ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • июнь • 2010

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

Автомобильная промышленность. Глобализация и ее инструменты

Н.Ю. МАСЛОВА
МГТУ «МАМИ» (+7. 916. 544-78-04)

Статья посвящена вопросу использования в автомобильной промышленности информационных технологий и, в частности, Интернета, который обеспечивает развитие производственных отношений, формирующих информационно-коммуникационную производственную деятельность. Эта деятельность гарантирует эффективность управленческих решений на предприятиях автомобильной промышленности и повышает их конкурентоспособность.
Ключевые слова: *интернет-технологии, производственные отношения, информационно-коммуникационная производственная деятельность, международные автомобильные альянсы.*

Maslova N.Yu.
AUTOMOTIVE INDUSTRY AND IT'S INSTRUMENTARY

This article consider the question of using information technology in car industry, in particular, internet. This activity is guaranty effective decisions on factories of car industry and rise their competitive.
Keywords: *internet-technology, relations of production, informational communication activity, international car unions*

То, что любой производитель товара, в том числе и автомобилей, стремится к монополии в своем сегменте рынка, — давно доказанный и вполне понятный факт: она позволяет повысить прибыльность бизнеса. Однако в последние годы стать монополистом все труднее. Во-первых, из-за ужесточившегося антимонопольного законодательства; во-вторых, из-за непрерывно обостряющейся конкуренции между производителями продукции одинакового назначения; в-третьих, из-за растущих требований к товару со стороны потребителей. Поэтому монополизм становится групповым, т. е. его добиваются не отдельные фирмы, а их объединения. Правда, данную тенденцию теперь называют глобализацией. Но цель монополизма от перемены названия не меняется. Она по-прежнему состоит в получении максимальной прибыли в нынешних усложнившихся условиях, но новыми способами, соответствующими сложившимся условиям.

Так, никто из производителей автомобильной техники сейчас не станет нарушать антимонопольное законодательство, поскольку это слишком опасно. Теперь задача каждого из них — стать монополистом в области *интересов* потребителя. И критерий здесь выражается соотношением «качество товара/его цена»: чем оно больше, тем лучше для изготовителя. Но здесь есть одно «но»: чем выше потребительские качества изделия, а именно автомобиля, тем выше его себестоимость и, следовательно, цена. Как говорится, качество обходится дорого. Тем более что все более-менее доступные методы его повышения уже исчерпаны или близки к исчерпанию. Отсюда — необходимость агрессивного сокращения издержек, связанных с разработкой, производством, эксплуатацией и последующей утилизацией автомобилей, т. е. полным их жизненным циклом. И это, повторяем, в условиях, когда каждая новая единица качества обходится дороже предыдущей. Так что даже крупная фирма в одиночку справиться с этой проблемой в полном объеме не может и теряет свои позиции в конкурентной борьбе за потребителя.

Чтобы этого не случилось, фирмы начали создавать международные альянсы, объединять свои научно-технические потенциалы, а иногда — и капиталы. Причем такие альянсы основывают свою деятельность на паритетном партнерстве, базирующемся на выработанном в каждой из них опыте, а также опыте мирового автомобилестроения по созданию конкурентоспособной затратной базы, координации деятельности и поддержанию на производстве особой дисциплинированности и умения быстро реагировать на возможные затруднения; способам постоянного гарантирования высокого качества продукции, стандартизированной организации труда, поддержания полного совпадения объемов производства автомобиля и коммерческого спроса на него, широкого распространения электронных технологий в системах управления развитием производства. Причем по каждому из перечисленных пунктов альянс, естественно, берет все лучшее, сокращая тем самым названные выше издержки и получая средства для усиления соотношения «качество/цена».

Таковы общие соображения. Если же говорить о конкретных мерах, то к основным способам сокращения издержек сегодня относятся производство разных моделей автомобилей на базе единых платформ, аутсорсинг производства автокомпонентов, инжиниринг автомобилей и НИОКР в развивающихся странах. При этом главные инструменты реализации этих мер, повторяем, — именно умело созданные промышленно-коммерческие партнерские сети, которые развиваются на основе всестороннего доверительного сотрудничества фирм. Причем, как правило, при сохранении организационной культуры управления и производства в каждой из них, а также индивидуальности каждой марки.

Однако надо сказать, что тенденцию по объединению потенциалов фирм породила не только рыночная необходимость, но и те новые коммуникационные возможности, которые дают электронные коммуникационные технологии и в первую очередь — Интернет. Дело в том, что интернет-технологии на порядки сокращают затраты времени и финансовых средств на обмен информацией между участниками альянса. Благодаря им специалисты фирм в режиме реального времени не только обсуждают, по и решают технические проблемы, абсолютно открыто обмениваются любой информацией, предоставляя коллегам данные из своих компьютеров.

Все это стимулирует творческую активность, активизирует появление новых идей и разработок и, в конечном итоге, ведет к технологическим прорывам и выведению на рынок новой продукции, расширению ее ассортимента, улучшению качества управления процессами производства. Следовательно, повышает конкурентоспособность фирм-участниц.

И это, по большому счету, только начало. Большинство экономистов уверено, что в XXI веке кардинально изменятся не только способы обмена информацией между людьми, но и характер их экономической деятельности, так как темпы изменений в сетевой экономике и развитии сетевого экономического пространства формируют существенные проблемы в самых разных областях человеческой деятельности и в первую очередь — в социально-экономической деятельности в виртуальной среде. Изменения, которые, по мнению автора, проявятся через формирование и развитие производственных отношений, складывающихся при производстве, распределении и обмене виртуальным продуктом, а также через потребление не только виртуальных, но и реальных товаров и услуг. Причем совершенно очевидно, что на формирование таких отношений в сетевой экономике, как и в традиционной, существенное воздействие уже оказывают и все сильнее будут оказывать в дальнейшем развивающиеся интернет-технологии, так как вместе с ними неизбежно расширяются масштабы сетевой экономики, создаются не только новые предметы и орудия труда, но совершенствуется и производственная деятельность человека.

Наиболее применяемые в настоящее время виды интернет-технологий включают средства оперативного обмена и распространения информации (текстовой, звуковой, видео), электронную почту и базирующиеся на ней групповые дискуссионные форумы, а также средства создания и поддержания информационных ресурсов в сети. По влиянию на развитие не только сетевой экономики, но и на формирование производственных отношений их можно разделить на два вида: технологии «информационной групповой работы», позволяющие географически удаленным участникам осуществлять совместную деятельность, обеспечивая существенную экономию на перемещении людей в пространстве; технологии «информационного постоянного присутствия посредника», дающие возможность снизить информационную перегрузку на участников сетевой экономики [1], так как повышают скорость и эффективность процедур установления контактов, проведения переговоров и т. д.

Первые формируют в основном производственные отношения в сферах производства и потребления. Они обеспечивают экономию времени и средств потому, что при их использовании отпадает необходимость перемещения работников фирм между регионами, где эти фