход в Россию зарубежных производителей автомобилей приведет к "локализации" производства комплектующих на российских предприятиях. Однако этого, к сожалению, пока нет: владельцы сборочных предприятий ориентируются на зарубежных же производителей комплектующих. И как долго такое будет продолжаться, сказать трудно. Ясно лишь одно: не раньше, чем наши производители комплектующих сумеют выйти на уровень производителей зарубежных. Иначе говоря, ближайшее наше будущее — американская система. И только потом можно будет говорить о японской или европейской системах.

Таким образом, международный опыт в сфере производственной кооперации (субконтрактации) свидетельствует о том, что данный механизм — весьма действенный инструмент повышения эффективности автомобильного производства и обеспечения экономического роста не только в промышленно развитых странах, но и в странах с переходной экономикой. И у российских предприятий, как у всякого отстающего, есть великое преимущество — не повторять ошибок первопроходцев. И прежде всего — отказаться от закупки зарубежных комплектующих. Разумеется, если комплектующие отечественных предприятий по качеству не будут уступать зарубежным. Но пока, до смены поколений, этому, к сожалению, мешает менталитет менеджеров: они воспитывались в другой системе. Однако это, можно не только надеяться, но и верить, временно.

УДК 331.103

Организация мотивационного процесса работников предприятий

Д-р техн. наук В.Г. ШИБАКОВ, Е.И. ШВЕЁВА

ИНЭКА (8.8552. 39-71-40)

Рассматриваются мотивационная сфера работников на предприятиях, а также зарубежные модели, определяющие мотивационный процесс работников к эффективному труду. Выявлены основные элементы, способствующие повышению трудомотивирующего эффекта на российских предприятиях.

Ключевые слова: *управление, предприятие, кадры, эффективность, мотивация.*

Shibakov V.G., Shveeva E.I.

THE ORGANIZATION OF MOTIVATIONAL PROCESS OF WORKERS AT THE ENTERPRISES

Motivational sphere of workers at the enterprises and foreign models defining motivational process of workers to effective work are considered. The basic elements promoting increase of motivating effect at the Russian enterprises are revealed.

Keywords: *management, the enterprise, the personnel, efficiency, motivation.*

Россия переходит от плановой социалистической экономики к рыночной капиталистической. При этом роль личности каждого работника сильно возрастает. Меняется и соотношение стимулов и потребностей, на которые может опереться система мотивации и стимулирования. Поэтому для создания конкурентных преимуществ в условиях быстро меняющейся внешней среды руководству предприятий необходимо использовать новые подходы к управлению трудовыми ресурсами, основанные на эффективной и действенной системе мотивационного процесса. Тем более сегодня, когда на эту проблему накладывается проблема дефицита высококвалифицированных производственных кадров, когда привлечение, а самое главное, удержание работников с высокими профессиональными и квалифицированными характеристиками без высокого уровня мотивирования стало невозможным.

Это своего рода тупик, выход из которого без научных исследований и настойчивой организационной работы, знания отечественного и зарубежного опыта весьма затруднителен.

Рассмотрим этот опыт.

В СССР у работников предприятий в свое время выработалось правило: за явку на работу — тариф, за работу на работе — премия. И такая мораль снизила мотивацию к труду. Для получения заработной платы достаточно было просто прийти на работу. Способствовала этому и сама политика в области оплаты труда. Ее называли тарифной, поскольку она базировалась

на тарифных ставках. Однако такие ставки были очень низкими и редко пересматривались. В итоге действующая система фактически противоречила декларируемым и планируемым уровням гарантированной (основной) и фактической оплат труда. Так, государство гарантировало один уровень основной оплаты труда (тарифная ставка), а планируемый фактический уровень из-за суммы поощрительных выплат повсеместно почти вдвое превышал данную ставку. В результате получилось абсурдное положение: за выполнение основных трудовых обязанностей платили мало (тариф), а за выполнение дополнительных, зачастую мифических, выдавали премии, сравнимые с тарифом.

Такая система оплаты труда не только не выполняла стимулирующих функций, но и противоречила экономической целесообразности [1]. Поэтому говорить о том, что советская система оплаты труда заинтересовывала в повышении производительности труда и развитии творческого подхода к труду, просто бессмысленно. Как и продолжать ее применение в новых условиях.

На зарубежных же предприятиях сложились и работают совершенно иные системы и модели мотивации труда. И наиболее интересными из них для отечественных предприятий следует считать, по мнению авторов, японскую, американскую, немецкую и шведскую модели.

Так, для *японской модели* характерен принцип "рост производительности труда опережает рост уровня жизни населения, в том числе уровня заработной платы". И при этом государство с целью поощрения предпринимательской активности не принимает никаких серьезных мер по контролю за имущественным расслоением общества.

Однако существование этой модели возможно только при наличии у всех членов общества высокого национального самосознания, приоритета интересов нации над интересами конкретного человека, готовности населения идти на определенные материальные жертвы ради благосостояния страны.

Тем не менее система стимулирования труда в Японии есть. Причем, в отличие от многих других промышленно развитых стран, весьма гибкая. Традиционно она строится с учетом трех факторов: профессионального мастерства, возраста и стажа работы. Согласно ей, размер оклада (условно-постоянной части заработной платы) рабочего определяется именно в зависимости от этих факторов, т. е. представляет собой сумму выплат по трем разделам: за возраст, стаж работы, квалификацию и мастерство, характеризующиеся категорией и разрядом.

Но большинство японских фирм этим не ограничивается: они используют синтезированные системы, сочетающие элементы традиционной (возрастной) и новой (трудовой) тарификации работников. Размер заработной платы, согласно ей, определяется не по трем, а по четырем показателям: возраст, стаж, профессиональный разряд и результативность труда. Причем возраст и стаж служат базой для традиционной личной ставки, а профессиональный разряд и результативность труда являются основой для определения величины трудовой тарифной ставки, называемой "ставкой за квалификации" [2]. Таким образом, использование трудовой ставки исключает возможность автоматического роста заработной платы вне связи с повышением квалификации и трудовым вкладом работника, усиливая тем самым мотивацию к труду, которая в данном случае прямо зависит от результатов работы.

Американская модель построена на всемерном поощрении предпринимательской активности и обогащении наиболее активной части населения. Она достаточно полно учитывает социально-культурные особенности нации — массовую ориентацию на достижение личного успеха и высокий уровень экономического благосостояния. В ее основе — оплата труда. Причем наибольшее распространение получили различные модификации повременной системы оплаты труда с нормированными заданиями, дополненные всевозможными формами премирования. Но в последнее время все более распространенной становится оплата труда, сочетающая элементы сдельной и повременной систем. В этом случае дневной заработок работника определяется как произведение часовой тарифной ставки на часы работы. И если работник дневную норму в натуральном выражении не выполнил, то он продолжает работать до ее выполнения.

Американская система выплату премии не предусматривает, так как, по утверждению экономистов, эти суммы уже заложены в высокой тарифной ставке работника.

Отличительной чертой рассматриваемой системы является простота начисления заработка и планирования затрат на заработную плату. Однако большинство предприятий в США все-таки склонно к применению систем, сочетающих оплату труда с премированием. Но это не индивидуальные, а так называемые коллективные системы премирования: премии выплачиваются ежемесячно, пропорционально трудовому участию работника и его основной заработной плате. Есть на предприятиях и резервный премиальный фонд, который полностью распределяется между работниками предприятия в конце года.

Использование этой системы позволяет повышать производительность труда, сокращать текучесть кадров и число нарушителей трудовой дисциплины. Потому что система — достаточно гибкая, основанная на периодических (в первый год работы — каждые три месяца, после года работы — раз в полгода или год) переаттестациях сотрудников, следовательно, открывающая каждому работнику возможность повышения уровня оплаты его труда.

Есть в США и предприятия, где применяется система, при которой рост оплаты труда зависит не столько от выработки, сколько от повышения квалификации и числа освоенных профессий. Согласно ей, после освоения работником одной каждой новой специальности ему начисляется определенное число баллов. И каждый добавившийся балл — прибавка к зарплате.

Есть и предприятия, где размер заработной платы зависит от числа освоенных "единиц квалификации", уровня мастерства по каждой из них.

Но какой бы не была система оплаты труда в зависимости от уровня квалификации, результаты ее внедрения, как свидетельствует опыт, сводятся к повышению мобильности рабочей силы внутри предприятия, росту удовлетворенности трудом, устранению проме-

жуточных уровней управления, сокращению общей численности персонала (в основном — за счет рабочих и мастеров). Заметно улучшаются внутрипроизводственные отношения, повышается качество работы, возрастает уровень выработки, снижаются расходы и затраты труда на изготовление единицы продукции.

Немецкая модель исходит из того, что в ее центре находится человек с его интересами свободной личности, осознающей свою ответственность перед обществом, свое место в системе "производство—потребление". Иначе говоря, создатели модели исходили из того, что рыночное хозяйство Германии должно иметь социальную направленность, т. е. государство должно создавать хорошие условия для труда и жизни граждан, пресекать проявление несправедливости и защищать всех (обделенных и беззащитных) безработных, больных, людей пожилого возраста, и при этом социальная справедливость и солидарность — непременные предпосылки общественного консенсуса.

Такая модель, как считают западные исследователи, представляющая собой гармоничную комбинацию из стимулирования труда и социальных гарантий, — одна из самых оптимальных моделей, когда-либо известных в истории экономических теорий.

Шведская модель тоже основана на сильной социальной политике, направленной на сокращение имущественного неравенства за счет перераспределения национального дохода в пользу менее обеспеченных слоев населения. Достаточно сказать, что, начиная с 1950-х годов, шведские профсоюзы на переговорах о перезаключении коллективных трудовых договоров проводят политику так называемой солидарной заработной платы, суть которой — равная оплата за равный труд; сокращение разрыва между размерами минимальной и максимальной заработной платы. При этом принцип "равная оплата за равный труд" в шведской интерпретации означает, что работники разных предприятий, имеющие одинаковую квалификацию и выполняющие аналогичную работу, получают одинаковую заработную плату, независимо от результатов хозяйственной деятельности предприятия. Если, например, из 10 предприятий одной отрасли три высокорентабельные, пять — на среднем уровне, а два — убыточные, то за отправную точку принимается средняя для всех 10 предприятий зарплата. Она и фиксируется в отраслевом соглашении. То есть шведские профсоюзы не позволяют хозяевам низкорентабельных предприятий сокращать заработную плату ниже установленного на переговорах по перезаключению коллективных трудовых соглашений уровня. Это побуждает предпринимателей либо модернизировать производство, либо закрывать предприятие. Другими словами, политика солидарной заработной платы способствует росту рентабельности предприятий.

И еще одна особенность солидарной заработной платы: сокращается разрыв между размерами минимальной и максимальной заработной платы. Кроме того, в ходе переговоров о перезаключении коллективных договоров шведские профсоюзы, как правило, добиваются включения специальных пунктов об опережающих темпах роста заработной платы у низкооплачиваемых категорий персонала. Все это создает благоприятные условия для воспроизводства высококвалифицированной рабочей силы как в материальных, так и в непроизводственных, интеллектуальных сферах производства [3].

Рыночная экономика, которая постепенно набирает силу в России, требует глубокой корректировки системы стимулирования и мотивации труда в соответствии с требованиями рыночных законов. Но возникает вопрос: какую из зарубежных систем следует взять за образец или необходимо создавать свою?

Ответ на него, на первый взгляд, прост: переносить любую модель на российскую почву нельзя, потому что такие переносы в 1990-е годы стране обошлись слишком дорого. Однако и пренебрегать чужим опытом тоже нельзя. И лучше всего в качестве базовой модели взять принцип: "постоянно и оптимально сочетать интересы работника и работодателя".

Конечно, реализовать этот принцип сложно: оплата труда с точки зрения работодателя представляет собой издержки производства, которые желательно минимизировать, а с точки зрения работника — основной источник его дохода, а следовательно, ее желательно максимизировать. Да и сила российских профсоюзов еще очень далека от силы, скажем, тех же шведских.

Поэтому для достижения баланса их интересов необходимо использовать материальные стимулы в сочетании с политикой, направленной на гуманизацию трудовых отношений, поскольку важным элементом в мотивации труда выступают факторы, характерные для самой работы, а именно — для формирования потребности работников в признании и самовыражении. Ведь не секрет, что для любого работника весьма важно, как оценивается его личный трудовой вклад, т. е. количество и качество выполненной им работы, его доля в результатах коллективного труда. Видимо, все это должно измеряться в баллах и, согласно разработанной для определенной категории предприятий шкале перевода баллов в коэффициенты, учитываться индивидуально для каждого работника при исчислении размеров его заработной платы.

Важным, на взгляд авторов, остается и применение системы тарифных ставок и окладов, но таких, которые действительно стимулируют достижение высоких показателей трудовой деятельности по ее качественным параметрам. Причем как с точки зрения изготовления продукции высокого качества, так и с точки зрения качественных преобразований в содержании труда и личных качеств самого работника (например, он будет стремиться повысить квалификацию, овладеть смежными профессиями).

Необходимым представляется также использование личностного стимулирования, увязывающего конечные результаты трудовой деятельности работника с вознаграждением в виде премий, бонусов. Весьма значимую роль в формировании отношения к труду, а значит обладающие способностью быть действенными стимулами должны играть производственные факторы, к которым относятся не только оплата, но и условия, организация, содержание труда, возможность работника влиять на решения, касающиеся трудового процесса.

В качестве поощрения за достижение высоких производственных результатов могут быть различные виды вознаграждений (жилищное и образовательное

кредитования, скидки и льготы на приобретение товаров или услуг своей организации). Их целью является увеличение покупательской способности работника, что равносильно дополнительным выплатам, которые не всегда доходят до рабочего в денежной форме.

В основе такого подхода лежит более широкий доступ предприятия к рынкам капитала (кредиты под льготные проценты, ссуды и т. д.) и другим рынкам (льготы на обучение, повышение квалификации; дотации на питание; льготное медицинское обслуживание; спортивные и культурные мероприятия для сотрудников), что приносит взаимную выгоду и работникам, и предприятию. Особенно в части налогообложения. Другими словами, на российских предприятиях целесообразно использовать апробированные в мировой практике элементы оплаты труда, которые учитывают не только интересы работников, но и работодателей. В том числе повышение заинтересованности рабочих в увеличении производительности и улучшении качества труда через взаимосвязь "производительность труда—заработная плата", исключающую уравниловку; обеспечение высокого уровня премиальных выплат; учет относительной заработной платы — ее покупательской способности, ее величины на других предприятиях-аналогах; рациональное использование рабочего времени; обеспечение безопасной обстановки и комфортных условий труда, особенно рабочих-ремонтников (благоустройство рабочих помещений, комнат для отдыха и психологической разгрузки); стимулирование за трудовую и исполнительскую дисциплину; определение связи между дополнительными усилиями работника, достижением им хороших показателей и вознаграждением (если этой связи нет, то именно лучшие работники будут разочарованы и, скорее всего, уйдут, что по всей вероятности повлечет за собой снижение общего уровня производства); забота о социальной справедливости, которая реализуется, когда прибыль предприятия распределяется между работниками в соответствии с их вкладом в производство.

Таким образом, сочетая приведенные выше элементы систем материального стимулирования и трудовой мотивации, предприятие сможет сделать свою систему оплаты труда гораздо более совершенной.

Литература

1. Губанов С. Система организации и поощрения труда // Экономист. 1996. № 3. С. 45—48.
2. Матрусова Т.Н. Трудовая мотивация и система материального стимулирования в японских фирмах // Труд за рубежом. 2004. № 4. С. 118—121.
3. Ивлев А. Организация и стимулирование труда: зарубежный опыт // Человек и труд. 2003. № 12. С. 61—64.

АСМ-факты

ООО "Фольксваген Груп Рус" и "Группа ГАЗ" подписали долгосрочное соглашение о контрактной сборке легковых автомобилей "Фольксваген" и "Шкода" на заводе ГАЗ в Нижнем Новгороде. В соответствии с соглашением, на ГАЗе будет организован полный цикл производства автомобилей "Шкода Октавия" и "Шкода Йэти", а также нового "Фольксваген Джетта". Общий объем их выпуска превысит 100 тыс. автомобилей в год. Производство на ГАЗе будет осуществляться в режиме контрактной сборки для "Фольксваген Груп Рус", которая будет отвечать за продукт, качество и продажи автомобилей.

Инвестиции в производство составят 200 млн евро, которые будут направлены в том числе и на модернизацию мощностей ГАЗа по выпуску легковых автомобилей, и на новое оборудование, соответствующее специфике выпускаемой продукции. Производство автомобилей "Фольксваген" и "Шкода" будет размещено на сборочной линии легковых автомобилей ГАЗа, которая будет использоваться исключительно для выпуска автомобилей "Фольксваген Груп". Также на мощностях предприятия будет построен новый сварочный комплекс. Все процессы и обучение сотрудников будут организованы таким образом, чтобы выпускаемые автомобили соответствовали международным стандартам качества "Фольксваген Груп Рус".

Старт производства полного цикла первого автомобиля, который будет производиться на ГАЗе, — "Шкода Йэти" — намечен на четвертый квартал 2012 г. Подписанное соглашение действует до 2019 г., однако стороны не исключают продолжение сотрудничества и по истечении этого срока.

•

Самосвалы компании КамАЗ приобретают все большую популярность среди потребителей. Об этом говорит статистика продаж спецтехники на российском рынке грузовых автомобилей. За шесть месяцев 2011 г. реализация самосвалов компании выросла на 59 % по сравнению с аналогичным периодом прошлого года.

Особой популярностью у строительных организаций пользуется рестайлинговый самосвал КамАЗ-65115. Причины такой популярности кроются в технических характеристиках, которые существенно улучшили потребительские свойства автомобиля во многом благодаря нововведениям. Обновленный и усовершенствованный самосвал КамАЗ-65115 стал грузовиком, у которого на сегодняшний день нет аналогов среди российских производителей.

Самой серьезной доработке были подвергнуты узлы и агрегаты автомобиля. Благодаря использованию новых материалов в подвеске грузовика его снаряженная масса снизилась на 817 кг, что позволило на 4,6 л снизить расход топлива на 100 км. Межсервисный пробег, напротив, увеличился в 1,8 раза, а тягово-динамические качества повысились на 13 %.

Самосвал обладает грузоподъемностью 15 т и объемом кузова 10 куб. м, что является самым оптимальным вариантом при использовании его на строительной площадке. На автомобиле применена самосвальная установка с овальным сечением, обладающая малой массой и повышенной жесткостью. В базовой комплектации имеется подогрев кузова, поэтому примерзание груза к кузову ушло в прошлое. Работа водителя стала проще, быстрее и безопаснее благодаря кабине нового дизайна с повышенной комфортабельностью и свежим эргономическим решениям.

Следует учитывать, что российские условия эксплуатации автомобилей в строительстве суровее, чем в более развитых странах. В связи с этим самосвал КамАЗ-65115 особенно актуален в регионах с жестко контролируемой осевой нагрузкой. Несмотря на свои габаритные размеры, он обладает низкой осевой нагрузкой и снаряженной массой, позволяющей ему перевозить максимальное количество груза, не превышая предельно допустимые значения нагрузки на ось.

Модернизированное семейство на базе шасси КамАЗ-65115 очень помогло компании в кризис. Его доля в производстве КамАЗа в 2009 г. составляла 45,9%, на том же уроне она осталась и сейчас. В целом по 2010 г. она была чуть меньше — 40,8%, но это объясняется только лишь ростом доли полноприводного семейства, вызванного исполнением государственных заказов для министерства обороны и других силовых структур РФ. А в количественном отношении развитие этого семейства — однозначно и неуклонно.

УДК 621.43.057.33

Работа поршневого ДВС с искровым воспламенением на обводненном этаноле

Кандидаты техн. наук М.Д. ГАРИПОВ и Р.Ю. САКУЛИН, О.П. ДОМБРОВСКИЙ, Р.Ф. ЗИННАТУЛЛИН

Уфимский ГАТУ (8.347. 272 84 05)

Экспериментально исследована возможность снижения в поршневом ДВС эмиссии оксидов азота на близком к стехиометрическому режиме сгорания, которое реализуется за счет увеличения содержания воды в водном растворе этанола. Установлено, что с ростом количества воды в обводненном этаноле наблюдается существенное снижение уровня эмиссии оксидов азота без падения удельной мощности двигателя.

Ключевые слова: *сгорание, обводненный этанол, токсичность, оксиды азота.*

Garipov M.D., Sakulin R.Yu., Dombrovski O.P., Zinnatullin R.F.

STUDYING OF PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH SPARK IGNITION, WORKING ON AQUEOUS ETHANOL

Experimentally studied possibility of decreasing nitrogen oxides emissions in piston ICE at near-stoichiometric combustion mode, which realized because of increasing water content in aqueous ethanol. Defined, what dramatically decreasing of nitrogen oxides emissions take place in accordance with increasing of water content in aqueous ethanol without any engine power decreasing.

Keywords: *combustion, aqueous ethanol, toxicity, nitrogen oxides.*

Оксиды азота — наиболее токсичный и сложный для нейтрализации компонент отработавших газов. Поэтому в настоящее время основные усилия исследователей сосредоточены на подавлении их образования непосредственно в камере сгорания ДВС. И здесь уже можно выделить двух "лидеров". Это, во-первых, организация рабочего процесса со сжиганием бедных ($\alpha \approx 2$) предварительно перемешанных смесей и, во-вторых, организация процесса со сжиганием обводненных топливовоздушных смесей.

При первом варианте желаемый эффект достигается за счет снижения температуры горения до 1700 K (1427 °C). Реализуется этот принцип, причем успешно, в газотурбинных двигателях. Кроме того, ведутся исследования возможности его реализации в дизелях. Однако работа на режимах полной нагрузки с такими коэффициентами избытка воздуха ведет к существенному снижению удельной мощности дизеля, поэтому данный метод наиболее пригоден для стационарных силовых установок.

Второй вариант, процесс со сгоранием обводненных околостехиометрических топливовоздушных смесей, лишен этого недостатка. Но при нем возникают проблемы, связанные с организацией равномерного распределения воды в зоне горения, так как в противном случае в камере сгорания образуются локальные участки пониженных и повышенных температур, что может свести на нет достоинства этого варианта.

И еще одно. В поршневых ДВС, в отличие от газотурбинных, наряду с проблемой смесеобразования и сгорания обводненных топливовоздушных смесей возникает проблема их воспламенения. В результате до настоящего времени в поршневых двигателях, несмотря на обнадеживающие результаты отдельных работ, например, [1, 2], вопрос реализации сгорания околостехиометрических смесей с таким содержанием воды, которое обеспечивает снижение концентрации оксидов азота до значений, сравнимых с эмиссией при сжигании бедных предварительно перемешанных смесей, остается открытым, и им продолжают заниматься многие. В том числе специалисты кафедры ДВС Уфимского ГАТУ, которые исследуют возможные, с их точки зрения, варианты организации многотопливного рабочего процесса, в рамках которого должно быть реализовано и сгорание обводненных околостехиометрических смесей.

Один из таких вариантов — впрыскивание богатой топливовоздушной струи непосредственно в камеру сгорания двигателя и ее воспламенение единичным искровым разрядом, расположенным вблизи ее границ.

Проведенные исследования показали, что такой принцип смесеобразования и воспламенения позволяет зажигать различные (бензин, дизельное топливо, водные растворы этанола) топлива разрядом, формируемым стандартной автомобильной системой зажигания. Причем особый интерес вызвали именно водные растворы этанола. И вот почему.

При сжигании топливоводовоздушных смесей на основе традиционных нефтяных топлив приходится дополнительно решать вопросы, связанные с подачей и распределением воды в камере сгорания. В частности, смесеобразование необходимо организовать так, чтобы предотвратить неравномерное распределение воды в объеме смеси, из-за чего, как сказано выше, образуются зоны с повышенной и пониженной температурами горения. Это, в свою очередь, может привести одновременно к повышенным выбросам и оксидов азота, и продуктов неполного сгорания топлива. Этанол же образует с водой растворы, что фактически решает данную проблему. Кроме того, этанол — одно из наиболее вероятных альтернативных топлив, способных в перспективе заменить нефтяные топлива, а большое содержание воды в его растворе упрощает технологию и значительно снижает энергоемкость его производства [3].

Учитывая все это, задача специалистов кафедры, по существу, сводилась к определению такого соотношения воды и этанола, которое будет оптимальным как с точки зрения выброса оксидов азота с отработавшими газами, так и с точки зрения мощностных показателей ДВС.

И решить ее удалось: была разработана и экспериментально исследована схема конструктивной реализации предлагаемого рабочего процесса (рис. 1).

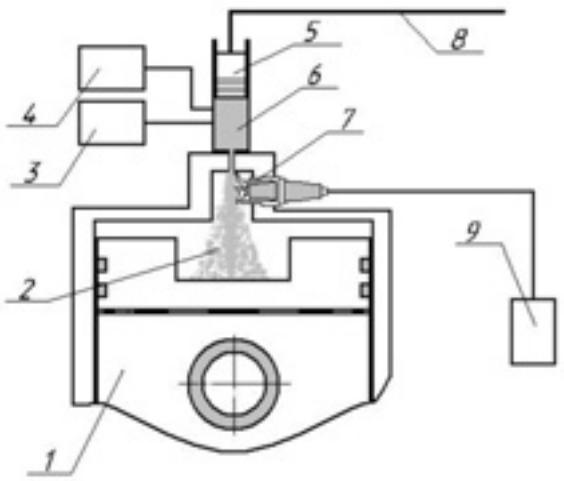


Рис. 1. Схема конструкции для реализации рабочего процесса:
1 — поршень; *2* — факел обогащенной топливовоздушной смеси; *3, 4* — устройства дозирования топлива и воздуха для компрессор-форсунки; *5* — поршень компрессор-форсунки; *6* — компрессор-форсунка; *7* — свеча зажигания; *8* — привод компрессор-форсунки от вала двигателя (условно); *9* — катушка системы зажигания

Согласно этой схеме, топливо с небольшим количеством воздуха поступает в полость компрессор-форсунки *6*, где и происходит предварительное смесеобразование — его подогрев, дробление, перемешивание и частичное испарение. Затем поршень *5* компрессор-форсунки, приводимый в движение от коленчатого вала двигателя, на такте сжатия впрыскивает топливовоздушный факел *2* в рабочую камеру дизеля, в которой топливовоздушная смесь формируется окончательно. Зажигает ее искровой разряд свечи *7* зажигания, причем на периферии топливовоздушного факела.

Компрессор-форсунка оснащена необходимыми устройствами для дозирования топлива (*3*) и воздуха (*4*) в зависимости от режима работы двигателя. Система зажигания имеет традиционную конструкцию и параметры разряда, характерные для современных бензиновых двигателей. Кроме того, имеется возможность регулирования углов опережения зажигания и впрыскивания.

Рабочий процесс был реализован на одной секции четырехцилиндрового дизеля Д-65Н (диаметр цилиндра 110 мм, ход поршня 130 мм). При этом он был конвертирован в секцию двигателя с искровым зажиганием: штатная форсунка заменена на компрессор-форсунку, а степень сжатия снижена со стандартных 17,3 до 12,5.

В экспериментах использовались водные растворы этанола различной концентрации (95, 70, 45 % об.). При работе на каждом варианте топлива, как обычно, снимались индикаторные диаграммы двигателя и определялся состав отработавших газов. Измерения проводились на частоте вращения коленчатого вала двигателя, близкой к частоте вращения при максимальном крутящем моменте (1200 мин$^{-1}$).

В ходе экспериментов установлено следующее.

При концентрациях этанола в топливе, равных 95 и 70 %, трудностей с холодным (T = 293 K, или 20 °C) пуском двигателя не возникает, при концентрации 45 % пуск был надежным лишь на предварительно прогретом двигателе. На режимах, близких к стехиометрическому, содержание кислорода в отработавших газах при работе на 95 %-ном этаноле составляло ~1,5 %, что соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha \approx 1{,}1$.

Полученные при экспериментах кривые изменения скорости $v_{то}$ теплоподвода в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала и содержания воды в спиртоводном растворе приведены на рис. 2, а те же зависимости для тепловыделения *Hи* — на рис. 3. Из них видно, что с ростом концентрации воды период интенсивного тепловыделения смещается к концу сгорания (см. рис. 2). Но, несмотря на это, общая продолжительность сгорания существенно не увеличивается. Продолжительность горения в случае 95 % этанола составила 50° п.к.в., в случае 70 % — 48° и в случае 45 % — 54° (см. рис. 3). (За окончание сгорания было принято значение, соответствующее 95 % максимального значения тепловыделения.)

Зависимости среднего индикаторного давления ($p_{i\,ср}$) и эмиссии оксидов азота (NO_x), монооксида (CO) и двуоксида (CO_2) углерода от варианта топлива приведены в таблице. Уровень эмиссии оксидов азота снижается более чем в 8 раз. При этом оказалось, что данное снижение практически не вызывает падения удельной

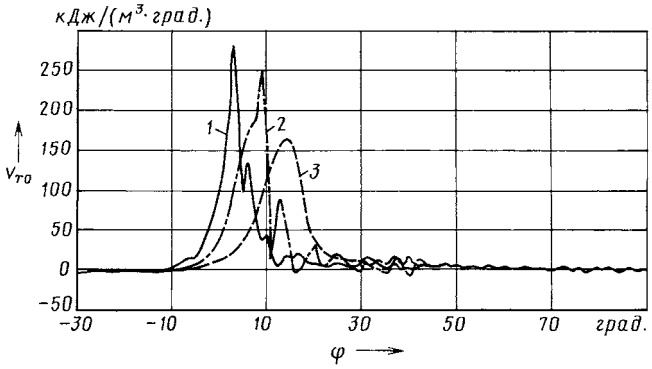


Рис. 2. Зависимость теплоподвода в цикле экспериментального дизеля от угла поворота коленчатого вала и содержания воды в спиртоводном растворе:
1 — 5 %; *2* — 30 %; *3* — 55 %

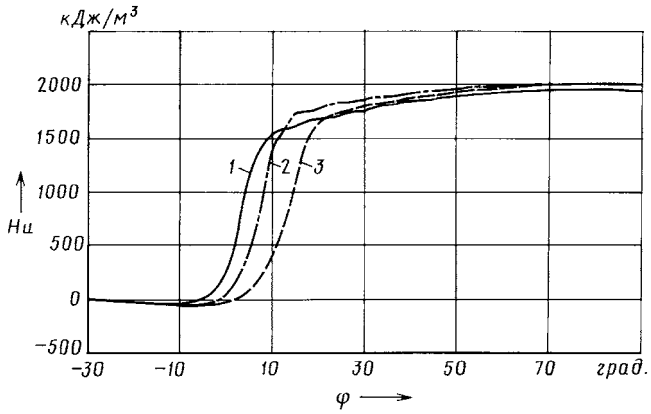


Рис. 3. Зависимость тепловыделения в цикле экспериментального дизеля от угла поворота коленчатого вала и содержания воды в спиртоводном растворе:
1 — 5 %; *2* — 30 %; *3* — 55 %

Показатель	Значение показателя в зависимости от содержания, % об., воды в этаноле		
	5	30	55
Среднее индикаторное давление, МПа (кгс/см^2)	1,07 (10,7)	1,07 (10,7)	1,05 (10,5)
Эмиссия, млн$^{-1}$:			
оксидов азота	1644	966	205
монооксида углерода	2,08	1,48	1,17
двуоксида углерода	13,06	13,45	13,12
углеводородов	500	—	2000

мощности двигателя, контролируемой в экспериментах через среднее индикаторное давление $p_{i\ ср}$.

В экспериментах отмечено также, что с увеличением содержания воды наблюдается снижение эмиссии монооксида углерода, а в то же время с ростом содержания воды в топливе возрастают выбросы углеводородов.

Последнее, с одной стороны, может быть объяснено тем, что используемая аппаратура при высоком содержании водяных паров в отработавших газах не способна адекватно анализировать эмиссию недогоревших углеводородов, поскольку измерительный модуль газоанализатора, который использует инфракрасный метод, "опознает" водяные пары как углеводороды (например, при анализе пробы с чистым водяным паром газоанализатор показал высокий уровень углеводородов). С другой стороны, большие выбросы недогоревших углеводородов могут быть объяснены тем, что камера сгорания базового дизеля не была оптимизирована под рассматриваемый рабочий процесс, а топливо впрыскивалось в начале такта сжатия: при таком раннем впрыскивании топливо попадает в среду, где давление не намного выше атмосферного, из-за чего дальнобойность струи получается достаточно значительной, и бóльшая часть топлива при положении поршня вблизи НМТ может попасть на стенки гильзы цилиндра, поршня и в защемленные объемы.

Однако если даже несгоревших углеводородов много, то это не опасно: снижения их эмиссии легко добиться в процессе доводки рабочего процесса. Например, переходом на поздние углы впрыскивания топлива, согласованием факела распыливаемого топлива с камерой сгорания двигателя и т. д. Кроме того, продукты неполного окисления топлива не представляют той сложности в нейтрализации, которая характерна для оксидов азота, и могут быть эффективно устранены в современных каталитических дожигателях.

Таким образом, возможность сжигания в поршневом ДВС водных растворов этанола с объемной долей воды до 55 % на режиме, близком к стехиометрическому, доказана экспериментально. Доказано и то, что в ходе экспериментов было установлено: с ростом количества воды в обводненном этаноле (от 5 до 55 % воды по объему) наблюдается снижение уровня эмиссии оксидов азота с 1644 до 205 млн$^{-1}$, т. е. в 8 раз, а эмиссии монооксида углерода в 1,8 раза; удельная мощность дизеля не снижается и существенного увеличения времени теплоподвода не происходит.

УДК 621.4

Развитие метода анализа вибрационного состояния транспортных дизелей

Д-р техн. наук А.И. ЯМАНИН, Д.С. НОВИКОВ

Ярославский ГТУ (4852. 44-68-33)

Рассматриваются основные расчетные модели, предназначенные для определения вибрационного состояния дизеля. Предпринята попытка решить некоторые вопросы, которые, по мнению авторов, существенно влияют на результаты анализа. При этом погрешность расчета в контрольной точке анализируемой модели, доработанной авторами, составила 19 %, тогда как при использовании модели М.Е. Павлова она достигала 25—30 %.

Ключевые слова: *силовой агрегат, вибрация двигателя, метод конечных элементов.*

Yamanin A.I., Novikov D.S.

DEVELOPMENT OF THE METHOD OF AUTOMOTIVE ENGINE VIBRATION ANALYSIS

The article reviews the main models, which are used for calculations of engine vibrations. Using the model, which was introduced by M.E. Pavlov, the authors have attempted to solve the problem, which may influence the results of vibration analysis. As a result of the tests the calculation error in reference measurement point completed by the authors accounted for 19 % while using Pavlov's model the error was equal to 25—30 %.

Keyworlds: *power unit, engine vibration, finite element method.*

Обеспечение минимального уровня виброакустического излучения транспортных дизелей — одна из основных задач, решаемых при их проектировании. При этом конструктор ориентируется на нормы R51 ЕЭК ООН, ГОСТ Р 4151—2002 и ОСТ 37.001.266. Но успешность или неуспешность решения, к сожалению, сейчас можно оценить только на уровне макетного или опытного образцов создаваемого дизеля. Что крайне невыгодно. В связи с чем специалисты давно уже предпринимают попытки такой оценки на более ранних стадиях проектирования. И, надо сказать, небезуспешно. Достаточно сказать, что в настоящее время уже существуют два вида используемых для этой цели моделей, основанных на методе конечных элементов.

Это, во-первых, модели, включающие только наиболее массивные корпусные детали. Они позволяют получить удовлетворительный результат при достаточно небольших затратах времени и умеренных требованиях к производительности вычислительной техники. Однако у них есть весьма существенный недостаток: большая погрешность при формализации описания приложенных нагрузок (возбуждающих усилий). В итоге функции передачи возбуждения от источника в зону непосредственного излучения для разных дизелей (особенно нетрадиционных конструкций) могут значительно отличаться.

Попытка устранить указанный недостаток путем применения комбинации методов конечных и граничных элементов была предпринята к.т.н. В.С. Руссинковским под руководством проф. Н.Д. Чайнова [1].

Во-вторых, модели, содержащие все элементы конструкции, когда возбуждающие вибрацию усилия при-

ложены непосредственно к источнику (поршню, головкам цилиндров и пр.). Одна из наиболее эффективных из них — модель, разработанная М.Е. Павловым под руководством А.И. Яманина [2]. Ее особенности: возможность изучения процесса распространения вибрации от источника до излучающей ее в окружающую среду поверхности; относительная простота формализации описания возбуждающей силы. К недостаткам следует отнести необходимость описания контактных взаимодействий в кинематических парах, увеличение времени счета и высокие требования к компьютерной технике.

Модель дизеля 8ЧН13/14, разработанная М.Е. Павловым, включала блок цилиндров, коленчатый вал, цилиндро-поршневую группу одного цилиндра и упругие опоры, расположенные в четырех угловых точках нижней плоскости блока. Считалось, что вибрационное возмущение, вызванное вспышкой топлива в этом цилиндре, на 90 % затухает к моменту вспышки в следующем по порядку работы цилиндре. Это допущение ничем не обосновывалось, хотя затухание, если оно меньше, возможно, способно повлиять на результат анализа вибрационного состояния дизеля. Кроме того, были другие, тоже недостаточно обоснованные допущения. Например, принималось, что: отдельные детали могут отсутствовать в составе модели дизеля; моделирование ограничивается только двигателем (без сцепления и коробки передач); не участвуют и опорные точки дизеля (точки его крепления на автомобиле); возмущающие силы в различных цилиндрах, а также в одном и том же цилиндре не меняются при последующих вспышках. Эти допущения потенциально могут привести к недостаточной сходимости результатов расчета и эксперимента.

Авторами предпринята попытка усовершенствования модели М.Е. Павлова, в связи с чем разработаны

Модель	Состав модели	Примечание
1	Блок цилиндров, коленчатый вал, цилиндро-поршневая группа (поршень, палец, шатун) третьего цилиндра	Модель М. Е. Павлова
2	То же + индивидуальная головка третьего цилиндра	Модель авторов
3	Блок цилиндров, коленчатый вал, цилиндропоршневые группы и индивидуальные головки третьего и седьмого цилиндров	То же
4	Блок цилиндров, коленчатый вал, цилиндропоршневые группы и индивидуальные головки третьего, седьмого и восьмого цилиндров	"
5	Блок цилиндров, коленчатый вал, цилиндропоршневые группы и индивидуальные головки всех цилиндров	"
6	То же + маховик, картер маховика, передняя крышка и опоры, местоположение которых соответствует способу установки двигателя на раме автомобиля	"
7	То же + 9-ступенчатая коробка передач с включенной прямой передачей и опорой крепления к раме автомобиля	"

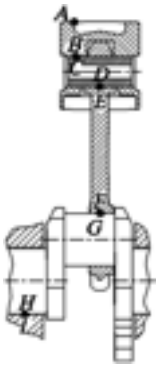


Рис. 1. Точки замеров по пути распространения возмущения от поршня к блоку цилиндров

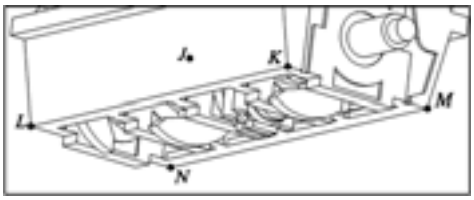


Рис. 2. Точки замеров на блоке цилиндров

шесть моделей, состоящих из большего числа элементов (см. таблицу), а также имеющих от нее ряд других отличий.

Так, в модели № 2 к модели М.Е. Павлова (модель № 1) добавлена индивидуальная головка третьего цилиндра. Кроме того, М.Е. Павлов предусматривал приложение равных по значению, но противоположных по направлению газовых сил к днищу поршня ($P_п$) и поверхностям блока ($P_г$), соответствующим местоположению шпилек крепления головки цилиндров. При этом газовая сила (получена оцифровкой реальной индикаторной диаграммы двигателя 8ЧН 13/14, работающего на режиме максимального крутящего момента при n = 1600 мин$^{-1}$) прикладывалась и к днищу поршня, и к этой головке. В модели № 3 добавлялись головки третьего и седьмого цилиндров, в модели № 4 — третьего, седьмого и восьмого цилиндров, а в модели № 5 — головки всех цилиндров. То есть каждая следующая модель предусматривала увеличение числа возмущений при приложении газовых сил в бóльшем числе цилиндров (в соответствии с порядком их работы). Это позволило проверить гипотезу о степени затухания возмущения, вызванного срабатыванием одного цилиндра двигателя.

Модели № 6 и 7 позволили выявить влияние степени подробности моделирования на точность результатов расчета. Например, модель № 6 представляла собой модель № 5 с добавлением к ней маховика, его картера, передней крышки, опор дизеля на автомобиле; модель № 7 — с добавлением модели № 6 девятиступенчатой коробки передач при включенной ее первой передаче, а также опор крепления дизеля к раме автомобиля.

Расчет быстропеременного вибрационного процесса методом конечных элементов при его реализации в явной форме предусматривал определение отклика на вибрационное возмущение при прохождении вибрационного импульса от днища поршня (точка *A* на рис. 1) через бобышку поршня (точка *B*), поршневой палец (точки *C* и *D*), шатун (точки *E* и *F*), коленчатый вал (точки *G* и *H*) на блок цилиндров (точка *J*). Второй же вибрационный импульс, как считалось, приходит на блок цилиндров от головок цилиндров.

На блоке были выделены и еще некоторые расчетные точки *J*, *K*, *L*, *M*, *N* (рис. 2), а именно в месте крепления пружинных элементов и на стенке блока в зоне между второй и третьей коренными опорами.

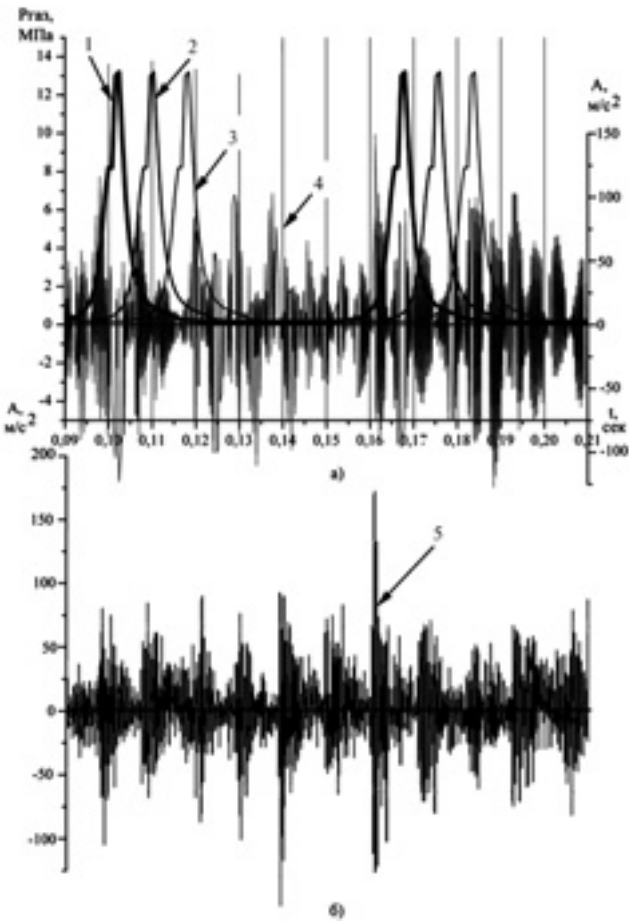


Рис. 3. Фрагменты расчетной (а) и экспериментальной (б) виброграмм виброускорений (модель № 6) на режиме максимального крутящего момента:

1, 2, 3 — давления в третьем, седьмом и восьмом цилиндрах соответственно; *4* — расчетные виброускорения; *5* — виброускорения в точке *J*

Результаты расчетов приведены (в качестве примера) на рис. 3, *а*; результаты эксперимента на стенде — на рис. 3, *б*.

Видно, что совпадение расчетных и экспериментальных данных оказалось вполне удовлетворительным. По мере усложнения расчетных моделей корректность результатов расчетов по ним возрастает. Например, сравнение расчетных и экспериментальных величин среднеквадратичных значений виброускорений в расчетной точке *J* на блоке циилндров для модели № 6 дало следующие результаты: расчет — 48 $м \cdot с^{-2}$, эксперимент — 57,9 $м \cdot с^{-2}$. То есть разница между ними составляет 19 %. Причина такого расхождения состоит в том, что при расчете учитывался только один источник вибрации — рабочий процесс в цилиндрах. Но это на 6—11 % меньше, чем по модели М.Е. Павлова.

Отсюда вывод: для корректного решения задач, связанных с прогнозированием вибрационного состояния дизеля, необходимо рассматривать колебательную систему всего силового агрегата при реальной схеме его установки на раму автомобиля. При этом должны быть учтены, во-первых, все работающие цилиндры дизеля и, во-вторых, то, что отклик на блоке, обусловленный вспышкой в одном цилиндре, к моменту следующей вспышки затухает не полностью, а всего лишь на 70—80 %.

Литература

1. Руссинковский В.С. Разработка метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей [Текст]: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Руссинковский Виталий Сергеевич. — М., 2005. — 16 с.
2. Павлов М.Е. Разработка метода анализа вибрационного состояния дизельных двигателей [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Павлов Михаил Евгеньевич. — Ярославль, 2005. — 127 с.

УДК 629.026

Автомобильные комбинированные энергоустановки и их классификация

Канд. техн. наук С.Б. АДЖИМАНБЕТОВ

Горский ГАУ (8.8672. 53-23-04)

Предложена система классификации автомобилей (с комбинированной энергетической установкой) по схеме привода, уровню гибридизации и способу возврата (рекуперации) энергии торможения.
Ключевые слова: *гибридный автомобиль, классификация, комбинированная силовая установка автомобиля.*

Adjimanbetov S.B.

CARS COMPOUND POWER SYSTEM AND THEIR CLASSIFICATION

Here is a classification of the hybrid car (with compound power system) on the driving scheme, hybridization level and the method of energy return of car braking. The author offers his own project of the hybrid car.
Keywords: *hybrid car, classification, compound power system.*

Электрический привод на большегрузном автотранспорте используют достаточно давно. Например, у карьерного самосвала БелАЗ-75492 грузоподъемностью 80 т каждое ведущее колесо приводится во вращение собственным электродвигателем мощностью 368 кВт. Эти тяговые электродвигатели получают питание от генератора мощностью 800 кВт, вращаемого дизелем мощностью 810 кВт (1100 л.с.), и одновременно используются как электродинамические тормоза, работая в генераторном режиме и заряжая аккумуляторные батареи. От последних питаются все вспомогательные электроприводы, а иногда они работают и на тяговые двигатели.

Такая электромеханическая трансмиссия для большегрузных автомобилей экономически оправдана: она проще механической, имеет меньшую массу. Тем более что для автономных электрических установок всегда имеется возможность применить высокоскоростные электрические машины, которые работают на повышенной (100, 200 Гц) частоте тока, вырабатываемого генератором. Однако на обычных грузовых АТС средней грузоподъемности, автобусах и экскаваторах такая схема привода пока не нашла массового применения. Главная причина тому — усложнение конструкции, снижение грузоподъемности и большая стоимость гибридных автомобилей.

Но ситуация постепенно меняется, и есть все основания утверждать,

что развитие технологий со временем сделают автомобили с КЭУ привлекательными и с экономической точки зрения. Как это в свое время произошло на рубеже XX и XXI веков с легковыми автомобилями. Например, японская "Тойота" еще совсем недавно, в 1997 г., начала поставлять на рынок первые гибридные автомобили, а сегодня гибриды, как их называют в быту, уже превзошли классические автомобили по многим показателям.

Так, первый гибрид "Тойоты", "Приус", был оснащен ДВС мощностью 53 кВт (72 л.с.) и электродвигателем мощностью 33 кВт, имел расход топлива 4,6 л/100 км и максимальную скорость 160 км/ч. Но уже в 2000 г. фирма выпустила второе, а в 2003 г. — третье поколение "Приус" с ДВС мощностью 66 кВт (90 л.с.), электродвигателем мощностью 34 кВт. Расход топлива у нового "Приус" снизился до 3,9 л/100 км, а максимальная скорость возросла до 180 км/ч. Так что не случайно большинство специалистов крупнейших автомобильных фирм и исследовательских организаций считает, что одно из наиболее перспективных направлений развития автомобилестроения в ближайшие годы — создание автомобилей с комбинированной энергоустановкой (гибридомобили). Причем на первое место они ставят электрические гибридомобили, силовая часть которых состоит из обычного ДВС, электрической машины и накопителя энергии (аккумуляторов или суперконденсаторов). И тоже не без оснований: динамические характеристики гибридомобилей, как правило, лучше, чем у обычных автомобилей,

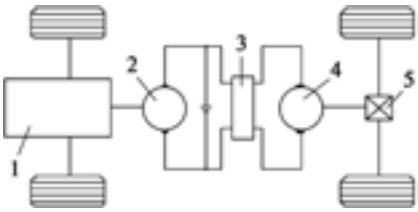


Рис. 1. Последовательная схема гибридомобиля:

1 — ДВС; *2* — электрогенератор; *3* — блок управления; *4* — тяговый электродвигатель; *5* — главная передача

что объясняется более благоприятной, по сравнению с ДВС, кривой крутящего момента у электрической машины.

Гибридные автомобили различаются между собой по нескольким показателям, что ведет к различию их основных технических характеристик. Поэтому автор предлагает классифицировать их не только по приводной схеме, как в настоящее время, а по шести признакам (см. таблицу). В том числе по типу привода; соотношению мощностей основного и вспомогательного двигателей (по уровню гибридизации); способу возврата (рекуперации) энергии торможения автомобиля; типам накопителя энергии, используемых ДВС и электрической машины.

На первом из показателей классификации останавливаться особой нужды нет, поскольку всем хорошо известно, что КЭУ могут выполняться по трем схемам: последовательной, параллельной и смешанной. Напомним лишь, что суть первой схемы (рис. 1) состоит в том, что берется обычный автомобиль, с него снимаются коробка передач и карданный вал, а вместо коробки устанавливается электрический генератор *2*, вал которого стыкуется с коленчатым валом ДВС *1*. Для передвижения автомобиля используется тяговый электродвигатель *4*, который получает питание от генератора. То есть при такой схеме ДВС механически не связан с трансмиссией автомобиля (от нее осталась лишь главная передача *5*). Поэтому он работает при постоянной скорости вращения коленчатого вала и только вблизи оптимальных значений КПД и минимальных выбросов токсичных составляющих отработавших газов. Рекуперация тормозной энергии автомобиля обеспечивается переводом тягового электродвигателя в генераторный режим и зарядкой аккумуляторных батарей.

Эта схема проста по устройству, но у нее есть два недостатка. Во-первых, она предусматривает двукратное преобразование энергии: сначала механическая энергия ДВС расходуется на вращение генератора, где она преобразуется в электрическую, которая затем в тяговом электродвигателе снова преобразуется в механическую энергию вращения колес автомобиля. При этом потери КПД установки достигают ~19 %. Во-вторых, системе нужен электродвигатель с большим крутящим моментом.

Примером данной схемы может служить разработанный в России "ё-мобиль" Михаила Прохорова, где в качестве первичного двигателя будет использоваться роторно-лопастной ДВС. Этот автомобиль прошел предварительные испытания, имеет

Показатель классификации	Приводные схемы автомобилей с КЭУ			
	последовательная	параллельная	смешанная	с электромашиной двойного вращения
Способ возврата энергии торможения	С электрической рекуперацией энергии торможения	С механической рекуперацией энергии торможения	С гидрообъемной рекуперацией энергии торможения	Перевод ДВС в режим компрессора
Тип накопителя энергии	Аккумуляторная батарея или суперконденсаторы	Маховик или супермаховик	Гидропневматический накопитель	Резервуар со сжатым воздухом
Соотношение мощностей основного и вспомогательного двигателей (уровень гибридизации для параллельной схемы)	Малый, или сверхлегкий, гибрид	Мягкий, или легкий, гибрид	Умеренный, или средний, гибрид	Жесткий, или бензоудлинительный, гибрид
Тип используемого ДВС	Бензиновый	Дизель	Газовый	Роторный или роторно-лопастной
Тип используемой электрической машины	Постоянного тока	Асинхронная	Синхронная	Индукторная

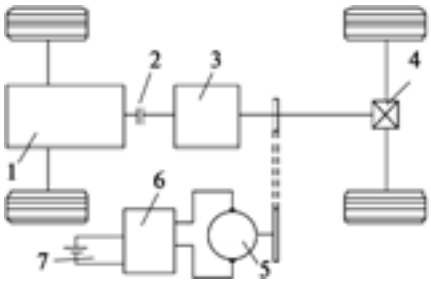


Рис. 2. Параллельная схема гибридомобиля:
1 — ДВС; *2* — сцепление; *3* — коробка передач; *4* — главная передача; *5* — тяговый электродвигатель; *6* — блок управления; *7* — накопитель электроэнергии

достаточно высокие потребительские качества.

Параллельная схема (рис. 2) отличается от последовательной тем, что ДВС *1* и тяговый электродвигатель *5* в процессе эксплуатации автомобиля могут быть автономными, т. е. работать независимо друг от друга. При этом возможны несколько режимов их работы.

Так, если условия движения дают серьезные нагрузки, то гибрид может передвигаться на ДВС и электротяге одновременно — все зависит от конкретной ситуации и желания водителя. Если суммарная мощность больше мощности, необходимой для заданного режима движения, тяговый электродвигатель переходит в генераторный режим и пополняет накопитель энергии (аккумуляторы или суперконденсаторы), а если меньше — энергия берется из накопителя.

Достоинством данной схемы перед последовательной является более высокий КПД передачи энергии от ДВС к колесам и возможность применения одной электрической машины вместо двух; недостатки — повышение массы силового агрегата, обязательное усложнение трансмиссии, отход ДВС от режима минимального удельного расхода топлива при использовании ступенчатой механической трансмиссии для регулирования скорости автомобиля и определенное усложнение системы управления силовой установкой.

Примерами параллельной схемы могут служить гибриды "Инсайт", "Сивик гибрид" фирмы "Хонда".

Смешанная схема гибридомобиля (рис. 3) задумана как способ избавиться от недостатков как последовательной, так и параллельной схем. Впервые ее на практике применила в 1997 г. фирма "Тойота" на пятиместном седане "Приус". Этот гибридомобиль может, в зависимости от дорожной ситуации, передвигаться только с помощью ДВС, либо только с помощью электродвигателя, либо одновременно с помощью обоих источников энергии. При этом электрический генератор в зависимости от баланса энергии может пополнять накопитель или питать тяговый электродвигатель.

Но есть еще и схема, которая менее известна. Это схема с электрической машиной двойного вращения (рис. 4), при которой ДВС вращает электрический генератор, работая в стационарном режиме, однако в качестве генератора и одновременно тягового электродвигателя здесь используется машина двойного вращения, у которой вращается и статор, и ротор. При этом ДВС механически связан с ротором генератора, а ведущие колеса автомобиля — со статором.

Такая схема позволяет передавать на ведущие колеса часть механической энергии ДВС точно так же, как при параллельной схеме, но — без механической трансмиссии. Регулируя нагрузку генератора, можно изменять и количество механической энергии, преобразованной генератором в электрическую, и количество энергии, напрямую передаваемой колесам от ДВС.

Это решение, очевидно, упрощает конструкцию трансмиссии, позволяет уменьшить емкость аккумуляторной батареи, мощность электродвигателя и их массу. Однако при движении автомобиля в городских условиях, т. е. с частыми и продолжительными остановками, эффективность использования ДВС оказывается невысокой.

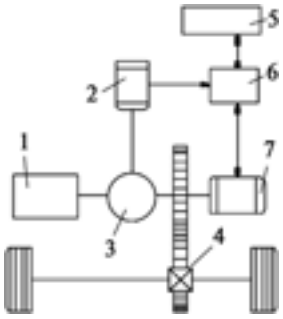


Рис. 3. Смешанная схема гибридомобиля:
1 — ДВС; *2* — электрогенератор; *3* — тяговый электродвигатель; *4* — главная передача; *5* — главная передача; *6* — блок управления; *7* — тяговый электродвигатель

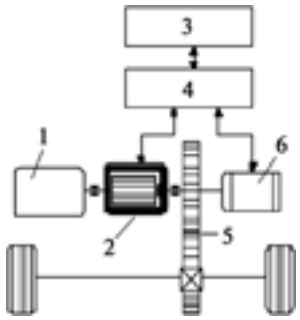


Рис. 4. Гибридомобиль с электрической рекуперацией энергии торможения:
1 — ДВС; *2* — электрогенератор; *3* — накопитель электроэнергии; *4* — блок управления; *5* — главная передача; *6* — тяговый электродвигатель

Теперь о разновидностях КЭУ, обусловленных типом накопителя энергии торможения.

Таких разновидностей тоже четыре.

Первая — уже упоминавшаяся, связанная с переходом тягового электродвигателя в режим электрогенератора.

При второй рекуперация и аккумулирование энергии торможения осуществляется с помощью маховиков. Этот способ особенно эффективен для АТС большой массы и с циклическим режимом работы, т. е. с частыми остановками. Примером может служить КЭУ, созданная в Московском ГИУ и предназначенная для городского автобуса. В нее входят (рис. 5) ДВС *1*, суперваариатор *2* и маховик (накопитель энергии) *6*. При этом ДВС через суперваариатор, коробку *4* отбора мощности посредством карданных валов *5* и *7* кинематически связан и с главной передачей *8*, и с маховиком *6*.

Для первоначального запуска маховика после длительной (свыше суток) стоянки служит стартер-генератор *3*. При движении автобуса с малыми скоростями и во время остановок вспомогательные потребители (усилитель руля, система климат-контроля) отбирают энергию у маховика-накопителя. На режимах малых и средних нагрузок (установившееся движение) мощность через суперваариатор передается от маховика к ведущим колесам, а ДВС включается лишь периодически, подзаряжая маховик энергией. И сразу же начинает работать на режимах с

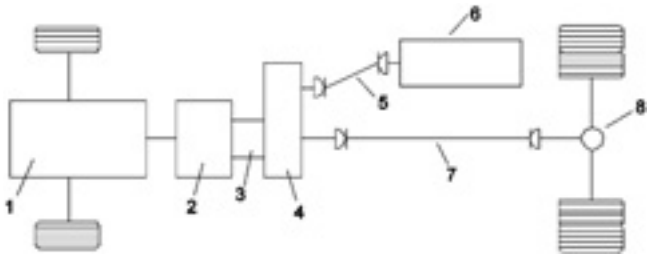


Рис. 5. Кинематическая схема КЭУ с маховочным накопителем энергии для автобуса "Вольво":

1 — ДВС; *2* — суперваариатор; *3* — стартер-генератор; *4* — коробка отбора мощности; *5*, *7* — карданные валы; *6* — маховик; *8* — главная передача

малым удельным расходом топлива. При кратковременных же высоких нагрузках (разгон, преодоление подъемов) он работает непрерывно, в паре с маховиком, развивая необходимую для движения мощность. При торможении он выключается, а кинетическая энергия через суперваариатор передается маховику. При движении автобуса с высокой скоростью или работе с длительными высокими нагрузками (загородное движение, затяжной подъем) маховик отсоединяется от ДВС, который работает на режимах высокой мощности.

Масса данной гибридной установки 200 кг, из них на маховик приходится 100 кг.

Аналогичная система рекуперации энергии применена на разработанном недавно гоночном гибридомобиле "Порше 918 RSR", который оснащен ДВС мощностью 414 кВт (563 л.с.), вращающим задние колеса, и двумя тяговыми электродвигателями по 75 кВт (102 л.с.) для вращения передних колес. Таким образом, общая мощность силовой установки составляет 564 кВт (767 л.с.). Но при торможении гибридомобиля колеса не соединяются с маховиком, а вращают ротор генератора, а тот, в свою очередь, с помощью электродвигателя за 2 с раскручивает маховик до 40 000 мин$^{-1}$, чтобы при последующем разгоне использовать накопленную энергию. (Ее хватает на питание двух электродвигателей общей мощностью 150 кВт в течение 9 с.)

Такие параметры пока недоступны системам рекуперации с аккумуляторными батареями. Особенно, если учесть, что масса всей системы (тяговые электродвигатели, маховик и силовая электроника) ~150 кг.

Третья разновидность — КЭУ с гидропневматической рекуперацией энергии торможения (рис. 6). В ней для аккумулирования энергии торможения фирма "Вольво" использовала гидросистему, состоящую из гидродвигателя (насоса) *5*, масляного бака *3*, устройства управления и резервуара *8* для сжатого воздуха.

При торможениях автобуса (а именно для него эта схема и предназначена) соединенный с его трансмиссией гидродвигатель, работая в режиме насоса, закачивает в энергонакопитель масло, сжимая воздух в резервуаре *8* и накапливая тем самым энергию. Автобус снижает скорость и останавливается. Для последующего разгона масло из накопителя под давлением направляется в гидронасос, который становится гидродвигателем. Его мощность составляет 140 кВт (190 л.с.), ее хватает при отключенном ДВС разгонять автобус до 30 км/ч.

Четвертая разновидность КЭУ — с использованием (рис. 7) энергии торможения автомобиля переводом ДВС в режим компрессора.

Эта идея родилась из стремления использовать ДВС в качестве и двигателя, и генератора (компрессора), исключить из схемы электрические элементы, значительно увеличивающие массу и габаритные размеры КЭУ, а также наиболее ненадежный из них — аккумуляторную батарею.

Такая КЭУ способна накапливать энергию торможения в виде сжатого воздуха и имеет целую систему клапанов, управляя открытием и закрытием которых, ДВС переводится в режим компрессора (сжатый воздух накапливается в резервуаре *10*). В дальнейшем клапаны переводятся в другие положения, и накопленная энергия используется для передвижения автомобиля. Основная проблема при создании КЭУ заключается в разработке механизма газораспределения с использованием электромагнитного привода клапанов, который позволяет оперативно управлять их открытием и закрытием.

Гибридные автомобили различаются не только по приводной схеме и способу рекуперации энергии торможения, но и по соотношению мощностей основного

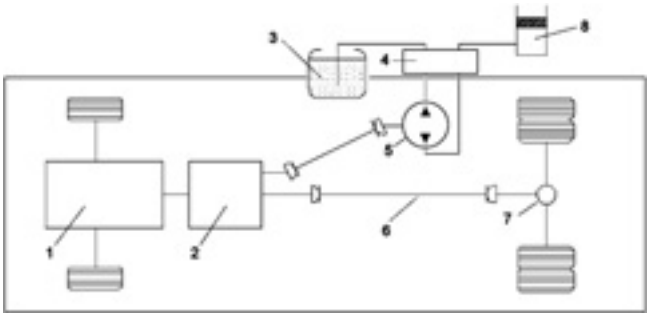


Рис. 6. Гидрообъемный рекуператор энергии торможения:

1 — ДВС; *2* — коробка передач; *3* — бак; *4* — блок управления; *5* — гидронасос-мотор; *6* — карданный вал; *7* — главная передача; *8* — резервуар

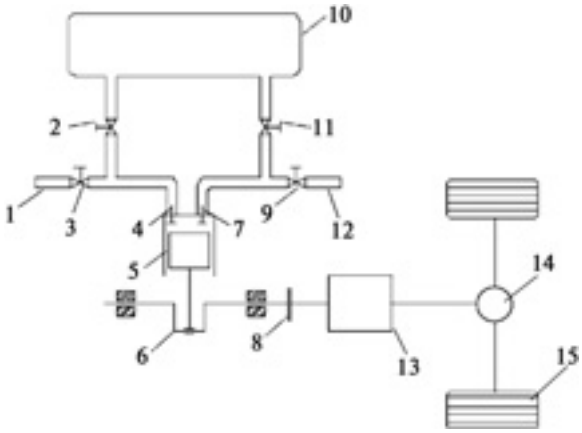


Рис. 7. Схема рекуперации энергии торможения методом перевода ДВС в режим компрессора:

1, *12* — впускной и выпускной каналы ДВС; *2*, *11* — впускной и выпускной клапаны резервуара; *3*, *9* — клапаны впускного и выпускного каналов ДВС; *4*, *7* — впускной и выпускной клапаны ДВС; *5* — поршень ДВС; *6* — коленчатый вал; *8* — сцепление; *10* — резервуар; *13* — коробка передач; *14* — главная передача; *15* — ведущие колеса

и вспомогательного двигателей, т. е. по уровню гибридизации. По этому показателю и их можно разделить, как и в предыдущих случаях, на четыре основных вида.

Первый: малый, или сверхлегкий. Это обыкновенный автомобиль, но его генератор имеет специальное управление, позволяющее кинематически отключать его от ДВС при разгоне автомобиля, а при торможении — вращать его ротор кинетической энергией торможения. При равномерном же движении работа генератора зависит от числа включенных потребителей: если их мало, то для питания достаточно аккумуляторной батареи (генератор не работает). Но как только уровень заряда упадет ниже определенного значения, генератор включается в работу.

Такая система обеспечивает экономию топлива на 0,2—0,3 л/100 км и улучшает динамику разгона автомобиля.

Второй: мягкий, или легкий. Он представляет собой реализацию желания превратить обычный автомобиль в гибридный с наименьшими затратами. Такой автомобиль обычно не способен перемещаться исключительно на электротяге, но имеет много положительных сторон. Это заметное (до 20 %) уменьшение расхода топлива в городском режиме движения, улучшение динамики разгона, небольшая (до 20 кВт) мощность электродвигателя.

Пример такого гибрида — автомобиль "Хонда Сивик гибрид" с ДВС рабочим объемом 1,4 л и электродвигателем 15 кВт, расположенным между ДВС и коробкой передач. Этот легкий по своим возможностям гибрид — исключение: он, в отличие от остальных гибридов данного типа, может передвигаться на электротяге.

Третий: умеренный, или средний. Он представляет собой полноценный, или настоящий, гибрид, который может передвигаться, используя ДВС или электродвигатель, а также сочетая их мощности в любой пропорции. Именно такие гибридные автомобили выпускают сейчас фирмы "Тойота": "Тойота Приус" и "Лексус" (гибрид "Лексус 400h"). "Хонда" и "Тойота" совместно с корпорацией AJSIN (трансмиссии) разработали одну из наиболее удачных КЭУ: ДВС через планетарный редуктор приводит в действие генератор и, в зависимости от обстоятельств, вращает колеса автомобиля или генератор. Далее располагается электродвигатель и редуктор, который изменяет передаточное число между электродвигателем и ведущими колесами. Привычной коробки передач у этих автомобилей нет, но имеются несколько режимов передвижения (режимы "Гибрид", "Мощный" и "Снег").

Четвертый: жесткий, или бензоудлинительный. Такие автомобили можно считать электромобилями, оснащенными вспомогательным двигатель-генератором (дизельным или бензиновым), который не имеет механической связи с колесами автомобиля, т. е. не может работать на тягу совместно с основным тяговым электродвигателем. Тяговые же аккумуляторы заряжают либо от внешней сети, либо от маломощного двигателя-генератора, расположенного под капотом.

Преимущества у такой схемы в том, что вспомогательный зарядный двигатель-генератор работает с максимальным КПД в узком диапазоне скоростей вращения коленчатого вала ДВС, а переходные режимы отсутствуют, что многократно снижает токсичность отработавших газов и на 10—15 % повышает экономичность силовой установки.

И последние из показателей, по которым автор классифицирует КЭУ, — тип используемых ДВС и электрических машин.

Здесь все просто: бензиновый двигатель, дизель, газовый, роторный или роторно-лопастной ДВС; электромашины постоянного тока, асинхронная, синхронная и индукторные электромашины.

УДК 629.621.311

Структура системы управления тяговым электроприводом гибридных автомобилей

Кандидаты техн. наук НГУЕН КУАНГ ТХИЕУ
и П.Н. КЛЮКИН

МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Рассмотрены особенности построения системы управления тяговым электроприводом гибридных автомобилей. Предложена структура системы управления моментом тягового асинхронного электродвигателя, позволяющая снизить его коммутационные потери и пульсации момента.

Ключевые слова: *гибридный автомобиль, гибридная силовая установка, тяговый электропривод.*

Nguyen Quang Thieu, Klyukin P.N.

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE STRUCTURAL SCHEMES OF TRACTION ELECTRIC DRIVE CONTROL SYSTEM FOR HYBRID ELECTRIC VEHICLE

The construction features of traction electric drive control system for hybrid electric vehicle are studied. The introduced structure of induction motor torque control system allows reducing switching losses and torque ripple.

Keywords: *hybrid electric vehicle, hybrid power unit, traction electric drive.*

Идеология снижения расхода топлива и токсичности отработавших газов ДВС хорошо известна: двигатель должен работать на установившихся режимах или, в идеальном случае, на режиме минимального удельного расхода топлива. При этом движение автомобиля при неблагоприятных условиях работы ДВС обеспечивается тяговым электродвигателем, получающим питание от буферного источника энергии (например, тяговой аккумуляторной батареи, емкостного накопителя энергии, комбинации этих источников и т. п.). Кроме того, при торможении возможна рекуперация части кинетической энергии автомобиля для заряда буферного источника. Однако необходимо отметить, что в современных гибридных автомобилях, разрабатываемых различными мировыми автомобильными фирмами, существенное снижение удельного расхода топлива (вплоть до 4—5 л/100 км) возможно только благодаря применению мощных, обладающих широкими возможностями, средств микропроцессорного управления силовыми агрегатами тяговой системы. Этим и определяется актуальность научных работ и исследований для создания эффективных систем уп-

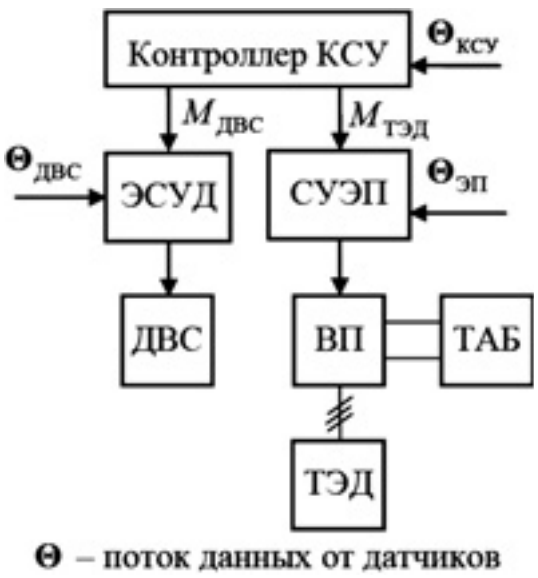


Рис. 1. Структурно-функциональная схема системы управления КСУ

равления комбинированными силовыми установками (КСУ), в том числе и электроприводом. Тем более что автоматическое управление КСУ — процесс достаточно сложный, поскольку должны быть учтены все взаимосвязи между силовыми агрегатами автомобиля: ДВС, тяговыми электродвигателями (ТЭД) и батареей; сцеплением, коробкой передач, причем на различных фазах движения автомобиля (разгон, движение с постоянной скоростью, торможение и т. д.) и при ограниченном числе органов управления.

Проведенный авторами статьи анализ научно-исследовательских трудов, а также опубликованных патентов по КСУ [1—3] позволяет представить упрощенную функциональную структуру системы управления, имеющую несколько уровней (рис. 1). Рассмотрим ее.

Как видно из рисунка, верхним уровнем является контроллер КСУ, а нижними — электронная система управления ДВС (ЭСУД) и система управления электроприводом (СУЭП). На вход контроллера сигнал поступает от датчиков КСУ, на вход ЭСУД — от датчиков ДВС, на вход СУЭП — от датчика электропривода. Кроме того, для автомобилей, оборудованных автоматической коробкой передач, предусмотрены соответствующие контроллеры. Наконец, если в состав КСУ входят несколько ТЭД, то каждый из них может иметь индивидуальный вентильный преобразователь (ВП) со своей системой управления.

Контроллер КСУ на основании потока информации $\Theta_{КСУ}$ выполняет две функции. Во-первых, определяет режимы работы тяговой системы автомобиля, т. е. режима только электрической тяги, комбинированного режима (совместная работа ДВС и ТЭД) и тормозных режимов (рекуперативного торможения, механического торможения или их комбинации). Во-вторых, перераспределяет потоки мощности между ДВС и ТЭД в зависимости от режима движения автомобиля, ресурса тяговой аккумуляторной батареи по току и напряжению, допустимых условий по перегреву ТЭД, безопасной работе полупроводниковых ключей ВП и т. д. При этом в поток данных $\Theta_{КСУ}$ входят следующие параметры и величины: воздействие со стороны водителя (положение педалей акселератора, тормоза, рычага управления коробкой передач); состояние автомобиля и его силовых агрегатов (скорость движения, частоты вращения коленчатого вала ДВС и ротора ТЭД, выходные напряжение и ток ТАБ, температура агрегатов и т. д.). Причем набор параметров потока $\Theta_{ДВС}$ данных, необходимого для управления, зависит от конкретного типа ДВС и способа управления им.

В итоге на выходе контроллера КСУ формируются задающие значения крутящего момента ДВС и ТЭД ($M_{ДВС}$ и $M_{ТЭД}$), оптимальные для их систем управления. И здесь критериями оптимальности могут быть минимальные удельные расходы топлива, выбросы вредных веществ, потери в тяговой системе или компромиссная совокупность этих показателей. Причем следует иметь в виду, что именно решение задачи оптимального управления силовыми агрегатами КСУ оказывает решающее влияние на энергетические, экологические и ездовые качества гибридного автомобиля.

Схемно-конструктивные решения названных выше проблем к настоящему времени уже сложились. Так, на гибридных автомобилях господствующее положение занимают тяговые электроприводы переменного тока. Это обусловлено достижениями в области силовой электроники и микропроцессорной техники, которые позволяют создавать высококачественные бесконтактные ЭП на основе трехфазного асинхронного ТЭД с короткозамкнутым ротором и синхронного ТЭД с возбуждением от постоянных магнитов.

В качестве вентильного преобразователя широкое применение получает автономный инвертор напряжения (АИН) на основе IGBT-транзисторов. (В простейшем варианте исполнения тяговые электроприводы имеют структуру силовой части, приведенную на рис. 2.)

Рис. 2. Структура силовой части тяговых электроприводов, выполненных на основе асинхронного и синхронного тяговых электродвигателей

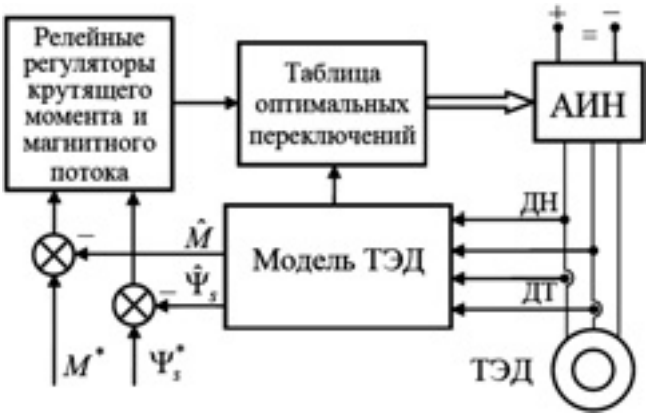


Рис. 3. Функциональная схема традиционных систем прямого управления крутящим моментом тягового электродвигателя

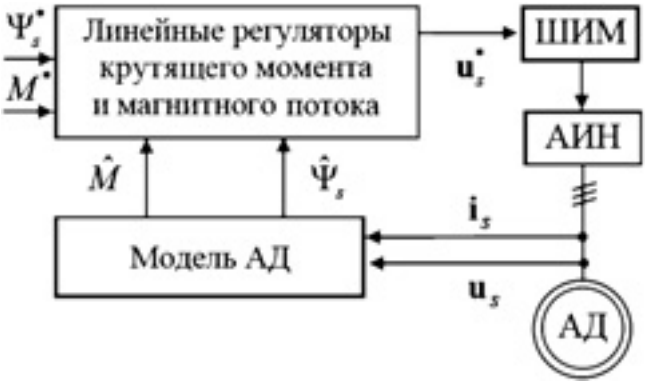


Рис. 4. Функциональная схема новой системы управления крутящим моментом асинхронного тягового электродвигателя

Для управления ТЭД, а также для контроля за состоянием ТАБ обычно необходимы следующие параметры ($\Theta_{ЭП}$ на рис. 1): фазные токи, напряжения, частоты вращения ротора, а также выходные значения напряжения, тока ТАБ, измеряемые с помощью датчиков тока (ДТ), напряжения (ДН), скорости (ДС) или вместо последнего — датчика положения ротора (см. рис. 2). С целью защиты дорогостоящих ТАБ (например, литиевых) применяются более сложные измерительные и специализированные микропроцессорные средства контроля их зарядно-разрядных процессов.

Кроме того, высокая производительность микропроцессорных средств позволяет применить в этих электроприводах современные методы, обеспечивающие управление ТЭД с высокими энергетическими и динамическими показателями. Например, такие, как метод векторного управления и его дальнейшего развития — метод прямого управления моментом [4]. Причем второй постепенно выходит на первый план. Что вполне объяснимо. Ведь главным недостатком классической векторной системы управления электроприводом является ее сложная структура, обусловленная присутствием операций преобразования систем координат (из неподвижной во вращающуюся, ориентированную по полю ротора, и обратно).

При прямом управлении все гораздо проще. Чтобы убедиться в этом, достаточно посмотреть на рис. 3, где приведена функциональная схема традиционной системы прямого управления моментом ТЭД. В ней есть релейные регуляторы магнитного потока и крутящего момента.

Сравнивая на каждом шаге расчета их заданные значения (Ψ_s^*, M^*) со значениями вычисленными (Ψ_s, $\widehat{M}$), по таблице оптимальных переключений силовых ключей легко получить сигналы для выбора вектора напряжения АИН. Разделение же каналов регулирования момента и потока получается за счет того, что всегда можно выбрать такое состояние инвертора, которое вызовет изменение как крутящего момента, так и магнитного потока в необходимом направлении.

В результате системы прямого управления крутящим моментом обладают рядом несомненных преимуществ перед векторными системами управления. Это простота реализации; высокая динамика, обеспечиваемая гистерезисными регуляторами и таблицами оптимальных переключений силовых ключей инвертора. Однако следует помнить, что использование релейных регуляторов, как правило, приводит к возрастанию коммутационных потерь в вентильных преобразователях и повышению пульсаций электромагнитного момента ТЭД. Поэтому для устранения названных недостатков приходится предпринимать специальные меры. Например, авторами статьи разработана система прямого управления крутящим моментом асинхронного двигателя с функциональной схемой (рис. 4). В ней удалось отказаться от релейных регуляторов, применив способ управления вектором напряжения статорной обмотки двигателя с помощью широтно-импульсной модуляции.

Здесь напряжение питания ТЭД, обеспечивающее требуемый момент, формируется АИН. Синтез алгоритма ШИМ АИН определяется заданием вектора напряжения u_s^*, полученным от выхода регуляторов момента и магнитного потока, входные сигналы которого являются требуемыми значениями момента M^*, модуля Ψ_s^* вектора потокосцепления статора, а также текущими значениями $\widehat{M}$, $\widehat{\Psi}_s$, рассчитанными в модели асинхронного двигателя на основании измеренных значений фазных токов (i_s) и напряжений (u_s) статора. При этом очень важно подчеркнуть, что предложенная система управления моментом асинхронного ТЭД выполнена в неподвижной системе координат, связанной со статором, т. е. в ней устранен главный недостаток классических векторных систем управления.

Литература

1. Yutaka Fujisawa, Sattoshi Sakakibara. Hybrid vehicle. US Patent No 6175785 B1, Jan. 16, 2001.
2. Shuji Nagano; Kojiro Kuramochi. Hybrid vehicle. US Patent No 6344008 B1, Feb. 5, 2002.
3. John A. MacBain. Method and control system for controlling propulsion in a hybrid vehicle. US Patent No 6775601 B2, 2004.
4. Г.Г. Соколовский. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием. — М.: Изд. центр "Академия", 2007. — 272 с.

УДК 629.1-43

Активизация колес прицепного звена как способ повышения энергоэффективности автопоезда

Канд. техн. наук А.В. ЛЕПЕШКИН

МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23 доб. 1426)

Рассматриваются перспективы повышения энергоэффективности автопоездов за счет активизации их прицепных звеньев. Показана необходимость регулирования передаточного отношения трансмиссии прицепа в разных условиях эксплуатации автопоезда.

Ключевые слова: *многоприводные колесные машины, автопоезд с активизированным прицепным звеном, критерий оценки энергоэффективности, оптимальное управление трансмиссией.*

Lepeshkin A.V.

ACTIVIZATION OF TRAILER WHEELS AS A METHOD OF INCREASE OF ITS POWER EFFICIENCY

Prospects of power efficiency increase of articulated trucks by means of activization of their trailes are analiesed. The necessity of adjustment of trailer gear ratio for different driving conditions is given.

Keywords: *multi-drive wheeled vehicles, articulated truck with the active trailer, criterion of power efficiency estimation, optimum transmission control.*

Объектом проведенных исследований стал автопоезд, имеющий традиционную механическую трансмиссию, которая обеспечивает привод колес задней оси тягача, и бесступенчатую регулируемую трансмиссию ведущих колес прицепа. При этом обе трансмиссии рассматривались как идеальные, т. е. в них не учитывались потери на передачу механической энергии. Цель исследования — определение возможности повышения энергоэффективности автопоезда; его инструмент — математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда по недеформируемой опорной поверхности.

Энергоэффективность автопоезда в разных условиях движения оценивается по величине интегрального энергетического критерия K_N эффективности реализации мощности двигателя трансмиссией и движителем автопоезда. Вычисляется K_N по формуле № 1 (см. таблицу). Значение входящей в нее суммарной силы F_Σ сопротивления движению транспортно-тяговой колесной машины при условии, что все колеса работают в ведомом режиме качения, дает формула № 2. (Физический смысл и информативность этого показателя рассматривались ранее — "АП", 2010, № 10).

Исследования проводились применительно к автопоезду-лесовозу КрАЗ-643701 6×6.2. При моделировании условия его работы задавались в виде различных значений массы груза, перевозимого автопоездом (от нуля до 30 т), преодолеваемого им угла α рельефа (подъем от нуля до 10°), условий взаимодействия колес автопоезда с опорной поверхностью. Причем последних было три: сухой и влажный асфальтобетон, влажная грязь на асфальтобетоне. Соответствующие им графики φ(S)-диаграмм приведены на рис. 1. Они получились расчетом по известным [1] зависимостям и хорошо согласуются с опубликованными среднестатическими данными.

При математическом моделировании использовался следующий алгоритм расчета.

Сначала анализировалась возможность движения автопоезда в данных условиях при наличии у него только одного ведущего моста — либо заднего моста тягача, либо моста прицепа. И если в заданных условиях движение автопоезда с одним ведущим мостом оказывалось невозможным, то рассчитывалась минимальная необходимая для исследуемого тягача тяга второго ведущего моста. Затем на основании полученных результатов находили диапазон изменения относительного передаточного числа i_x привода ведущих колес прицепа ($i_x = \omega_3/\omega_2$, где ω_i — угловые скорости колес прицепа и ведущего моста тягача). Очевидно, что в пределах этого диапазона между ведущими мостами автопоезда циркуляции мощности не возникает, т. е. ни один из ведущих мостов не попадает в тормозной режим. Наконец, из полученного диапазона выбирался ряд значений i_x, для каждого из которых определялись параметры, характеризующие работу ведущих колес автопоезда при этом, а на их основании вычислялся критерий K_N энергоэффективности движения автопоезда.

Результаты математического моделирования движения автопоезда приведены на рис. 2 и 3. На первом из них показаны зависимости интегрального энергетического критерия K_N от относительного передаточного числа i_x привода ведущих колес прицепа и полной массы $m_а$ автопоезда, на втором — от i_x и типа дорожного покрытия.

Из рисунков видно, что в каждом конкретном случае движения автопоезда существует такое i_x, при ко-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_N = \dfrac{F_\Sigma v_а}{N_e}$	$v_а$ — скорость автопоезда; N_e — мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя тягача в рассматриваемых условиях движения; F_Σ — суммарная сила сопротивления движению буксируемого автопоезда в данных условиях со скоростью $v_а$
2	$F_\Sigma = \Sigma R_{f_{0_i}} + P_{кр} + P_w + G_x = \Sigma R_{z_i} f_{0_i} + P_{кр} + P_w + G_x$	$R_{f_{0_i}}$ — сила сопротивления качению i-го колеса в данных условиях при ведомом режиме качения; R_{z_i} — нормальная составляющая усилия в пятне контакта; f_{0_i} — коэффициент сопротивления качению i-го колеса при ведомом режиме качения; $P_{кр}$ — продольная нагрузка на крюке тягача; P_w — продольная составляющая сопротивления воздуха; G_x — продольная составляющая силы веса автопоезда
3	$K_N = \dfrac{F_\Sigma v_а}{N_e} \Rightarrow \max$	—

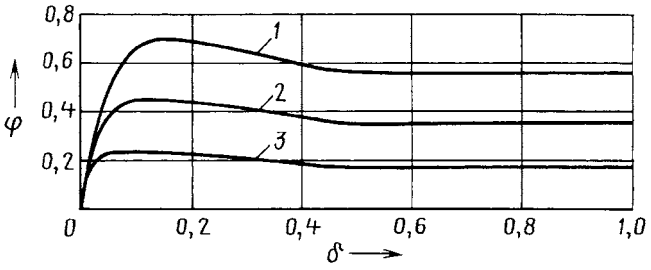


Рис. 1. Характеристика принятых условий взаимодействия эластичного колеса движителя автопоезда с опорной поверхностью:

1 — сухой асфальтобетон; *2* — влажный асфальтобетон; *3* — влажная грязь на асфальтобетоне

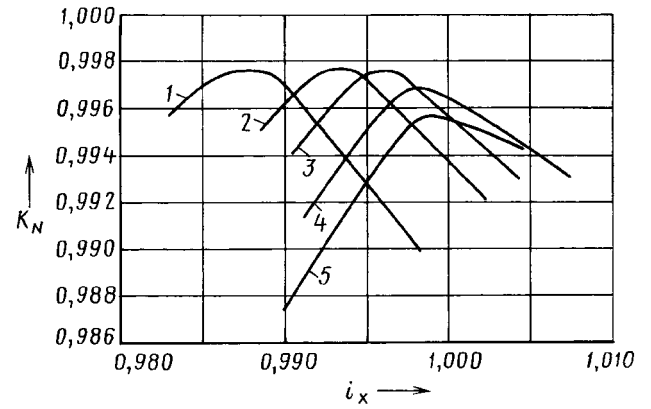


Рис. 2. Зависимость интегрального энергетического показателя K_N от i_x и массы перевозимого груза при установившемся прямолинейном движении автопоезда по горизонтальной сухой асфальтовой дороге:

1 — $m_а = 0$; *2* — $m_а = 5$ т; *3* — $m_а = 10$ т; *4* — $m_а = 20$ т; *5* — $m_а = 30$ т

тором показатель K_N принимает максимальное значение. Эту величину i_x принято считать оптимальной с точки зрения энергоэффективности автопоезда в данных условиях движения, т. е. $i_x = i_{опт}$.

Полученный результат подтверждает перспективность активизации ведущих колес прицепных звеньев автопоездов. Причем очевидным является необходимость проведения исследований, цель которых — поиск оптимального передаточного отношения $i_{опт}$ в конкретных условиях движения. То есть поиск отношения, обеспечивающего максимальную энергоэффективность автопоезда. Результатом поиска должно стать формулирование необходимого для этого закона управления трансмиссией.

Исследования проводились на разработанной автором математической модели движения автопоезда, и в каждом из рассматриваемых условий его эксплуатации решался функционал, записанный в виде формулы № 3. Для этого использовалась специальная подпрограмма поиска максимума функции методом "золотого сечения". В результате осуществлялся поиск режима работы трансмиссии рассматриваемого автопоезда, который в данных условиях соответствует решению функции поставленной цели. В итоге определялись параметры, характеризующие работу ведущих колес автопоезда и его трансмиссии при величине относительного передаточного числа i_x привода ведущих колес прицепа, равного значению $i_{опт}$ и соответствующего максимальному значению показателя K_N. Результаты расчетов отражают рис. 4 и 5.

Их анализ позволяет сделать вывод о том, что на величину $i_{опт}$ привода ведущих колес прицепного звена оказывают влияние все рассмотренные факторы, характеризующие условия работы автопоезда, т. е. $m_а$, α и φ.

Так, влияние массы $m_а$ перевозимого автопоездом груза и преодолеваемого им угла α подъема на величину $i_{опт}$ (см. рис. 4), прежде всего, обусловлено перераспределением нормальных к опорной поверхности нагрузок на его оси, т. е. R_{z1}, R_{z2}, R_{z3}, и необходимостью создания соответствующих дополнительных сил тяги на его ведущих колесах. Анализ показывает, что аналогичное влияние на величину $i_{опт}$ будут оказывать дополнительные силы сопротивления движению колесной машины и силы инерции, возникающие при ее криволинейном движении, трогании с места и разгоне.

Существенное отличие графика, характеризующего движение рассматриваемого автопоезда по горизон-

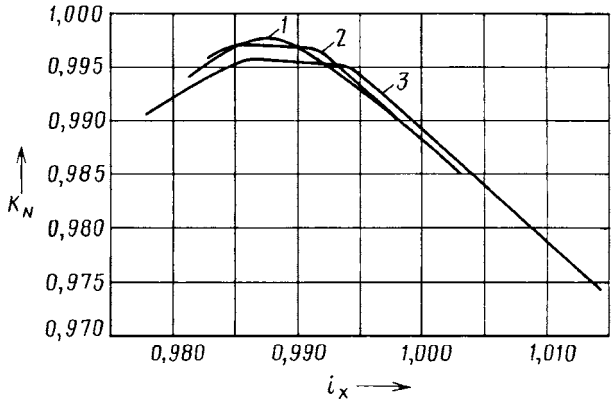


Рис. 3. Зависимость интегрального энергетического показателя K_N от i_x и типа дорожного покрытия при установившемся прямолинейном движении автопоезда по горизонтальной асфальтовой дороге без груза:

1 — сухой асфальтобетон; *2* — мокрый асфальтобетон; *3* — мокрая грязь на асфальтобетоне

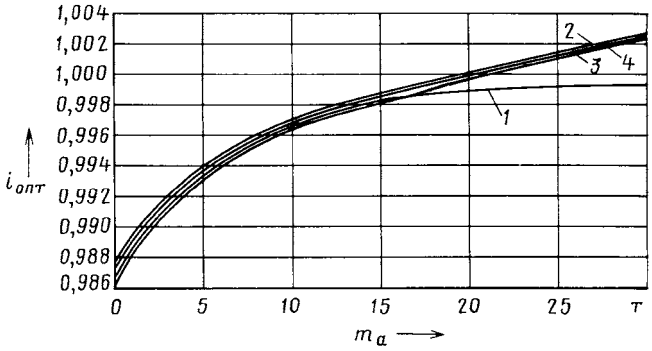


Рис. 4. Зависимость i_x от массы перевозимого автопоездом груза и преодолеваемых им углов подъема при его движении по сухому асфальту:

1 — α = 0; *2* — α = 4°; *3* — α = 8°; *4* — α = 10°

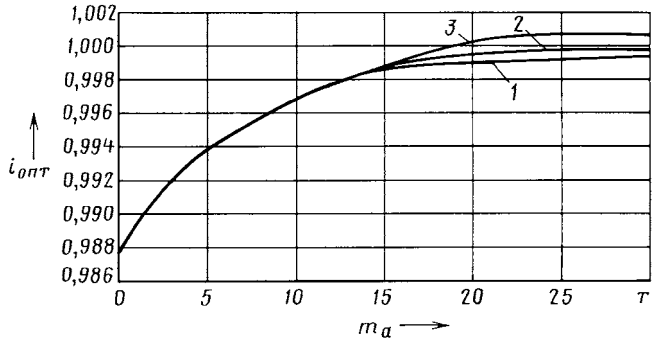


Рис. 5. Зависимость i_x от массы перевозимого автопоездом груза и условий взаимодействия его колес с дорожным покрытием при движении по горизонтальной дороге:

1 — сухой асфальтобетон; *2* — влажный асфальтобетон; *3* — влажная грязь на асфальтобетоне

тальной опорной поверхности, от других условий его движения при транспортировании груза, превышающем 15 т, объясняется тем, что при этом ограничен диапазон возможного изменения величины относительного передаточного числа i_x (в пределах которого не возникает циркуляция мощности в трансмиссии автопоезда). Попытка дальнейшего его увеличения (как в других условиях движения) приводит к тому, что ведущие колеса тягача переходят в тормозной режим, а это резко снижает энергоэффективность автопоезда. Поэтому программа оптимизации, решающая формулу № 3, выбирает значение $i_{опт}$ на границе перед этим переходом. Следствием вступления в силу нового условия является изменение характера рассматриваемых зависимостей от $i_{опт}$ при движении автопоезда по горизонтальной опорной поверхности.

Влияние же сцепных свойств горизонтальной опорной поверхности (см. рис. 5) объясняется тем, что при уменьшении коэффициента φ снижается эффективность взаимодействия ведущих колес тягача с этой поверхностью. В связи с чем при перевозке груза массой от 15 т увеличенную силу тяги необходимо получать за счет ведущих колес прицепного звена, что требует несколько бóльшей угловой скорости их вращения (в худших условиях движения необходима бóльшая величина $i_{опт}$).

Таким образом, результаты исследований подтвердили известный вывод о том, что в изменяющихся условиях движения для обеспечения максимальной энергоэффективности многоприводной колесной машины распределение мощности между ее ведущими колесами должно соответствующим образом изменяться [2]. Доказано и то, что использование показателя K_N в качестве критерия энергоэффективности машины позволяет определить оптимальные с этой точки зрения значения параметров, обеспечивающие данное распределение. Одним из таких параметров и является величина $i_{опт}$.

Проведенные исследования позволили также оценить энергоэффективность от использования трансмиссии ведущих колес прицепа с оптимальным передаточным числом в исследуемом варианте автопоезда. Для этого на рис. 6 для сравнения приведены графики зависимостей интегрального энергетического показателя K_N автопоезда для разных вариантов его трансмиссии от массы $m_а$ при движении по сухой асфальтовой горизонтальной дороге и на подъем с углом $\alpha = 10°$.

Анализ рис. 6 подтверждает, что активизация прицепного звена автопоезда позволяет существенно повысить его энергоэффективность, особенно в тяжелых условиях движения.

При этом следует отметить, что приведенные в статье результаты получены без учета потерь в приводах ведущих колес тягача и прицепа ($\eta_{тр} = 1$), т. е. с учетом влияния на энергоэффективность колесной машины только взаимодействия ее эластичных ведущих колес с недеформируемой опорной поверхностью, а также оценена возможность ее повышения за счет оптимизации этого взаимодействия в конкретных условиях эксплуатации. Отсюда очевидно, что более обоснованные рекомендации по повышению энергоэффективности автопоездов с активизированными прицепными звеньями можно получить только после проведения дополнительных исследований с учетом потерь

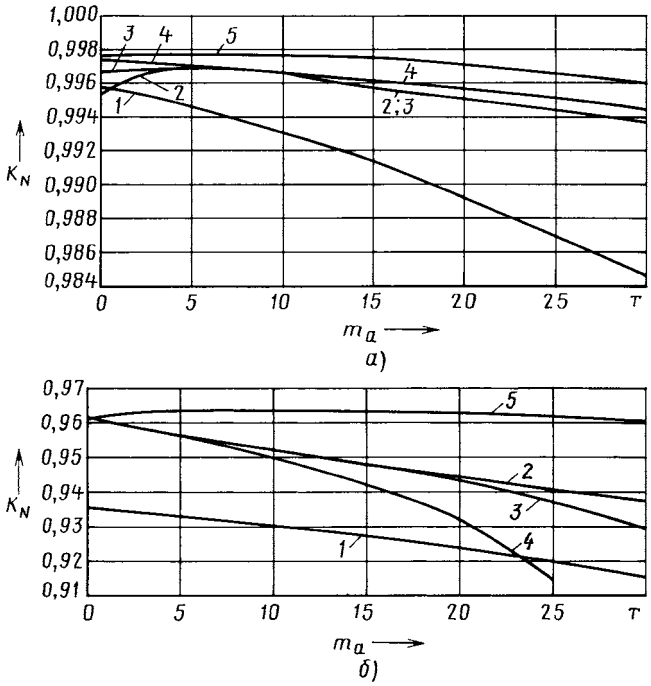


Рис. 6. Сравнение зависимостей интегрального энергетического показателя K_N автопоезда с различными схемами трансмиссии от массы перевозимого им груза и типа трансмиссии при движении по горизонтальному (а) и имеющему уклон 10° (б) сухому асфальтобетону:

1 — колеса заднего моста тягача — ведущие, колеса переднего моста тягача и прицепного звена — ведомые; *2* — колеса переднего и заднего мостов тягача — ведущие, межосевая связь — блокированная, колеса прицепного звена — ведомые; *3* — колеса переднего и заднего мостов тягача — ведущие, межосевая связь — дифференциальная, дифференциал — повышенного трения (самоблокирующийся), колеса прицепного звена — ведомые; *4* — колеса переднего и заднего мостов тягача — ведущие, межосевая связь — дифференциальная, дифференциал — идеальный (без внутреннего трения), колеса прицепного звена — ведомые; *5* — колеса заднего моста тягача и прицепного звена — ведущие, колеса переднего моста тягача — ведомые

в приводах ведущих колес, которые, как известно, также зависят от конкретных условий эксплуатации автопоезда.

Таким образом, на основании проведенных исследований можно считать, что интегральный коэффициент K_N эффективности реализации мощности двигателя трансмиссией и колесным движителем действительно является критерием, позволяющим оценивать энергоэффективность многоприводных колесных машин. То есть его можно рекомендовать в качестве критерия при проведении оптимизационных проектных исследований системы автоматического адаптивного управления режимом работы трансмиссии таких машин.

Полученный характер изменения $i_{опт}$ привода ведущих колес прицепного звена автопоезда в зависимости от условий его эксплуатации может рассматриваться как ориентир для дальнейших исследований по оптимизации такого привода с учетом энергетических характеристик трансмиссии автопоезда.

Литература

1. Петрушов В.А., Московин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. — М.: Машиностроение, 1984. — 160 с.
2. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). — М.: Академия проблем качества РФ, 1999. — 152 с.

УДК 629.083

Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля

(*В порядке обсуждения*)

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО, В.И. НАЗАРОВ

Харьковский НАДУ (8.10-380-57. 707-37-33)

Определены вертикальные динамические реакции на осях автомобиля при торможении с учетом действия тормозных моментов и соответствующее этим реакциям распределение тормозных сил между осями, обеспечивающее одновременное блокирование передних и задних колес.

Ключевые слова: *автомобиль, колесо, вертикальная реакция, тормозной момент.*

Podrigalo M.A., Nazarov V.I.

BRAKE MOMENT INFLUENCE ON ROAD DYNAMIC VERTICAL RESPONSES VALUE ON VEHICLE AXES

Vertical dynamic responses on vehicle axes are defined during braking taking into account brake moments and corresponding brake forces between axes distribution, providing simultaneous front and rear wheels blocking.

Keywords: *automobile, wheel, vertical response, braking moment.*

Авторы многих известных работ [1, 2 и др.], основываясь на том, что крутящие и тормозные моменты на колесах являются внутренними усилиями в автомобиле и, следовательно, сумма внутренних сил или моментов, согласно классической механике, всегда равна нулю, определили суммарные динамические вертикальные реакции на передней (R_{z_1}) и задней (R_{z_2}) осях автомобиля по формулам № 1 (см. таблицу). Кроме того, для идеального случая, соответствующего предельным силам $P_{т_1}$ (передняя ось) и $P_{т_2}$ (задняя ось), по сцеплению колес с дорогой (формула № 2) нашли идеальное распределение тормозных сил между осями, выражаемое через долю (коэффициент $\beta_{ид}$) общей тормозной силы $P_т$, приходящейся на переднюю ось (формула № 3). В этом случае при реализации предельных тормозных сил на осях величина общей тормозной силы определяется по известной формуле № 4 [1].

Однако исследования, выполненные в ХНАДУ, показывают, что формулы № 1, 2 и 3 справедливы лишь для торможения автомобиля, когда все его колеса полностью заблокированы, т. е. для одномассовой расчетной динамической модели. На самом же деле, как доказали те же исследования, крутящие и тормозные моменты по отношению к четырехзвенному механизму ходовой тележки автомобиля — усилия внешние. А это уже резко меняет картину. Например, в условиях тягового режима движения учет крутящих моментов на колесах позволяет почти на 10 % уточнить величины суммарных динамических реакций дороги на оси автомобиля. В связи с этим возник вопрос: как обстоят дела с такими реакциями при тормозном режиме движения автомобиля? И ответ на него найден.

Для чего пришлось решить три задачи: определить суммарные динамические вертикальные реакции на передней и задней осях автомобиля и предельное распределение тормозных сил между его осями, а также выбрать рациональные постоянные значения этих параметров.

Начнем с определения суммарных динамических вертикальных реакций на осях автомобиля.

Как упоминалось выше, формулы № 1, 2 и 3 справедливы для одномассовой расчетной динамической модели. При идеальном торможении и распределении тормозных сил между осями принято определять общую тормозную силу автомобиля по формуле № 4. Для более точного расчета необходимо рассматривать не одномассовую, а трехмассовую динамическую модель (рис. 1) автомобиля — модель, соответствующую торможению с незаблокированными колесами. Тогда суммарные динамические вертикальные реакции на осях автомобиля могут быть определены с учетом действия тормозных моментов (формулы № 5).

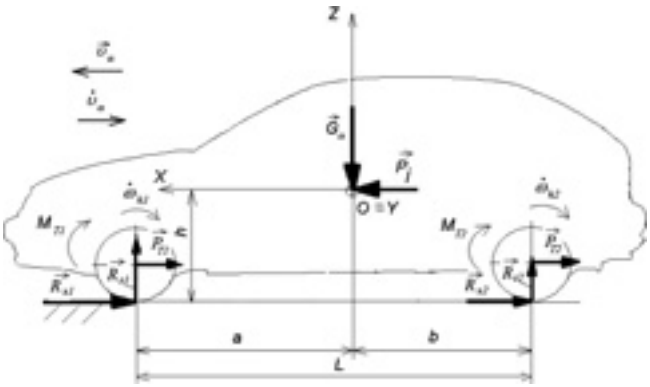


Рис. 1. Трехмассовая динамическая модель автомобиля при его торможении

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R_{z_1} = \frac{m_a g b}{L} + \frac{P_1 h}{L}$; $R_{z_2} = \frac{m_a g a}{L} - \frac{P_1 h}{L}$	$m_а$ — полная масса автомобиля; g — ускорение свободного падения; b — расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость до задней оси; a — то же до передней оси; L — база автомобиля; $P_т$ — суммарная тормозная сила на его колесах; h — высота центра масс автомобиля
2	$P_{т_1} = \varphi R_{z_1}$; $P_{т_2} = \varphi R_{z_2}$	φ — коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью
3	$\beta_{ид} = \frac{P_{т_1}}{P_т} = \frac{P_{т_1}}{P_{т_1} + P_{т_2}} = \frac{b + \varphi h}{L}$	—
4	$P_т = \varphi m_а g$	—
5	$R_{z_1} = \frac{m_а g b}{L} + \frac{P_j h}{L} - \frac{M_{т_1} - J_{к_1}\dot{\omega}_{к_1}}{L} - \frac{M_{т_2} - J_{к_2}\dot{\omega}_{к_2}}{L}$; $R_{z_2} = \frac{m_а g a}{L} - \frac{P_j h}{L} + \frac{M_{т_1} - J_{к_1}\dot{\omega}_{к_1}}{L} + \frac{M_{т_2} - J_{к_2}\dot{\omega}_{к_2}}{L}$	$P_j = m_a \dot{v}_а = -P_т$ — сила инерции движения автомобиля; $\dot{v}_а$ — его линейное ускорение при торможении; $M_{т_1}$, $M_{т_2}$ — суммарные тормозные моменты на колесах передней и задней осей; $J_{к_1}$, $J_{к_2}$ — суммарные приведенные инерционные моменты колес передней и задней осей; $\dot{\omega}_{к_1}$, $\dot{\omega}_{к_2}$ — угловые ускорения передних и задних колес; при торможении $\dot{\omega}_{к_1} < 0$, $\dot{\omega}_{к_2} < 0$
6	$R_{x_1} = P_{т_1} = \frac{M_{т_1} - J_{к_1}\dot{\omega}_{к_1}}{r_{д_1}}$; $R_{x_2} = P_{т_2} = \frac{M_{т_2} - J_{к_2}\dot{\omega}_{к_2}}{r_{д_2}}$	R_{x_1}, R_{x_2} — продольные реакции колес передней и задней осей автомобиля при торможении; $r_{д_1}$, $r_{д_2}$ — динамические радиусы качения колес передней и задней осей
7	$R_{z_1} = \frac{m_а g b}{L} + \frac{P_{т_1}(h - r_{д_1})}{L} + \frac{P_{т_2}(h - r_{д_2})}{L}$; $R_{z_2} = \frac{m_а g a}{L} - \frac{P_{т_1}(h - r_{д_1})}{L} - \frac{P_{т_2}(h - r_{д_2})}{L}$	—
8	$\beta_{ид} = \frac{\varphi R_{z_1}}{P_т} = \frac{R_{z_1}}{m_а g} = \frac{b + \varphi(h - r_{д_2})}{L - \varphi(r_{д_2} - r_{д_1})}$	—
9	$r_{д_1} = r_1 - \frac{R_{z_1}}{C_{z_1}}$; $r_{д_2} = r_2 - \frac{R_{z_2}}{C_{z_2}}$	r_1; r_2 — свободные радиусы качения передних и задних колес; C_{z_1}, C_{z_2} — радиальные жесткости тех же колес
10	$R_{z_1} = \frac{m_а g b}{L} + \frac{P_{т_1}(h - r)}{L}$; $R_{z_2} = \frac{m_а g a}{L} - \frac{P_т \varphi (h - r)}{L}$; $\beta_{ид} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi(h - r)}{L}$	—
11	$\frac{\partial \beta_{ид}}{\partial \varphi} = \frac{h - r}{L}$	—
12	$\frac{\partial \beta_{ид}}{\partial \varphi} = \frac{h}{L}$	—
13	$\beta_{ид_{max}} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi''(h - r)}{L}$; $\beta_{ид_{min}} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi'(h - r)}{L}$	Расчет по третьей из формул № 10; φ', φ'' — минимальный и максимальный коэффициенты сцепления
14	$\beta_{ид_{max}} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi'' h}{L}$; $\beta_{ид_{min}} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi' h}{L}$	—
15	$\Delta\beta_{ид} = \frac{(\varphi' - \varphi'')(h - r)}{L}$	—
16	$\Delta\beta_{ид} = \frac{(\varphi' - \varphi'')h}{L}$	—
17	$R_{z_1} = \frac{m_а g b}{L}$; $R_{z_2} = \frac{m_а g a}{L}$	—
18	$\beta_{ид} = b/L$	—
19	$m_x = \frac{b}{b + (\varphi_0 - \varphi)(h - r)}$	φ_0 — расчетное значение коэффициента φ
20	$m_x = \frac{a}{a + (\varphi - \varphi_0)(h - r)}$	—
21	$\varphi_0 = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L}$	—
22	$\beta_д = \frac{b}{L} + \frac{(a\varphi' + b\varphi'')(h - r)}{L}$	—

Рассматривая динамику отдельных колес по рис. 1, можно получить формулы № 6, а затем из формул № 5 — формулы № 7. В этом случае идеальный, т. е. реализующий одновременное доведение передних и задних колес до грани блокирования, коэффициент $\beta_{ид}$ распределения тормозных сил между осями дает формула № 8.

Что же касается эластичных в радиальном направлении шин, то для них справедливы формулы № 9. Различие между входящими в эту формулу радиусами r_1 и r_2 свободного качения зависит только от точности изготовления шин, неравномерности их износа, а жесткости C_{z_1} и C_{z_2} — от неоднородности материала и различия внутреннего давления в шинах. Таким образом, даже если при торможении $r_1 = r_2 = r$ и $C_{z_1} = C_{z_2} = C_z$, то с увеличением R_{z_2} растет динамический радиус $r_{д_2}$, но при этом уменьшается $r_{д_1}$. Что, в свою очередь, повышает $\beta_{ид}$. Если же допустить, что колеса абсолютно жесткие, т. е. что $r_{д_1} = r_{д_2} = r$, то получаются формулы № 10.

Анализ третьей из формул № 10 и ее сравнение с формулой № 3 показывает, что учет влияния тормозных моментов $M_{т_1}$ и $M_{т_2}$ на величины суммарных вертикальных динамических реакций R_{z_1} и R_{z_2} уменьшает чувствительность коэффициента $\beta_{ид}$ к изменению коэффициента сцепления φ. (Эта чувствительность, очевидно, в обоих случаях представляет собой $\partial\beta/\partial\varphi$). Следовательно, в первом случае это будет формула № 11, а во втором — № 12.

Из них видно, что идеальный коэффициент $\beta_{ид}$ распределения тормозных сил, рассчитанный с учетом тормозных моментов на осях, с изменением коэффициента φ сцепления, скажем, в пределах от минимального $\varphi' = 0{,}2$ до максимального $\varphi'' = 0{,}8$, изменяется в меньших пределах, чем полученный при помощи одномассовой модели. Это подтверждают и формулы № 13 и 14.

Изменения же $\Delta\beta_{ид}$ коэффициента идеального распределения тормозных сил между осями дают формулы № 15 и 16.

Как видим, при учете внешних тормозных моментов на колесах автомобиля суммарные вертикальные динамические реакции на его осях действительно изменяются, но при идеальном распределении тормозных сил между осями — в меньших пределах, чем при неидеальном.

Следует отметить и еще одно обстоятельство. Автомобили, у которых значение высоты h центра масс равно r, имеют динамические вертикальные реакции на осях, равные статическим (формулы № 17), поэтому требуемое распределение тормозных сил между осями будет соответствовать формуле № 18.

Полученные результаты позволяют изменить расчетную схему (рис. 2) для определения суммарных вертикальных динамических реакций опорной поверхности на осях автомобиля при торможении. (В ней теперь учтено, что тормозной момент останавливает колесо, а тормозная сила — автомобиль).

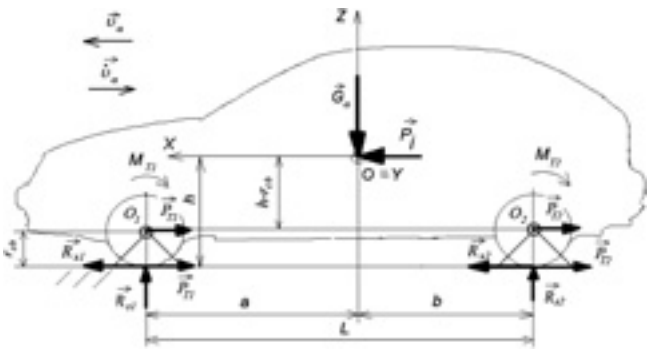


Рис. 2. Новая расчетная схема для определения динамических вертикальных реакций на колесах передней (R_{z_1}) и задней (R_{z_2}) осей автомобиля при его торможении

И если тормозные моменты $M_{т_1}$ и $M_{т_2}$ представить в виде пар сил $P_{т_1}$ и $P_{т_2}$ с плечами r, которые приложены на осях O_1 и O_2, то тогда, составляя уравнения моментов с использованием принципа Германа—Даламбера—Эйлера для поступательного движения массы автомобиля, легко получить первое и второе уравнение из формулы № 10.

Теперь определим коэффициент m_x использования сцепного "веса" автомобиля при торможении в случае действительного коэффициента $\beta_д$ распределения тормозных сил между осями, который, естественно, должен отличаться от $\beta_{ид}$. И будем исходить из следующего.

Если $\beta_д \neq \beta_{ид}$, то, очевидно, передние и задние колеса одновременно могут блокироваться только при одном значении действительного коэффициента φ_0 сцепления — когда выполняется условие $\varphi = \varphi_0$. Теперь, воспользовавшись методом, приведенным в работе [3], при опережающем блокировании передних колес ($\varphi < \varphi_0$), получим формулу № 19, а при опережающем блокировании задних колес ($\varphi > \varphi_0$) — формулу № 20.

По аналогии с работой [3] из условия равенства коэффициентов m_x использования сцепного "веса" при минимальном (φ') и максимальном (φ'') значениях коэффициентов сцепления, можно получить расчетное значение φ_0 (формула № 21). При этом рациональное постоянное значение коэффициента $\beta_д$ распределения тормозной силы на переднюю ось дает формула № 22.

Таким образом, учет тормозных моментов при расчете вертикальных динамических реакций на осях автомобиля не влияет на выбор рационального расчетного коэффициента φ_0 сцепления, но соответствующее этому выбору значение рационального постоянного действительного коэффициента $\beta_д$ распределения тормозных сил между осями смещается в область более низких значений. Это обстоятельство обеспечивает более равномерную энергонагруженность передних и задних тормозов при служебных торможениях.

Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. — М.: МАШГИЗ, 1950. — 343 с.
2. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобиля / Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк и др.: — Львов; Вища школа, 1974. — 234 с.
3. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение. № 18. — Харьков; Изд-во Харьковского государственного университета, 1962. — 36 с.

УДК 006.03

Федеральный государственный образовательный стандарт высшего профессионального образования

П.В. ШАРУПИЧ, С.В. ШАРУПИЧ, д-р техн. наук В.П. ШАРУПИЧ, канд. техн. наук Т.С. ШАРУПИЧ, К.А. БОГАЧ

Орловский НИПИ "Градоагроэкопром" (8.903. 880-92-30)

Рассматривается новый федеральный государственный образовательный стандарт.
Ключевые слова: *гаражный автосервис, отрасль гаражных автосервисов.*

Sharupich P.V., Sharupich S. V., Sharupich V.P., Sharupich T. S., Bogach K.A.
THE FEDERAL STATE EDUCATIONAL STANDARD OF THE HIGHER VOCATIONAL TRAINING

The new federal state educational standard is discussed.
Keywords: *garage car-care centers, branch of garage car-care centers.*

На основании комплекса выполненных исследований и производственной проверки с учетом федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению подготовки 190600 "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов (квалификация (степень "бакалавр")", введенного в действие приказом № 706-09 Министерства образования и науки РФ, институтом НИПИ "Градоагроэкопром" компании "Патент" разработан новый федеральный государственный образовательный стандарт высшего профессионального образования (ФГОС ВПО) "Гаражные автосервисы", который представляет собой совокупность требований, обязательных при реализации основных образовательных программ бакалавриата по направлению подготовки 190603.03 "Гаражные автосервисы". Эти требования изложены в семи из восьми его разделов. В частности, в разделе "Область применения" четко оговаривается, что право реализации основных образовательных программ имеют только вузы, которые обладают соответствующей лицензией, выданной уполномоченным федеральным органом исполнительной власти. Раздел "Характеристика подготовки по основной образовательной программе" содержит информацию о нормативных сроках, общей трудоемкости освоения основных образовательных программ (в зачетных единицах) и соответствующей квалификации.

Раздел "Характеристика профессиональной деятельности" перечисляет виды деятельности, по которым может быть подготовлен бакалавр. Это расчетно-проектная, производственно-технологическая, экспериментально-исследовательская, организационно-управленческая, монтажно-наладочная, сервисно-эксплуатационная. Но при этом оговаривается, что конкретные виды деятельности, включаемые в программу подготовки, выбирает сам вуз на основе пожеланий обучаемых, мнения своих научно-педагогических работников и объединений работодателей.

В разделе "Требования к результатам освоения основных образовательных программ бакалавриата" перечислены общекультурные и профессиональные компетенции, которым должен соответствовать бакалавр.

Раздел "Требования к структуре основных образовательных программ бакалавриата" содержит информацию об основной образовательной программе подготовки бакалавра, включая гуманитарный, социальный, экономический, математический, естественнонаучный, профессиональный циклы, а также подразделы, касающиеся физической культуры, учебной и производственной практики, научно-исследовательской работы, итоговой государственной аттестации.

К разделу "Требования к условиям реализации основных образовательных программ бакалавриата" отнесены требования, которые предъявляются к образовательным учреждениям при реализации основных образовательных программ бакалавриата по специальности 190603.03 "Гаражные автосервисы". Они устанавливают, что реализация этих программ должна обеспечиваться научно-педагогическими кадрами, которые, как правило, имеют базовое образование, соответствующее профилю преподаваемой дисциплины, и систематически занимаются научной и (или) научно-методической деятельностью.

Раздел "Оценка качества освоения основных образовательных программ бакалавриата" рассматривает гарантии высокого качества подготовки бакалавров. В том числе регламентирует порядок оценки качества освоения основных образовательных программ, а также конкретные формы и процедуры текущего и промежуточного контроля знаний обучающегося по каждой дисциплине и итоговой государственной его аттестации.

Новый государственный стандарт, безусловно, дает возможность решить многие проблемы российского автосервиса. Это основной и единственный правовой документ, позволяющий вузам и научно-производственным организациям готовить бакалавров — специалистов с высшим профессиональным образованием, а значит — поднять на более высокий уровень отрасль гаражных автосервисов. Широкое использование нового стандарта позволит преподавателям, аспирантам, студентам, научным работникам, специалистам автомобилестроения, занимающимся разработкой, исследованиями, преподаванием, проектированием, реализацией образовательного процесса по ремонту и обслуживанию автотранспортных средств в гаражных автосервисах, стать конкурентоспособными по отношению к аналогичным зарубежным специалистам.

УДК 629.621.018

Устройство для безразборной оценки износа деталей ЦПГ дизелей

Д-р техн. наук И.К. ДАНИЛОВ, Ю.И. ДАНИЛОВ, К.Л. СЛИТНИКОВ, Д.А. БОНДАРЕВ

Саратовский ГТУ (8.8452. 99-87-46)

Предлагается измерять температуру топливовоздушной смеси на такте сжатия с помощью устройства, выполненного из форсунки с встроенной термопарой.

Ключевые слова: *двигатель, термопара, форсунка, температура, камера сгорания, диагностика, цилиндропоршневая группа.*

Danilov I.K., Danilov Yu.I., Slitnikov K.L., Bondarev D.A.

FACILITIES FOR NONDEMOUNTABLE EVALUATION OF WEAR PISTON GROUP DIESELS

It is supposed that the temperature measuring of the compression stroke will be done with a device made of jet apparatus with built-in thermocouple.

Keywords: *engine, thermocouple, jet apparatus, combustion chamber, diagnostics, cylinder and piston group.*

Известно, что в процессе эксплуатации автомобиля по мере изнашивания его деталей и агрегатов себестоимость перевозок возрастает. Однако традиционное определение степени износа путем разборки и последующих осмотра и измерений, как правило, приводит к дальнейшему ускоренному износу деталей. Поэтому применять разборку и рекомендуется в исключительных случаях. Особенно разборку двигателя.

На практике степень его износа и потребность в ремонте обычно устанавливают по косвенным признакам — таким, как расход топлива и моторного масла, падения давления в системе смазки и развиваемой мощности. Но очевидно, что точность диагноза по этим признакам весьма относительна: по ним очень трудно точно определить состояние и степень изношенности, скажем, цилиндропоршневой группы, дать объективную оценку качества проведенного ремонта двигателя или прогнозировать остаточный ресурс ЦПГ.

В связи с этим авторами выдвинута рабочая гипотеза, заключающаяся в том, что при износе сопряжения ДВС "цилиндр—поршневое кольцо" снижается температура воспламенения топливовоздушной смеси, так как часть газов прорывается в картер двигателя, снижая давление, а следовательно, и температуру в камере сгорания. То есть, измеряя температуру в камере сгорания (без подачи топливовоздушной смеси), можно судить о состоянии рассматриваемого сопряжения.

И эта гипотеза небезосновательна.

Сопряжение "цилиндр—поршневое кольцо" относится к числу саморазгружающихся, так как давление на поверхностях этой пары трения по мере ее изнашивания в процессе эксплуатации уменьшается. Причем сам износ цилиндра и поршневых колец зависит от действия двух факторов — давления газов и упругости поршневых колец. Падение же мощности двигателя — результат уменьшения именно упругости и уплотняющей способности поршневых колец, герметичности камеры сгорания и изменения формы гильзы. Например, чем больше отклонение формы гильзы в поперечном сечении от цилиндрической и чем меньше упругость поршневого кольца, тем больше изменяется прилегаемость кольца к гильзе, т. е. тем больше площадь просвета между ними. Можно сказать, что если эта площадь пропорциональна износу гильзы на величину Δd, то зазор в стыке кольца увеличится на величину $\pi\Delta d$, а упругость кольца, наоборот, уменьшится на величину $b\pi\Delta d$ (b — коэффициент пропорциональности). Поэтому можно говорить о линейности зависимости прилегаемости кольца (герметичности камеры сгорания) от его упругости (износа гильзы). Кроме того, судя по экспериментальным данным, приведенным в работе [1], давление сжатия и сгорания топлива уменьшается пропорционально площади просветов. При этом линейно уменьшается и температура такта сжатия.

Правда, перечисленные закономерности справедливы при величине относительной площади просвета до 10 %, но и этого вполне достаточно для практики.

Далее. Автор той же работы [1] сообщает, что интенсивность изнашивания сопряжений "цилиндр—поршневое кольцо" в зависимости от пробега не остается постоянной. В связи с чем и зазор S в стыке поршневого кольца по его радиусу подчиняется следующему закону:

$$S = \alpha_0(1 - e^{-bL})/b. \quad (1)$$

Здесь α_0 — интенсивность изнашивания поршневого кольца; b — параметр, характеризующий изменение интенсивности изнашивания на единицу износа (коэффициент интенсификации изнашивания); L — пробег.

Но по экспоненциальному закону в процессе эксплуатации убывает не только толщина поршневых колец, а и гильзы. Данный закон таков:

$$\alpha = \alpha_0' e^{-bL} \quad (2)$$

(α_0' — интенсивность изнашивания в конце приработки, приведенная к началу эксплуатации).

То есть интенсивность изнашивания сопряжения "цилиндр—поршневое кольцо" уменьшается в зависимости от пробега по экспоненциальному закону.

С другой стороны, при увеличении зазоров в сопряжении "цилиндр—поршневое кольцо" из-за снижения компрессионных свойств пары снижается температура такта сжатия. Эта зависимость интенсивности изнашивания от температуры весьма сложная, однако с достаточной для практических целей точностью ее можно принять линейной:

$$\alpha = \alpha_0'' + b't, \quad (3)$$

где α_0'' — интенсивность изнашивания при повышении температуры от начальной; b' — параметр, характеризующий изменение температуры камеры сгорания на единицу износа; t — разница между температурами внешней среды и камеры сгорания без подачи топлива в нее.

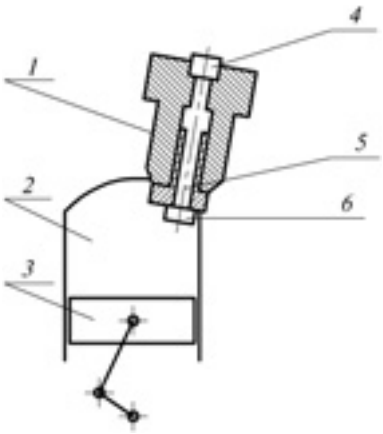
Приравняв правые части уравнений (2) и (3), получим зависимость износа сопряжения "цилиндр—поршневое кольцо" от температуры камеры сгорания:

$$\alpha_0 = b't/(e^{-bL} - 1). \quad (4)$$

То есть в нашем распоряжении имеется аналитическая база для измерения температуры камеры сгорания и увязки ее с износом сопряжения "цилиндр—поршневое кольцо". Поэтому следующим и естественным этапом работы авторов стало создание диагностического устройства, позволяющего оценивать техническое состояние ДВС по температуре в его камере сгорания без впрыскивания в нее топлива.

И оно разработано.

Это устройство включает (см. рисунок) термопару *6*, размещенную в корпусе *1*. (В качестве корпуса может быть использован корпус штатной форсунки или свечи зажигания конкретного ДВС, что обеспечивает его легкосъемное, но герметичное крепление на двигателе.) Термопара крепится к той части корпуса,



Устройство для диагностирования технического состояния ДВС:

1 — корпус; *2* — цилиндр; *3* — поршень; *4* — блок регистрации; *5*— канал; *6* — термопара

которая находится в камере сгорания. Термопара *6* с помощью подсоединенного к ней провода, проложенного в канале *5* корпуса *1*, связана с блоком *4* регистрации, размещаемом в любом удобном для обозрения месте. (Блок регистрации включает цифровой преобразователь сигнала термопары в единицы температуры.)

На практике устройство устанавливают вместо форсунки или свечи зажигания в один из цилиндров, затем двигатель запускают. После его выхода на режим холостого хода (у дизеля КамАЗ-740 — 800 мин$^{-1}$) воздух в камере сгорания нагревается (у дизеля КамАЗ — до ~973 К, или 700 °С. И если окажется, что температура воздуха ниже нормативной на 5 % и более (для дизеля КамАЗ это 35 °С), то это означает, что пара "гильза—поршневое кольцо" чрезмерно изношена и надо провести углубленное диагностирование ЦПГ и при необходимости заменить поршневые кольца на новые.

Заметим, что значение температуры в камере сгорания можно с достаточной точностью преобразовать в величины износа ЦПГ. Причем преобразовать, используя зависимость (4). И тогда у специалиста, занимающегося диагностированием ЦПГ, появится возможность определять не только наличие износа деталей, но и его количественную оценку, а, следовательно, остаточный ресурс двигателя.

И последнее. Степень износа деталей ЦПГ, прежде всего поршневых колец, традиционно оценивают методом измерения "компрессии", т. е. с помощью манометра. Однако он пригоден лишь для случаев, когда давление в компрессии меняется весьма существенно (например, из-за поломки поршневого кольца). Рассмотренный же метод гораздо чувствительнее: он позволяет определить наличие даже незначительных износов деталей.

Литература

1. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей: Учеб. пособие для вузов. — М.: Транспорт, 1985. — 215 с.

УДК 623.437.41:331.101.6:331.45:613.648.4

Особенности расчета технико-экономической оценки грузового АТС, работающего на радиоактивно зараженной местности

Канд. техн. наук С.А. ГУСЕВ, А.В. ПИГАЛОВ

ООО "СКБ ДСМ", Челябинск (351. 778-45-09)

Приведены основные факторы, влияющие на эффективность использования грузовых АТС на радиоактивно зараженной местности, а также примеры расчета рациональных параметров конкретного грузового автомобиля с противорадиационной защитой оператора по критерию "эффект—затраты".

Ключевые слова: *грузовой автомобиль, эффективность, затраты, противорадиационная защита оператора, мощность дозы и энергия гамма-излучения, производительность, грузоподъемность, скорость.*

Gusev S.A., Pigalov A.V.

FEATURES OF CALCULATION OF A TECHNICAL AND ECONOMIC ESTIMATION OF THE LORRY WORKING ON IT IS RADIOACIVE THE INFECTED DISTRICT

There are shown the major factors influencing the efficiency of lorry use are resulted on the radioactive infected district and examples of calculation of rational parameters of a concrete lorry with antiradiation protection of the operator by criterion of "effect—expense" are shown.

Keywords: *the lorry, efficiency, expenses, antiradiation protection of the operator, dose capacity and energy of gamma radiation, productivity, load-carrying capacity, speed.*

При дезактивации радиационно-зараженных территорий, для перевозки радиоактивных грузов и различных материалов (например, для создания защитных сооружений), а также грунта (для отсыпки местности, обваловки русла рек и водоемов) и проведения других работ на радиоактивно зараженной местности, необходимо применять грузовые АТС с противорадиационной защитой оператора (рис. 1, 2), которая оказывает свое влияние на другие параметры автомобиля, в том числе и на эффективность.

С одной стороны, применение защиты снижает поглощенную оператором дозу радиации, что позволяет ему увеличить время нахождения под воздействием ионизирующих излучений и, следовательно, время работы машины в зоне радиоактивного заражения (формула № 1 в табл. 1), а с другой, установка тяжелой кабины с противорадиационной защитой увеличивает нагрузку на шасси, особенно на ось передних управляемых колес, снижая при этом грузоподъемность, скорость передвижения и техническую производительность АТС, ухудшает обзорность [1, 2].

Так что при расчете параметров таких АТС приходится искать компромиссы с тем, чтобы найти рациональные соотношения "эффект—затраты".

Рассмотрим, как такое соотношение лучше всего определить.

В общем случае при оценке эффективности использования АТС на радиационно-зараженной местности необходимо учитывать пять основных факторов [3]: характеристики поля гам-

Рис. 1. Установка локальной противорадиационной защиты на кабине грузового автомобиля

ма-излучения местности, в первую очередь — мощность дозы излучения; уровни биологической защиты оператора (водителя); техническую производительность АТС, определяемую весом перевозимого груза и расстоянием, которое при этом АТС проходит в единицу времени; общие затраты на АТС, в том числе стоимость создания противорадиационной защиты; продолжительность рабочей смены, в том числе и время, затрачиваемое на ввод и вывод АТС из зоны работ.

Для упрощения расчетов все затраты на АТС с противорадиационной защитой разделим на четыре части: затраты $З_W$ на создание АТС с обычной кабиной, подобной по размерам и внутреннему оборудованию кабине с защитой от гамма-излучений; эксплуатационные затраты $З_э$ (стоимость ГСМ, ТО и ТР, запасных частей, заработная плата обслуживающего персонала и т. д.); затраты $З_о$ на содержание оператора, а также разработку и изготовление защитного экрана $З_з$.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{см} = \dfrac{K_{АТС} \cdot ПДД}{P_0}$	$T_{см}$ — продолжительность работы одного оператора в сутки (время смены); $K_{АТС}$ — кратность ослабления гамма излучения АТС; $ПДД$ — предельно допустимая доза облучения; P_0 — мощность дозы гамма-излучения на участке производства работ
2	$Э_{З_{1,2}} = \left(\dfrac{З_{З_2} + З_{\Sigma_{O2}}}{З_{З_1} + З_{\Sigma_{O1}}}\right)\left(\dfrac{T - n_{O_1} T^*_{вв}}{T - n_{O_2} T^*_{вв}}\right)$	$Э_{З_{1,2}}$ — относительная эффективность первого АТС по сравнению со вторым; $З_{З_1}$, $З_{З_2}$ — затраты на защитный экран первого и второго АТС; $З_{\Sigma_{O1}}$, $З_{\Sigma_{O2}}$ — суммарные затраты на содержание оператора первого и второго АТС; T — время работы АТС; n_{O_1}, n_{O_2} — число работающих операторов на первом и втором АТС; $T^*_{вв}$ — время ввода-вывода одного АТС из зоны работ на исходную площадку
3	$Э_{1,2} = \dfrac{\omega_{ч1}}{\omega_{ч2}}\left(\dfrac{З_{w_2} + З_{Э_2} + З_{З_2} + З_{\Sigma_{O2}}}{З_{w_1} + З_{Э_1} + З_{З_1} + З_{\Sigma_{O1}}}\right)\left(\dfrac{T - n_{O_1} T^*_{вв1}}{T - n_{O_2} T^*_{вв}2}\right)$	$\omega_{ч1}$, $\omega_{ч2}$ — часовая производительность первого и второго АТС; $З_{w_1}$, $З_{w_2}$ — затраты на создание АТС с защитной и обычной кабиной соответственно; $З_{Э_1}$, $З_{Э_2}$ — эксплуатационные затраты на первое и на второе АТС
4	$b = \sqrt[3]{\dfrac{V_{вн}}{27} + \dfrac{M_к}{12\rho} + \sqrt{\dfrac{V_{вн} M_к}{162\rho} + \dfrac{M_к^2}{144\rho^2}}} + \sqrt[3]{\dfrac{V_{вн}}{27} + \dfrac{M_к}{12\rho} - \sqrt{\dfrac{V_{вн} M_к}{162\rho} + \dfrac{M_к^2}{144\rho^2}}} + \dfrac{2\sqrt[3]{V_{вн}}}{3}$	b — толщина защитного экрана; $V_{вн}$ — объем кабины; $M_к$ — масса кабины; $\rho = 11{,}34 \cdot 10^3$ кг/м^3 — плотность противорадиационного материала (свинца)
5	$K_{АТС} = K_W \cdot K_к$	$K_{АТС}$ — кратность ослабления гамма-излучения грунта радиоактивно зараженной местности АТС; K_W — кратность ослабления гамма-излучения грунта узлами шасси; $K_к$ — кратность ослабления гамма-излучения кабиной
6	$n_о = \dfrac{TP_о}{K_{АТС} \cdot ПДД}$	—
7	$З_{\Sigma_{O1}} = n_{O_1} З^*_о + \dfrac{TP_о З_р}{K_{АТС_1}}$; $З_{\Sigma_{O2}} = n_{O_2} З^*_о + \dfrac{TP_о З_р}{K_{АТС_2}}$	$З_{\Sigma_{O1}}$, $З_{\Sigma_{O2}}$ — суммарные годовые затраты на содержание операторов первого и второго АТС соответственно; $З^*_о$ — затраты на одного оператора; $З_р$ — затраты на реабилитацию ущерба, причиненного здоровью оператора радиацией
8	$З_з = k_з C_{прм} m_{прм}$	$З_з$ — затраты на создание защитного экрана; $C_{прм}$— стоимость противорадиационного материала; $m_{прм}$ — масса противорадиационного материала; $k_з$ — коэффициент затрат на изготовление защитной кабины от массы противорадиационного материала
9	$K_{АТС} = \dfrac{TP_о}{n_1 \cdot ПДД}$	—
10	$K_к = \dfrac{K_{АТС}}{K_w}$	—
11	$M_{прм} = \rho S_{ст} b = 6\rho(a + b)^2 b = 6\rho(\sqrt[3]{V_{вн}} + b)^2 b$	$S_{ст}$— площадь стенки панели; a — длина стороны теоретической кабины в виде куба; b — толщина стенки панели

Рис. 2. Техника со специальными защитными кабинами при ликвидации последствий аварии на Чернобыльской АЭС

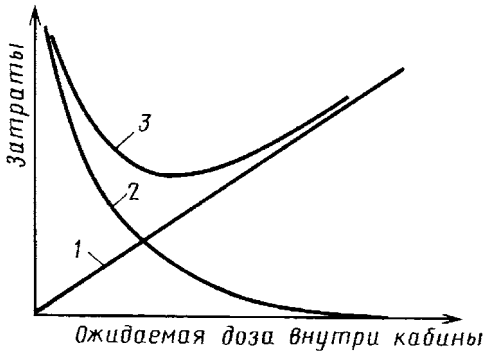


Рис. 3. Соотношение затрат на содержание оператора и создание защитного экрана в зависимости от дозы гамма-излучения:
1 — затраты на содержание оператора; *2* — затраты на создание защитного экрана; *3* — суммарные затраты на содержание оператора за защитой и создание защитного экрана

Первые две части затрат для любого АТС, использующего одинаковое шасси (базовую модель) и подобную по размерам и внутреннему оборудованию кабину, можно считать условно постоянными, что позволяет пренебречь ими при расчетах эффективности использования биологической защиты оператора.

Таким образом, остаются позиции, связанные с противорадиационной защитой, которые иллюстрирует рис. 3, где приведены графики затрат на защитный экран и содержание оператора в зависимости от дозы Д* гамма-излучения внутри кабины АТС: значению дозы Д* соответствует максимальная эффективность применения защитного экрана, т. е. минимум суммарных затрат на защиту и содержание оператора.

Очевидно, что такой подход позволяет сравнивать эффективность грузовых АТС с разным уровнем противорадиационной защиты, условно считая одинаковыми их производительность, а также затраты на базовое шасси и эксплуатационные расходы. При этом расчетной формулой будет формула № 2. Но можно сравнить и АТС, выполняющие одну и ту же работу на радиационно-зараженной местности, с учетом их производительности, а также затрат на шасси (базовые модели) и оборудование их кабин (формула № 3).

Рассмотрим примеры применения этих формул.

Пример 1. На поверхности участка производства работ имеются распределенные на площади источники гамма-излучения с энергией E_γ = 0,8 МэВ и мощностью 0,15 мЗв/ч. Продолжительность работы АТС, выполненного на базовом шасси автомобиля "Урал-4320", составляет 1700 ч в год (6 ч в сутки), время одного его ввода-вывода из зоны работ при смене оператора — 0,4 ч. Затраты $З_о$ на одного оператора (заработная плата, социальные выплаты, налоги и т. д., без учета затрат на реабилитацию ущерба здоровью от излучения) — 20 тыс. у.е. Принимаем кратность K_W ослабления излучения АТС, не имеющего защитного экрана кабины, равную 1,8, согласно работам [4, 5]. Необходимо определить относительную годовую эффективность применения АТС с одноместной защитной кабиной массой 2790 кг и внутренним объемом $V_{вн}$ = 1,646 м^3, с одинаковой толщиной стенок, изготовленных из противорадиационного материала (свинец), считая, что она установлена на продольной оси машины. Стоимость 1 кг свинца составляет 2,27 у.е.

Принимаем за первый вариант АТС, имеющий кабину с защитным экраном, за второй — АТС с обычной кабиной и проверяем возможность установки защитного экрана кабины заданной массы, исходя из допустимой грузоподъемности базового шасси на разных режимах работы.

Система определения допустимого интервала массы кабины, исходя из нагрузок на шасси, и расчетные случаи для АТС с грузом и без груза приведены в работе [1]. Там же показано, что масса противорадиационной защиты кабины, равная 2790 кг, — максимально допустимая для грузового автомобиля "Урал-4320".

Толщину *b* свинцового защитного экрана находим по формуле № 4. Она равна 2,8 см.

По полученному значению толщины защитной стенки кабины определяем, в соответствии с работами [2, 7], кратность ослабления гамма-излучения ($K_{к1}$). При энергии источника излучения E_γ = 0,8 МэВ ее значение составляет 7,9.

Таблица 2

Кабина	Толщина ПРМ, см	Кратность ослабления гамма-излучений			n_0, чел.	Затраты, у. е.		$Э_{31-i}$	$Э_{1-i}$
		шасси	кабины	АТС		$З_о$	$З_з$		
Серийная	—	1,8	—	1,80	8	160400	—	1	1
С защитой от гамма-излучений, $M_{прм}$ = 2545 кг	2,57	1,9	6,71	12,75	1	20060	11550	10,149[2]	7,104[3]
С защитой от гамма-излучений, $M_{прм}$[1] = 2790 кг	2,80	1,9	7,90	15,01	1	20050	12670	9,807	6,865[3]

[1] — максимально возможная масса противорадиационного материала; [2] — максимальная эффективность противорадиационной защиты по критерию "эффект—затраты"; [3] — эффективность АТС с учетом уменьшения производительности на 30%, которая обусловлена снижением скорости передвижения и массы груза (из-за установки тяжелой кабины с противорадиационной защитой) по сравнению с серийной.

Для грузового автомобиля "Урал-4320", оборудованного защитной кабиной из свинцовых стенок-панелей, максимально возможное значение кратности $K_{АТС_1}$ ослабления гамма-излучения грунта радиоактивно зараженной местности с E_γ = 0,8 МэВ на рабочем месте оператора составляет $K_{АТС_1} = 1{,}9 \cdot 7{,}9 = 15{,}01$ (рассчитывается по формуле № 5).

Преобразуя формулу № 1 в формулу № 6, определим необходимое для каждого варианта число операторов: $n_1 = \frac{1700 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-3}}{15{,}01 \cdot 20 \cdot 10^{-3}} = 0{,}849 = 1$ чел. и $n_2 = \frac{1700 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-3}}{1{,}8 \cdot 20 \cdot 10^{-3}} = 7{,}083 = 8$ чел.

Суммарные годовые затраты $З_{\Sigma О}$ на содержание операторов находим по формуле № 7:

$$З_{\Sigma о1} = 1 \cdot 20\,000 + \frac{1700 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-3}}{15{,}01} \cdot 3000 = 20\,050 \text{ у.е.},$$

$$З_{\Sigma о2} = 8 \cdot 20\,000 + \frac{1700 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-3}}{1{,}8} \cdot 3000 = 160\,400 \text{ у.е.}$$

Затраты на создание защитного экрана $З_з$ определяем по формуле № 8: $З_з = 2 \cdot 2{,}27 \cdot 2790 = 12\,670$ у.е.

Относительная эффективность $Э_{з_{1,2}}$ использования первого варианта (с защитным экраном кабины), по сравнению со вторым вариантом (без защитного экрана), при указанных в задаче условиях работы на радиоактивно-зараженной местности, рассчитывается по формуле № 2:

$$Э_{з_{1,2}} = \left(\frac{0 + 1{,}604 \cdot 10^5}{1{,}267 \cdot 10^4 + 2{,}005 \cdot 10^4}\right) \cdot \frac{6 - 1 \cdot 0{,}4}{6 - 8 \cdot 0{,}4} = 9{,}807.$$

Пример 2. Для кабины с защитными стенками одинаковой толщины и внутренним объемом $V_{вн}$ = 1,646 м^3 при указанных в примере 1 условиях определим основные параметры свинцового защитного экрана, обеспечивающие максимальную эффективность его применения на АТС, сравним относительную годовую эффективность использования АТС с оптимальным по эффективности защитным экраном с АТС без защитного экрана.

Очевидно, что для рассмотренных в примере условий максимальная эффективность применения на АТС кабины с защитным экраном определяется использованием минимального числа операторов, и при шестичасовом рабочем дне оптимальное по работоспособности число операторов на АТС — 1 чел.

Преобразуя формулу № 6 для определения количества операторов, необходимых для работы на радиоактивно-зараженной местности, в формулу № 9, найдем необходимую кратность $K_{АТС}$ ослабления излучения самим АТС: $K_{АТС} = \frac{1700 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 50 \cdot 10^{-3}} = 12{,}75$. Тогда необходимую кратность $K_к$ ослабления излучения, обеспечиваемую стенками защитного экрана кабины, вычисляем по формуле № 10: $K_к = \frac{12{,}75}{1{,}9} = 6{,}71$.

Отсюда толщину свинцовой защиты в первом приближении можно определить по методике, приведенной в работах [3, 4]: при кратности ослабления излучения 6,71 и энергии гамма-квантов 0,8 МэВ эта толщина равна ~2,57 см.

Массу $M_{прм}$ свинцового защитного экрана кабины получим по формуле, приведенной в работе [1], (формула № 11): $M_{прм} = 6 \cdot 11{,}34 \cdot 10^3 \cdot (\sqrt[3]{1{,}646} + 2{,}54 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 2{,}54 \cdot 10^{-2} = 2545$ кг.

Теперь необходимо проверить, соответствует ли кабина полученной массы несущей способности ходовой части АТС. В данном случае такой расчет не нужен, так как полученная масса $M_{прм}$ защиты кабины АТС (2545 кг) меньше максимально допустимой массы защиты кабины автомобиля "Урал-4320" (2790 кг), рассчитанной в работе [1]. Следовательно, кабина рассчитанной массы, 2 545 кг, может быть установлена на АТС.

Затраты на создание защитного экрана определим по формуле № 8, приведенной в [3]: $З_з = 2 \cdot 2{,}27 \cdot 2545 = 11554$ у.е. Суммарные же годовые затраты на содержание оператора найдем по формуле № 7: $З_{\Sigma о} = 1 \cdot 20\,000 + \frac{1700 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-3}}{12{,}75} \cdot 3000 = 20\,060$ у.е.

Относительную эффективность использования на АТС оптимального защитного экрана, по сравнению с АТС без защитного экрана, при указанных в примере условиях работы на радиоактивно-зараженной местности, определяем по формуле № 2:

$$Э_{з1-2} = \left(\frac{160\,400}{11\,410 + 20\,060}\right) \cdot \frac{6 - 1 \cdot 0{,}4}{6 - 8 \cdot 0{,}4} = 10{,}149.$$

Результаты расчетов примеров 1 и 2 сведем в таблицу 2, из которой видно, что для рассматриваемых условий масса противорадиационного материала ($M_{прм}$ = 2545 кг) обеспечивает максимальную эффективность автомобиля "Урал-4320" по критерию "эффект—затраты" на заданной радиоактивно зараженной зоне.

Таким образом, приведенные расчеты и исследования позволяют проводить на основе методики [3] технико-экономическую оценку АТС при минимуме исходных данных, а также определять оптимальные параметры машины для получения максимальной эффективности ее использования на радиоактивно-зараженной местности по критерию "эффект—затраты". При расчетной оценке эффективности АТС на радиоактивно-зараженной местности необходимо дополнительно учитывать возможное снижение технической производительности из-за уменьшения массы перевозимого груза и скорости передвижения автомобиля, связанных с установкой противорадиационной защиты.

Литература

1. Гусев С.А., Пигалов А.В. Влияние компоновочной схемы грузового автомобиля на возможный уровень противорадиационной защиты водителя-оператора. Вестник академии военных наук, М.: МО РФ, 2011. № 2. — С. 84—86.
2. Рекомендации по оборудованию и проверке биологической защиты транспортных, грузоподъемных и других средств, предназначенных для проведения работ по ликвидации последствий аварии на Чернобыльской АЭС. М.: ВНИИСтали, 1986.
3. Гусев С.А. Оценка эффективности применения техники с противорадиационной защитой оператора на начальном этапе проектирования // Строительные и дорожные машины. № 11. 2010. — С. 15—18.
4. Виноградов А.В. Защитные характеристики военно-инженерной техники при выполнении задач на радиоактивно зараженной местности и пути снижения дозовых нагрузок на ее экипаж: канд. техн. наук. дисс. М.: МО РФ, 1996.
5. Козлов В.С. Повышение защитных свойств гусеничных и колесных машин боевого и специального обеспечения от ионизирующих излучений ядерных взрывов в современном бою. Канд. техн. наук. дисс. М.: МО СССР, 1988.
6. Гусев С.А. Методика расчета основных параметров кабины для машин, работающих на радиоактивно зараженной местности. Вестник Академии транспорта РФ, Курган: изд. КГУ, 2001, № 3—4. — С. 140—151.
7. Козлов В. Ф. Справочник по радиационной безопасности. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1991.

УДК 621.7.075

Особенности холодного чистового калибрования зубчатых колес автомобильных трансмиссий

А.С. БУЯНОВ, канд. техн. наук А.А. ЧЕРЕПАХИН

МГТУ "МАМИ" (8.499. 223-05-23)

Рассмотрение коэффициента проскальзывания профилей зубьев накатника и калибруемого колеса показало, что на ведомой и ведущей сторонах зуба течение металла различно. На ведомой стороне зуба металл перемещается к полюсу зацепления, на ведущей — от полюса. Показано влияние на коэффициент проскальзывания скорости движения радиальной подачи и технологического припуска под калибрование.

Ключевые слова: *зубчатое колесо, пластическое течение металла, коэффициент проскальзывания, профиль зуба, технологический припуск.*

Buyanov A.C., Cherepahin A.A.

FEATURES OF A COLD FAIR CALIBRATION OF TOOTH GEARS OF AUTOMOBILE TRANSMISSIONS

Consideration of factor of a slippage of profiles of teeths for a rolling and a gauged sprocket has displayed that on the led and leading sides of a cog a metal current variously. On the led side of a cog metal is displaced to a linkage pole: on the leading side — from a pole. Influence on factor of a slippage of rate of movement of radial feeding and a technological rough tolerance under a calibration is displayed.

Keywords: *tooth gear, a metal plastic flow; slippage factor; cog profile; technological rough tolerance.*

Чистовое холодное калибрование среднемодульных (3—5 мм) зубчатых колес, предварительно обработанных червячной фрезой, иногда сопровождается скоплением металла в районе полюса зацепления, а на другой стороне образуется выемка с выступами. Причем как на головке, так и у ножки зуба (рис. 1, *а*). Это явление особенно сильно проявляется при калибровании прямозубых колес и меньше — при калибровании косозубых колес.

Образование выступа на головке зуба не вызывает опасений из-за небольших (~0,1—0,2 мм) размеров. Наплыв металла к краю боковых сторон зуба тоже можно нейтрализовать путем снятия одинаковых фасок на боковых кромках зубьев заготовки. Но наплыв у ножки зуба опасен: он может привести к закатам (рис. 1, *б*) и появлению трещины в процессе эксплуатации (рис. 1, *в*). В связи с этим возникает необходимость изучения и выявления причин таких последствий процесса чистового холодного калибрования цилиндрических зубчатых колес.

Специалисты технологической лаборатории МГТУ "МАМИ" провели соответствующие исследования и установили, что причиной скопления металла в различных точках зубьев колес является его тангенциальное смещение вдоль калибруемого профиля. И это не случайно. Если рассмотреть взаимодействие эвольвентных профилей зубьев накатника и калибруемой шестерни в точке их контакта на ведомом профиле калибруемого колеса, то легко установить (рис. 2), что скорости точек C_1 профиля зуба накатника (v_1) и C_2 ведомого профиля зуба (v_2) калибруемого колеса в общей точке C равны, их значения дают формулы № 1 (см. таблицу). Проекции же этих скоростей на общую нормаль MN, т. е. тангенциальные составляющие этих скоростей v_{τ_1} и v_{τ_2}, наоборот, различны

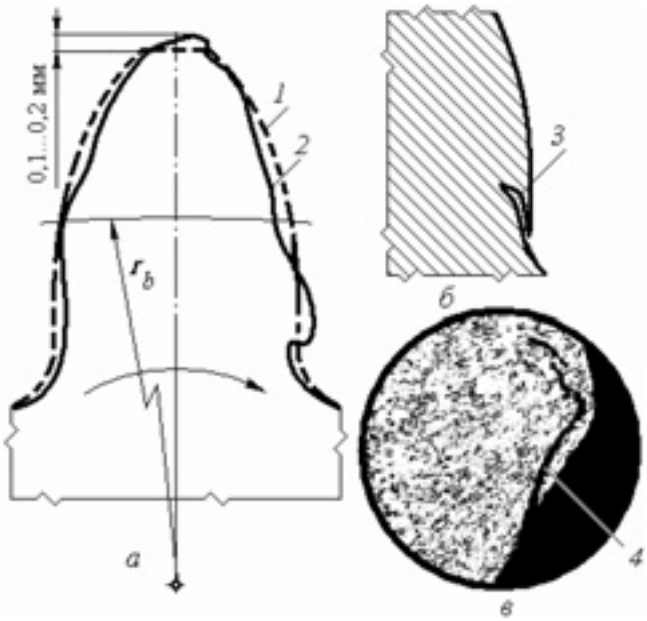


Рис. 1. Схема течения металла по боковым сторонам зуба заготовки (а); образования заката (б) и эксплуатационная трещина во впадине зуба, обусловленная течением металла вследствие пластического деформирования при калибровании (в):

1 — форма калиброванного зуба; *2* — форма фрезерованного зуба; *3* — направление течения металла; *4* — трещина

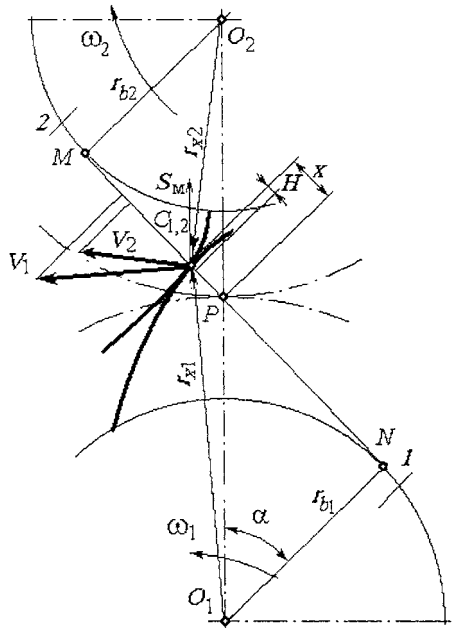


Рис. 2. Взаимодействие эвольвентных профилей зубьев накатника и калибруемой шестерни в точке их контакта на ведомом профиле:

1 — накатник; *2* — калибруемое колесо; *MN* — общая нормаль; *P* — полюс зацепления

по величине. Следовательно, в каждой точке контакта имеет место проскальзывание профилей зубьев накатника и калибруемого колеса.

Чтобы определить значение коэффициента этого проскальзывания, очевидно, необходимо знать величины тангенциальных составляющих скорости перемещения точки контакта профилей, что, в общем-то, особого труда не представляет — по формулам № 2.

С другой стороны, столь же очевидно, что эти коэффициенты для накатника и калибруемого колеса по высоте зуба не могут быть одинаковыми. И это так. Коэффициент $\lambda_н$ проскальзывания на ведомом профиле у ножки и головки заготовки рассчитывается соответственно по формулам № 3 и 4, а с учетом скорости радиальной подачи и технологического припуска коэффициенты проскальзывания на профилях зуба калибруемой шестерни равны (рис. 3, *а*). Их значения для ножки и головки зуба рассчитывают соответственно по формулам № 5 и 6. На ведущем же профиле это будут формулы № 7 и 8.

Анализ полученных зависимостей показал, что за счет проскальзывания рабочих профилей зубьев накатника и калибруемого колеса металл заготовки на ведомой стороне перемещается от головки и ножки зуба, к полюсу зацепления, а на ведущей стороне — от полюса зацепления к головке и ножке зуба (рис. 3, *б*). Наличие радиального движения подачи способствует увеличению абсолютного значения коэффициента проскальзывания, а следовательно, и поверхностного тангенциального перемещения металла, что может привести к появлению не только наплывов (рис. 4, *в*, *г*), но и шелушения (рис. 4, *д*, *е*) обработанной поверхности в районе полюса зацепления на неприводной стороне зуба калибруемого колеса и в районе ножки зуба — на приводной стороне.

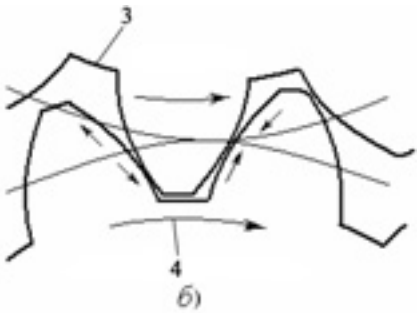


Рис. 3. Характер изменения величины коэффициента проскальзывания (а) и поверхностного тангенциального перемещения металла (б):

1 — $H = 0$; *2* — $H > 0$; *3* — накатник; *4* — калибруемое колесо; сплошной линией показано изменение коэффициента проскальзывания на ведущей стороне зуба калибруемого колеса, пунктирной — на ведомой стороне

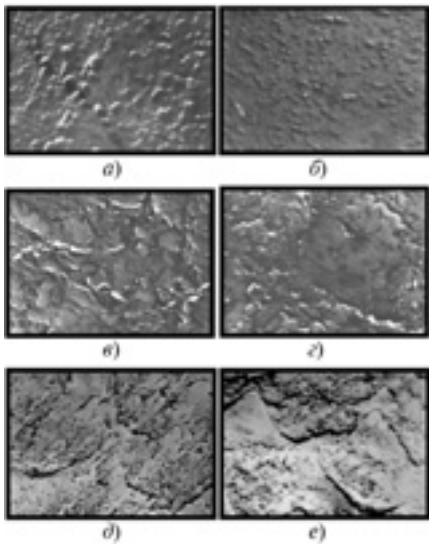


Рис. 4. Микрофотография исходной (а), с натягом 0,2 мм (б), 0,35 мм (в), 0,45 мм (г), 0,5 мм (д) и 0,55 мм (е) калиброванной поверхности в районе полюса зацепления на неприводной стороне зуба калибруемого колеса

№ формулы	Формула	Примечания
1	$v_1 = \omega_1 r_1$; $v_2 = \omega_2 r_2$	ω_1, ω_2 — угловые скорости вращения накатника и калибруемого колеса; r_1, r_2 — радиусы накатника и колеса
2	$v_{\tau_1} = \omega_1 r_1(\sin\alpha_1 + x)$; $v_{\tau_2} = \omega_2 r_2(\sin\alpha_2 - x)$	x — тангенциальная координата точки касания зубьев накатника и колеса
3	$\lambda_{нвм} = \frac{v_{\tau_1} - v_{\tau_2}}{v_{\tau_2}} = \frac{\Delta v}{v_{\tau_2}} = \frac{x(z_1 + z_2)}{z_2(r_2\sin\alpha_2 + x)}$	z_1, z_2 — соответственно число зубьев накатника и колеса
4	$\lambda_{гвм} = \frac{x(z_1 + z_2)}{z_2(r_2\sin\alpha_2 - x)}$	—
5	$\lambda_{нвм} = \frac{2(x+H)(i+1) + \frac{S_м\cos\alpha_1}{\pi n_1 i}}{m z_2\sin\alpha_2 - 2(x+H)}$	H — натяг; $i = z_1/z_2$; $S_м$ — минутная скорость радиальной подачи; m — модуль зубьев; n — частота вращения накатника
6	$\lambda_{гвм} = \frac{2(x-H)(i+1) - \frac{S_м\cos\alpha_1}{\pi n_1 i}}{m z_2\sin\alpha_2 - 2(x+H)}$	—
7	$\lambda_{н\,вед} = \frac{2(x+H)(i+1) + \frac{S_м\cos\alpha_1}{\pi n_1 i}}{m z_2\sin\alpha_2 + 2(x+H)}$	—
8	$\lambda_{в\,вед} = \frac{2(x-H)(i+1) - \frac{S_м\cos\alpha_1}{\pi n_1 i}}{m z_2\sin\alpha_2 - 2(x-H)}$	—

Предотвратить появление наплывов, шелушения и трещин на боковой поверхности зуба калибруемого колеса можно за счет следующих мероприятий: величина припуска под калибрование должна быть не более 0,3 мм; учитывая нестабильность погрешности профиля при черновом зубофрезеровании червячными фрезами, необходима дополнительная стабилизация припуска под чистовое калибрование; черновое нарезание венца желательно проводить методами, обеспечивающими стабильный припуск под чистовое калибрование (например, круговым протягиванием).

УДК 631.360

Расчет цилиндрических коаксиальных пружин кручения

Д-р техн. наук А.П. МАРТЬЯНОВ, А.А. МАРТЬЯНОВ

Казанский ГАУ (843. 236-7-20)

Рассматриваются вопросы прочности и колебаний системы, состоящей из двух пружин.

Ключевые слова: *момент инерции, несущая способность, прочность, изгибная жесткость, колебания.*

Martyanov A.P., Martyanov A.A.

COMPUTATION OF CYLINDRICAL COAXIAL TORSION SPRINGS

In consideration of this work questions of strength and vibrations of system, which is consist of two composite springs.

Keywords: *moment of inertia, loading capacity, stability, strength, flexural rigidity.*

Конструкции, состоящие из двух вставленных друг в друга пружин, к верхнему концевому сечению которых через диск с моментом J_{m1} инерции приложен крутящий момент, а нижнее либо тоже имеет диск с моментом J_{m2} инерции, либо жестко закреплен, встречаются в клапанных механизмах, коленчатых валах поршневых ДВС, компрессоров и т. д. [1]. Силовые факторы, которые действуют в таких конструкциях, — крутящие моменты $T_в$ и $T_н$. Их значения дают соответственно формулы № 1 и 2 (см. таблицу).

Рассечем эти пружины горизонтальной плоскостью $Y—Y$ (рис. 1). Она, очевидно, отсечет на винтовых линиях пружин две кольцевые площади F, одна из которых показана на рис. 2.

Эта площадь ограничена диаметром $D_п$ проволоки ($D_п = r_н - r_в$) и дугами наружной и внутренней окружностей радиусами $r_н$ и $r_в$. Оси X и $У$ на рисунке являются центральными осями винтовой линии проволоки.

Отсеченные площади, что совершенно очевидно, можно вычислить по формуле № 3.

Теперь воспользуемся теорией геометрических характеристик [2] и с ее помощью найдем момент J_{X_c} инерции сектора среднего радиуса r относительно оси X. Он, что тоже очевидно, будет представлять собой сумму моментов инерции треугольника $ОКД$ и заштрихованного сегмента КПД. В полярной системе координат при хорде $КД$ длиной l переменная хорда $l_y = 2r\sin\alpha/2$, $Y = r\cos\alpha/2$, $dY = 0{,}5r\sin\alpha/2$. Тогда момент J_{X_c} инерции дает формула № 4.

Осевые моменты инерции отсеченной части кольцевой площади (соответственно J_X и J_Y) относительно осей X и Y будут равны разности осевых моментов инерции секторов с наружным $r_н$ и внутренним $r_в$ радиусами пружины (формула № 5 и 6 соответственно). При этом момент J_Y будет равен главному центральному моменту J_{X_c} инерции относительно главной центральной оси $У_c$, так как она совпадает с осью $У$.

Для дальнейшего решения поставленной задачи необходимо найти координату $У_c$ центра тяжести отсеченной площади. И эту операцию лучше всего выполнить через статические моменты инерции.

Для чего сначала вычислим статический момент S_{X_c} инерции сектора радиусом r относительно оси X. Он будет равен сумме статических моментов сегмента КПД и треугольника ОКД относительно данной оси (формула № 7). Статический же момент S_X инерции отсеченной площади F пружины относительно этой же оси равен разности статических моментов инерции наружного и внутреннего секторов (формула № 8). Тогда координата $У_c$ определится отношением статического момента S_X к отсеченной площади F (формула № 9).

Найденная таким образом координата позволяет определить положение главной центральной оси X_c и момент инерции отсеченной части относительно этой оси путем параллельного преобразования осей [2]. В результате получается, что момент J_{X_c} отсеченной части равен разности осевого момента J_X инерции данного сечения и произведения площади F на квадрат расстояния $У_c$ между осями (формула № 10).

Полярный момент J_p инерции — сумма главных экстремальных значений моментов инерции (формула № 11).

Для определения момента W_p сопротивления при кручении необходимо полярный момент инерции J_p разделить на наибольшее расстояние ρ_{max} от центра O_c до наиболее удаленных волокон. Это расстояние с достаточной для практики точностью можно подсчитать по формуле № 12.

Полученные по рис. 2 геометрические характеристики остаются в силе для наружного и внутреннего секторов (рис. 3).

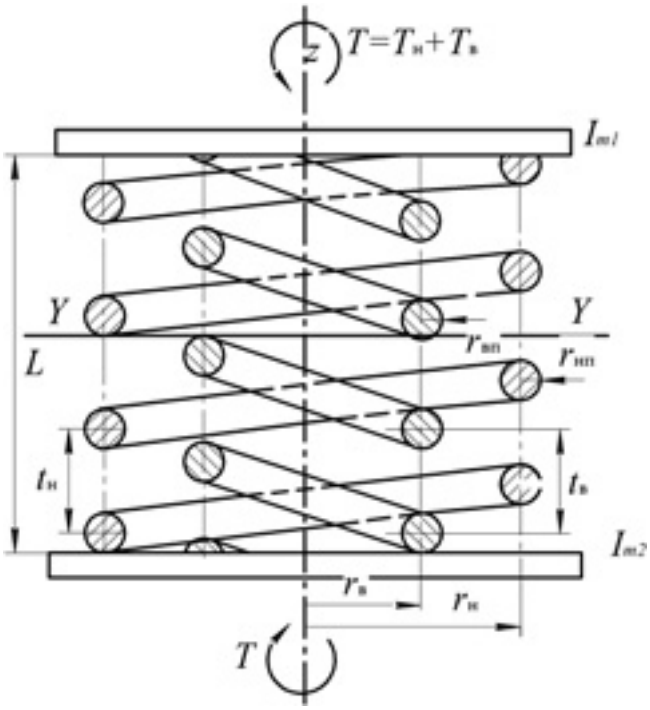


Рис. 1. Расчетная схема коаксиальной пружины кручения

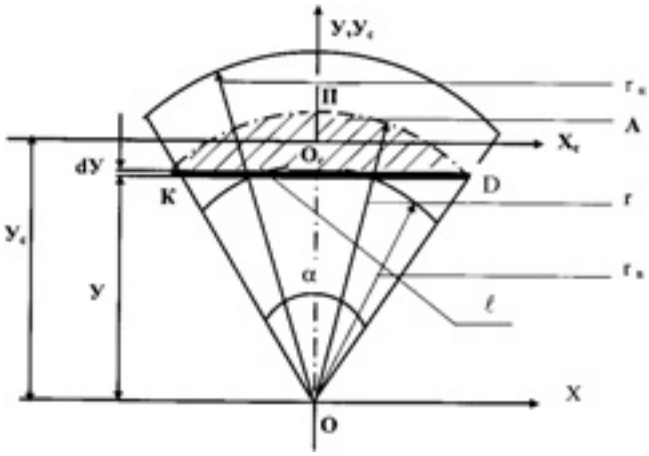


Рис. 2. Отсеченная горизонтальной плоскостью кольцевая площадь коаксиальной пружины

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_в = TE_вA_вS_н r_в^2 / (r_в^2 E_вA_вS_н + r_н^2 E_нA_нS_в)$	T — текущее значение крутящего момента; $E_в$, $E_н$ — модули упругости первого рода материала внутренней и наружной пружин; $A_в$, $A_н$ — площади поперечного сечения их витков; $S_в$ и $S_н$ — длина винтовых линий проволок; $r_в$, $r_н$ — внутренний и наружный радиусы пружины
2	$T_н = TE_нA_нS_в r_н^2 / (r_в^2 E_вA_вS_н + r_н^2 E_нA_нS_в)$	—
3	$F = \frac{\alpha(r_н^2 - r_в^2)}{2} = \arcsin(2D/t)(r_н^2 - r_в^2)$	α — угол, который может меняться от нуля до π
4	$J_{X_c} = \frac{r_н^4 \sin\frac{\alpha}{2}\left(\cos\frac{\alpha}{2}\right)^3}{2} + \frac{r^4 \int_0^\alpha \sin\alpha\, d\alpha}{4} = \frac{r^4\left[\alpha - 0{,}5\sin 2\alpha + 2\sin\alpha\cos^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right]}{8}$	—
5	$J_X = \frac{(r_н^4 - r_в^4)\left[\alpha - 0{,}5\sin 2\alpha + 2\sin\alpha\cos^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right]}{8}$	—
6	$J_Y = \frac{(r_н^4 - r_в^4)\left[\alpha - 0{,}5\sin 2\alpha - 2\sin\alpha\cos^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right]}{8}$	—
7	$S_{X_c} = \int_A y dA = r^3 \int_0^\alpha \left(\sin\frac{\alpha}{2}\right)^2 \cos\frac{\alpha}{2}\, d\alpha + \frac{2r^3 \sin\alpha\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2}{3} = \frac{2r^3 \sin\frac{\alpha}{2}}{3}$	—
8	$S_X = \frac{2(r_н^3 - r_в^3)\sin\frac{\alpha}{2}}{3}$	—
9	$Y_c = \frac{S_к}{F} = \frac{4(r_н^3 - r_в^3)\sin\frac{\alpha}{2}}{3\alpha(r_н^2 - r_в^2)}$	—
10	$J_{X_c} = J_X - 0{,}5\alpha(r_н^2 - r_в^2) =$ $= \frac{(r_н^2 - r_в^2)\left[\alpha - 0{,}5\sin 2\alpha + 2\sin\alpha\left(\cos\frac{\alpha}{2}\right)^2\right]}{8} - \frac{8\left[(r_н^3 - r_в^3)\sin\frac{\alpha}{2}\right]^2}{9\alpha(r_н^2 - r_в^2)}$	—
11	$J_p = J_{X_c} + J_{Y_c}$	J_{Y_c} — главный центральный момент инерции относительно главной центральной оси Y_c
12	$\rho_{max} \approx r_н \sin\frac{\alpha}{2}$	—
13	$\tau_{max_н} = \frac{T_н}{W_{p_н}} \leqslant [\tau_н]$; $\tau_{max_в} = \frac{T_в}{W_{p_в}} \leqslant [\tau_в]$; $\theta_{max_н} = \frac{T_н S_н}{G_н J_{p_н}} \leqslant [\theta_н]$; $\theta_{max_в} = \frac{T_в S_в}{G_в J_{p_в}} \leqslant [\theta_в]$	G_i — модуль упругости второго ряда
14	$\tau_{max_н} = \frac{TE_н F_н S_в r_н^2}{W_{p_н}(r_н^2 E_в F_в S_н + r_н^2 E_н F_н S_в)} \leqslant [\tau_н]$; $\tau_{max_в} = \frac{TE_в F_в S_н r_в^2}{W_{p_в}(r_в^2 E_в F_в S_н + r_н^2 E_н F_н S_в)} \leqslant [\tau_в]$; $\theta_{max_н} = \frac{TE_н F_н S_в r_н^2}{C_н J_{p_н}(r_н^2 E_в F_в S_н + r_н^2 E_н F_н S_в)} \leqslant [\theta_н]$; $\theta_{max_в} = \frac{TE_в F_в S_н S_d r_н^2}{C_н J_{p_н}(r_в^2 E_в F_в S_н + r_н^2 E_н F_н S_в)} \leqslant [\theta_в]$	—

№ формулы	Формула	Примечания
15	$\frac{J_{m_1} d^2\theta}{dt^2} + C\theta = 0$	t — время
16	$\theta = A\cos\omega_1 t$	—
17	$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_н + C_в}{J_{m_1}}}$	$C_н$, $C_в$ — коэффициенты жесткости пружин при кручении
18	$\omega_2 = \sqrt{\frac{(J_{m_1} + J_{m_2})(C_н + C_в)}{J_{m_1} J_{m_2}}}$	—
19	$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1}$; $T_2 = \frac{2\pi}{\omega_2}$	—
20	$N_н = \frac{T_н}{r_н}$; $N_в = \frac{T_в}{r_в}$	—
21	$\sigma = \frac{N}{F}$	—
22	$\frac{\Delta S}{r} = \frac{NS}{FEr} = \frac{2\pi rT}{FEr} = \frac{T}{C_N}$	$C_N = \frac{FEr}{2\pi n}$ — жесткость пружины при кручении под действием нормальной силы N
23	$\theta C_\tau + \theta C_N = \theta C^*$	$C_\tau = \frac{GJ_p}{S}$ — жесткость пружины при сдвиге (кручении) при найденных полярных моментах инерции; $C^* = C_\tau + C_N$ — суммарная жесткость пружины
24	$\sigma_{max_н} = \sqrt{\sigma_н^2 + 4\tau_н^2} \leqslant [\sigma_н]$; $\sigma_{max_в} = \sqrt{\sigma_н^2 + 4\tau_d^2} \leqslant [\sigma_в]$; $\theta_{max_н} = \frac{T_н}{C_н^*} \leqslant [\theta_н]$; $\theta_{max_в} = \frac{T_в}{C_н^*} \leqslant [\theta_в]$	—

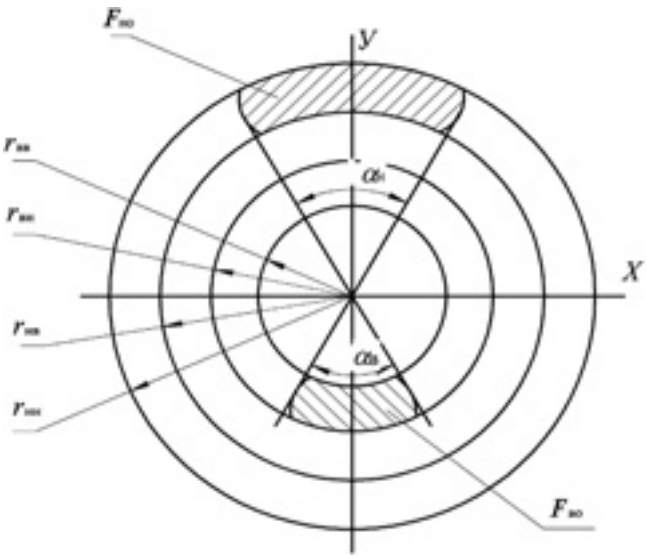


Рис. 3. Отсеченные горизонтальной площадью две кольцевые площади сечений

После определения геометрических характеристик можно записать (формулы № 13) классические условия прочности (по касательным напряжениям τ) и жесткости (по углу θ закручивания). Или, с учетом формул № 1 и 2, в виде формул № 14.

Теперь рассмотрим колебания системы. Для чего введем следующие обозначения:

$$[(r_в^2 E_в A_в S_н + r_н^2 E_н A_н S_в) G_в J_{вр}]/E_в A_в S_н r_н^2 S_в =$$

$$= C_в \text{ и } [(r_н^2 E_в A_в S_н + r_н^2 E_н A_н S_в) G_н J_{нр}]/E_н A_н S_в r_н^2 S_н = C_н.$$

При этом $C_в$ и $C_н$ есть не что иное, как коэффициенты жесткости внутренней и наружной пружин при кручении.

Учитывая, далее, что угол θ закручивания составной пружины равен углам закручивания отдельных ее пружин, найдем суммарный коэффициент жесткости C системы. И это очень просто: так как $T_в = C_в\theta$, $T_н = C_н\theta$ и $T = C\theta$, то $C = C_в + C_н$.

Уравнение собственных колебаний для рассматриваемой системы запишется в виде известной [1] формулы № 15.

При отклонении же системы в начальный момент на величину A в ней возникнут колебания с угловым смещением θ от начального положения, соответствующие формуле № 16, а круговая частота ω_1 колебаний опишется формулой № 17. Но

если на противоположном концевом сечении есть второй диск с моментом инерции массы J_{m2} и в случае шарнирных опор на концевых сечениях, то круговую частоту ω_2 колебаний дает формула № 18.

Периоды колебаний для первого и второго случая рассчитываются по формулам № 19.

Определение коэффициента нарастания колебаний при заданной частоте вынужденных колебаний сложности не представляет.

Из условий прочности (формула № 14) видно, что в них не учтены нормальные напряжения, которые возникают от нормальных сил N. А их, очевидно, необходимо учесть. Для этого из суммы моментов относительно вертикальной оси Z сначала определяются силы N (формулы № 20). Под их действием каждое сечение проволок пружин будет испытывать сжимающие или растягивающие напряжения σ, равные частному от их деления на площадь F поперечного сечения проволок (формула № 21). Кроме того, под действием сил N центральные оси проволок изменяют свою длину. Углы же θ_N закручивания будут равны отношениям абсолютных удлинений или укорочений ΔS (как дуг окружностей) к радиусам r винтовых линий (формула № 22).

Из условия совместной работы на кручение при одинаковых углах θ закручивания каждой из пружин имеем формулу № 23.

После определения нормальных напряжений от нормальной силы N и суммарного коэффициента C^* жесткости каждой из пружин можно записать с поправкой условия прочности по любой из теорий прочности и жесткости пружин (формула № 24).

Эти формулы — для круглого поперечного сечения проволоки. Но они справедливы и для проволоки прямоугольного поперечного сечения. В них только диаметр D проволоки пружины заменить высотой прямоугольной проволоки.

И последнее. Строго говоря, ширина отсеченной площадки по длине винтовой линии круглой проволоки не будет постоянной: концевые сечения полоски будут иметь эллипсоидальный вид. Однако для практических расчетов эту площадь можно принимать равной кольцевой площади с постоянным диаметром проволоки. Помимо того, при больших деформациях пружины площадь F увеличивается при сжатии и уменьшается при растяжении. Тогда ее длину можно учесть разностью в шагах пружины до и после деформаций.

Из всего сказанного выше можно сделать два вывода. Первый: при деформации кручения в проволоке пружины возникают нормальные и касательные напряжения на разных площадках, что является сложным напряженным состоянием; второй: жесткость при кручении всегда представляет собой сумму жесткостей при сдвиге и от сжимающей или растягивающей силы.

Литература

1. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин (справочник) / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. М.: Машиностроение. 1993. — 640 с.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. Издательство МВТУ им. Н.Э. Баумана. 2003. — 513 с.

УДК 621.396.6

Особенности прогнозирования надежности многоосных специальных колесных шасси в условиях эксплуатации

Канд. техн. наук С.А. ВИНОГРАДОВ, И.А. КОРНИЛОВ

Серпуховский ВИ РВ (8.4967. 78-95-12)

Рассматривается метод прогнозирования показателей надежности многоосных специальных колесных шасси на этапе эксплуатации, построенный на основе идей экстремального (гарантированного) или минимаксного оценивания.

Ключевые слова: *многоосные специальные колесные шасси, надежность, прогнозирование показателей надежности, алгоритм адаптивного гарантированного прогноза параметра потока отказов.*

Vinogradov S.A., Kornilov I.A.

FEATURES OF FORECASTING OF INDICATORS OF RELIABILITY SPECIAL WHEEL CHASSIS AT AN OPERATION PHASE

In article the method of forecasting of indicators of reliability special wheel chassis at an operation phase, constructed on the basis of ideas of the extreme (guaranteed) or minimax estimation is considered.

Keywords: *special wheel chassis, reliability, forecasting of indicators of reliability, algorithm of the adaptive guaranteed forecast of parameter of a stream of refusals.*

Многоосные специальные колесные шасси (МСКШ) предназначены для транспортирования длинномерных неделимых грузов и специальных систем вооружения как по дорогам общего пользования, так и по разведанной местности. Они — сложные дорогостоящие изделия, в связи с чем прогнозирование процесса изменения показателей их надежности является одной из актуальнейших и труднейших научно-методических задач. И не только. Дело усложняется и еще рядом обстоятельств.

Во-первых, МСКШ, как правило, состоит из уникальных и малосерийных конструкционных элементов; во-вторых, для его структурной схемы всегда характерна функциональная избыточность, поэтому отказы отдельных элементов, отвечающих за выполнение тех или иных функций, могут не приводить к выходу из строя шасси в целом, но снижают эффективность выполнения основных функций, а следовательно, само понятие "отказ" становится "расплывчатым"; в-третьих, сроки эксплуатации МСКШ исчисляются десятками лет и более, что выдвигает на первый план проблему обеспечения не только их высокой безотказности, но и долговечности; в-четвертых, МСКШ эксплуатируются в самых разнообразных, порой трудно предсказуемых, дорожно-климатических условиях; в-пятых, МСКШ должны быть способными к движению в одиночку и в составе колонн, в том числе в потоке других транспортных машин, причем на различных режимах и пониженных передачах; наконец, в-шестых, объем статистической информации об отказах одного образца МСКШ на этапе эксплуатации чаще всего очень невелик, т. е. он не позволяет оценить показатели надежности с высоким уровнем точности и достоверности.

Учитывая все это, есть основания сказать, что прогнозирование показателей надежности МСКШ — задача не просто сложная, а решаемая в условиях ограниченной и разнородной информации.

Тем не менее методов решения такого рода задач в настоящее время существует достаточно много. Это статистические, детерминированные, физико-статистические и экспертные методы. Более того, часть из них предназначена для индивидуального прогнозирования надежности не только отдельных типов объектов, но и вполне определенного конкретного изделия.

Такое индивидуальное прогнозирование основано на построении процесса изменения определяющих параметров изделия, т. е. тех параметров, по изменению которых можно сделать вывод о техническом состоянии объекта в целом. В частных случаях такими параметрами могут быть либо параметры основные (непосредственные), либо дополнительные (косвенные). При этом к основным параметрам относятся те, выход

которых за предела технического допуска рассматривается как отказ.

Применительно к автомобильной технике в качестве основных параметров можно использовать некоторые параметры технического состояния агрегатов, систем и механизмов: зазоры в сопряжениях "гильза—поршень", "подшипник—шейка вала", износ сопряжений "гнездо—клапан", "игла—корпус распылителя форсунки", фрикционных накладок, а также шестерен, суммарный угловой люфт рулевого управления, зазор между коромыслом и стержнем клапана в газораспределительном механизме и т. д.

После того как основные (определяющие) параметры (один или несколько) выбраны, ведется наблюдение за их изменением, проводится статистическая оценка этих изменений и с помощью той или иной модели прогнозирования делается вывод о предполагаемой надежности изделия для некоторого будущего интервала времени.

Однако опыт показывает, что знание процесса изменения выбранных основных параметров при оценке надежности конкретного изделия (в частности, единичного шасси) процесс изменения его основных показателей непосредственно не характеризует. Причина — низкая интенсивность эксплуатации МСКШ, небольшая наработка за большой период времени и нестационарный характер их изменения.

Вторая часть перечисленных методов предназначена для прогнозирования надежности всей совокупности агрегатов, находящихся в эксплуатации с различным временем их пребывания в ней, может применяться там, где индивидуальное прогнозирование нецелесообразно или определение показателей надежности затруднено из-за отсутствия необходимого объема статистической информации.

Есть еще и третья часть методов. Это методы, предназначенные для парка МСКШ, рассматриваемых как однотипные объекты с высоким процентом унификации. Здесь в качестве интегрального показателя надежности можно использовать параметр потока $\omega(t)$ отказов. Причем определение статистической оценки этого показателя, как правило, не составляет трудностей, а зная его, легко найти другие количественные характеристики надежности [1].

Метод прогнозирования показателей надежности на этапе эксплуатации всей совокупности агрегатов, находящихся в эксплуатации, пригодный для использования в условиях ограниченности исходных данных, может быть построен на основе идей экстремального (гарантированного) или минимаксного оценивания [2]. То есть принципа минимакса, при реализации которого расчет ведется на наихудший случай.

Такой вариант расчета позволяет, по сравнению с принятым в классической статистике вариантом минимизации среднего риска, решить задачу без привлечения каких-либо гипотез и допущений о стохастических свойствах прогнозируемого процесса; полностью использовать заданную исходную информацию; обеспечить гарантированную достоверность и точность результатов прогноза. Поэтому остановимся на нем подробнее.

Суть минимаксной оценки состоит в определении гарантированных относительно имеющихся исходных данных пределов изменения оцениваемой величины. Соответственно и предлагаемый метод прогнозирования технического состояния направлен на построение гарантированных границ изменения параметра, представляющего собой функцию времени, т. е. на получение интервальной оценки потока $\omega(t)$ отказов. При этом следует отметить, что интервальный прогноз $\omega(t)$ может быть выполнен и на основе известных статистических процедур типа максимального правдоподобия, наименьших квадратов и т. п. Однако его достоверность невозможно оценить (гарантировать) без привлечения дополнительных данных (гипотез) о стохастических свойствах $\omega(t)$ и ошибок $\varepsilon(t)$. В этом, собственно, и состоит принципиальная особенность и отличие минимаксного подхода к решению задач прогнозирования.

Алгоритм адаптивного гарантированного прогноза параметра потока $\omega(t)$ отказов, содержащий специальный индикатор для устранения влияния ошибок модели на результаты предсказания, может быть построен аналогично алгоритму индивидуального прогнозирования, изложенного в работе [2]. В его основу положены следующие экстремальные полиномы Карлина.

1) На интервале $T_p \subset T$ выполняется $(p + 1)$ мониторинг величины $\omega(t)$, причем $p \geq m$, $(m + 1)$ — размер детерминированного базиса модели $\omega(t)$.

2) Данные замеров, с нулевого по m-й, используются для построения нижних и верхних значений функции $\omega_н(t)$ и $\omega_в(t)$, поиск которых осуществляется решением задачи обычного линейного программирования:

$$\left.\begin{aligned} \sum_{j=0}^{m} a_j j_j(t^*) &= \max \\ \sum_{j=0}^{m} a_j j_j(t^*) &= \min \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где t^* — любая фиксированная точка из T/T_p.

3) На момент t_{m+1} времени вычисляется значение критерия:

$$\Theta = \frac{\sum\limits_{k=m+1}^{p} a_k}{\sum\limits_{k=m+1}^{p} a'_k}, \qquad (2)$$

где

$$a_k = \omega_в(t_k) - z(t_k) - \Delta_2(t_k), \quad a'_k = z(t_k) - \Delta_1(t_k) - \omega_н(t_k) \qquad (3)$$

и проверяется выполнение условия

$$|1 - \Theta| \leq \gamma, \qquad (4)$$

в котором γ — заданное число.

4. При соблюдении этого условия данные $(m + 1)$-го мониторинга используются для уточнения прогноза $\omega(t)$, в противном случае $\omega_н(t)$ и $\omega_в(t)$ строятся только по результатам последних $(m + 1)$ оценок $\omega(t)$.

5. Процедура повторяется, начиная с п. 3, с увеличением m на единицу.

Рассмотрим пример.

Надежность МСКШ оценивается величиной параметра потока $\omega(t)$ отказов. Пусть на интервалах эксплуатации, соответствующих годовому пробегу l шасси, $l_р \subset L$ проводится мониторинг показателя надежности. Изменение $\omega(l)$ по величине пробега можно аппроксимировать зависимостью $\omega = \omega_0 + \omega_1 l$, в которой ω_0 и ω_1 — параметры модели.

Допустим, далее, что статистические оценки $\omega(l)$ были рассчитаны при наработке l_1 = 450 км и l_{12} = 900 км. Им со-

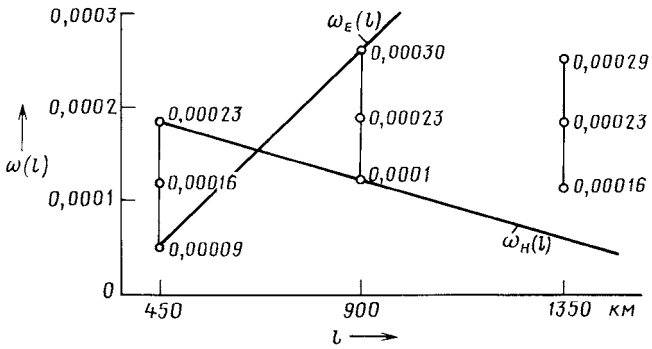


Рис. 1. Результаты прогноза на пробег 1350 км

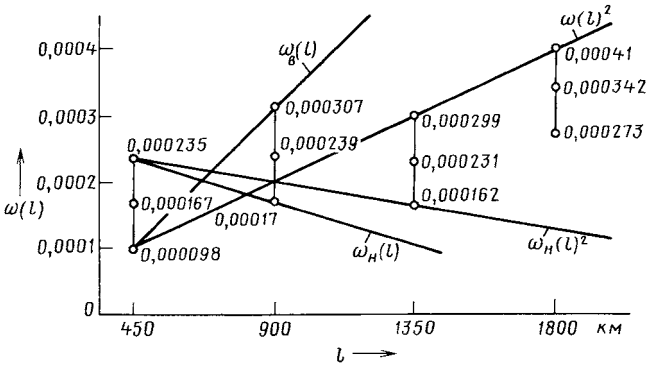


Рис. 2. Результаты прогноза на пробег 1800 км

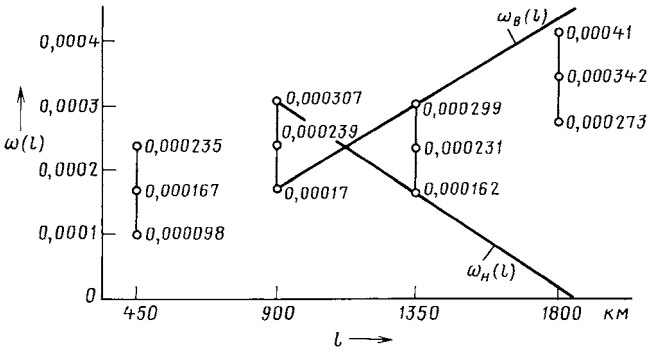


Рис. 3. Результаты прогноза на пробег 1800 км после проверки условия $i - \Theta \le \gamma$

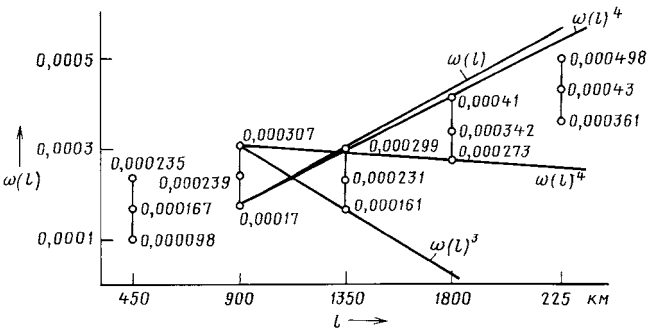


Рис. 4. Результаты прогноза на пробег 2250 км

ответствуют $\omega(l_1) = 0{,}000167 \pm \varepsilon$ км$^{-1}$ и $\omega(l_2) = 0{,}000239 \pm \varepsilon$, где ε — ошибка измерения, которая не превышает 0,000068. Требуется определить техническое состояние МСКШ при пробегах l_3 = 1350 км, l_4 = 1800 и l_5 = 2250 км. Для чего построим в соответствии с изложенным выше алгоритмом экстремальные полиномы $\omega_н(l)$ и $\omega_в(l)$, т. е. решим задачу линейного программирования: $\omega_н(l) = 0{,}000111 + 4{,}6444 \cdot 10^{-7} l$; $\omega_в(l) = 0{,}0003 - 1{,}4444 \cdot 10^{-7} l$. В итоге находим, что при l_3 = 1350 км величина $\omega(l)$ будет лежать (рис. 1) в пределах 0,000105—0,000516. Результат расчета $\omega(l)$ при l_3 = 1350 км: $\omega(l_3) = 0{,}000231 \pm \varepsilon$.

Опираясь на эти данные, попробуем дать прогноз $\omega(l)$ для l_4 = 1800 км.

Экстремальные полиномы, построенные с учетом результатов измерений $\omega(l)$ при l_1 = 450 км, l_2 = 900 и l_3 = 1350 км, имеют следующий вид (рис. 2):

$$\omega_н(l) = 0{,}000271 - 8{,}1111 \cdot 10^{-8} l;$$

$$\omega_в(l) = -2{,}5 \cdot 10^{-6} - 2{,}2333 \cdot 10^{-7} l.$$

Вычисление значения критерия Θ и проверка условия $i - \Theta \le \gamma$ требуют "забыть" данные первого контроля и при дальнейших расчетах использовать данные двух последних оценок (рис. 3). Соответственно, экстремальные полиномы приобретают вид: $\omega_н(l) = 0{,}000597 - 3{,}22222 \cdot 10^{-7} l$, $\omega_в(l) = -2{,}5 \cdot 10^{-6} + 2{,}2333 \cdot 10^{-7} l$.

Отсюда следует, что при l_4 = 1800 км величина $\omega(l)$ будет лежать в пределах 0,000017—0,000428. (При измерении $\omega(l)$ в момент l_4 = 1800 км было получено $\omega(l_4) = 0{,}000342 \pm \varepsilon$, т. е. результат соответствует предсказанному.)

Теперь дадим прогноз $\omega(l)$ для l_5 = 2250 км, построив экстремальные полиномы с учетом результатов контроля $\omega(l)$ при l_2 = 900 км, l_3 = 1350 и l_4 = 1800 км. Они имеют вид: $\omega_н(l) = 0{,}000341 - 3{,}77778 \cdot 10^{-8}$, $\omega_в(l) = -0{,}00007 + 2{,}66667 \cdot 10^{-7} l$, а величина ω (l) будет лежать в пределах 0,000530—0,000256 (рис. 4).

При контроле $\omega(l)$ для прбега l_5 = 1800 км было получено $\omega(l_5) = 0{,}00043 \pm \varepsilon$, т. е. результат соответствует предсказанному.

Вычисление значения критерия Θ и проверка условия (4) позволяют использовать данные последнего измерения в дальнейших расчетах для уточнения прогноза $\omega(l)$.

Апостериорно по конкретной выборке результатов контроля может быть определена максимально возможная ошибка в полученной оценке для параметра $\omega(l)$ в момент прогноза l^*. Ее дает формула

$$\delta(l^*) = \max|\Delta\omega(l^*)| = 0{,}5|(\omega_в(l^*) - \omega_н(l^*))|. \quad (6)$$

Вследствие однозначности значений $\omega_н(l^*)$ и $\omega_в(l^*)$ рассматриваемый метод дает однозначную оценку для параметра $\omega(l^*)$.

Литература

1. ГОСТ 27.002—89. "Надежность в технике. Термины и определения".
2. Гермейер Ю.Б. Введение в теорию и исследование операций. М.: "Наука", 1971.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном

Подразделение "Фольксваген Легковые Автомобили" ООО "Фольксваген Груп Рус" и "Кастрол Россия" (ООО "Сетра Лубрикантс") объявили о подписании договора о стратегическом сотрудничестве на российском рынке. Соглашение стало еще одним шагом к развитию отношений между марками и нацелено на повышение качества обслуживания клиентов авторизованных сервисов "Фольксваген".

Международное соглашение о партнерстве "Кастрол" и "Фольксваген" на глобальном уровне было заключено еще в 2004 г. В рамках договора инженерами двух компаний недавно было разработано моторное масло "Кастрол EDGE Профешнл" LL III 5W-30, эксклюзивно предназначенное для двигателей "Фольксваген". Новое масло станет доступно с июня 2011 г. Уникальность данного продукта заключается в том, что он допускается к использованию практически во всех двигателях "Фольксваген" последнего поколения, что позволяет оптимизировать складские запасы моторных масел и процессы по обслуживанию автомобилей в сервисе.

●

Компания "Нисан" приступила к испытаниям электромобиля, созданного на базе компактной коммерческой модели NV 200. На первом этапе японская почтовая компания будет использовать один электромобиль около двух месяцев для сбора и доставки почты в городе Йокогама (префектура Канагава), что позволит оценить возможности его эксплуатации в обычных условиях. Позже аналогичные испытания пройдут при участии других компаний в Японии и Европе. Данные, полученные в результате обратной связи с клиентами в ходе этих испытаний, будут обязательно использованы при разработке новой продукции.

Компактный коммерческий автомобиль нового поколения идеально подходит для самых различных нужд: бизнеса, повседневного использования в качестве обычного транспортного средства или проведения досуга. С 2009 финансового года его можно приобрести в Японии и Европе, а с 2010 финансового года — в Китае и Сингапуре. В дальнейшем запланирован выход на рынок США и Индии. Так, недавно NV200 был выбран в качестве нового поколения такси для Нью-Йорка. Автомобиль уже продается почти в 40 странах, где заслужил положительные отзывы покупателей за просторный салон, экономичность, превосходные ездовые характеристики и привлекательный дизайн. В конце 2009 г. NV200 завоевал почетный титул "Лучший международный минивэн 2010 г." — такой выбор сделали журналисты из 20 европейских стран. В марте 2011 г. NV200 получил одну из самых престижных наград в области дизайна.

"Нисан" стремится стать лидером в области создания транспортных средств с нулевым уровнем токсичности выбросов в атмосферу. Помимо создания электромобилей, фирма также прилагает всесторонние усилия для расширения сферы их использования, чтобы предоставить обществу экологичное, "разумное" средство передвижения. Альянс "Рено-Ниссан" уже заключил более 90 соглашений о сотрудничестве, касающихся транспорта с нулевой токсичностью выбросов, с федеральными и местными органами власти и компаниями по всему миру (данные на июнь 2011 г.). "Нисан" также участвует в такой деятельности, как производство литий-ионных аккумуляторов, создание инфраструктуры для подзарядки электромобилей; разработка систем подзарядки во время движения; а также переработка и вторичное использование аккумуляторных батарей.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Рассказова А.Н. — Принципы производственной кооперации в автомобилестроении. Мировой опыт . . . 1

Шибаков В.Г., Швеёва Е.И. — Организация мотивационного процесса работников предприятий . . . 5

АСМ-факты . . . 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Гарипов М.Д., Сакулин Р.Ю., Домбровский О.П., Зиннатуллин Р.Ф. — Работа поршневого ДВС с искровым воспламенением на обводненном этаноле . . . 9

Яманин А.И., Новиков Д.С. — Развитие метода анализа вибрационного состояния транспортных дизелей . . . 11

Аджиманбетов С.Б. — Автомобильные комбинированные энергоустановки и их классификация . . . 13

Нгуен Куанг Тхиеу, Клюкин П.Н. — Структура системы управления тяговым электроприводом гибридных автомобилей . . . 17

Лепешкин А.В. — Активизация колес прицепного звена как способ повышения энергоэффективности автопоезда . . . 20

Подригало М.А., Назаров В.И. — Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля . . . 23

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шарупич П.В., Шарупич С.В., Шарупич В.П., Шарупич Т.С., Богач К.А. — Федеральный государственный образовательный стандарт высшего профессионального образования . . . 26

Данилов И.К., Данилов Ю.И., Слитников К.Л., Бондарев Д.А. — Устройство для безразборной оценки износа деталей ЦПГ дизелей . . . 27

Гусев С.А., Пигалов А.В. — Особенности расчета технико-экономической оценки грузового АТС, работающего на радиоактивно зараженной местности 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Буянов А.С., Черепахин А.А. — Особенности холодного чистового калибрования зубчатых колес автомобильных трансмиссий . . . 32

Мартьянов А.П., Мартьянов А.А. — Расчет цилиндрических коаксиальных пружин кручения . . . 34

Виноградов С.А., Корнилов И.А. — Особенности прогнозирования надежности многоосных специальных колесных шасси в условиях эксплуатации . . . 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном . . . 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев, С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, В. Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, Ан. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик

Корректор Т.В. Пчелкина

Сдано в набор 02.06.2011. Подписано в печать 18.07.2011.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,27. Зак. 535.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.ru
www.mashin.ru www.avtomash.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.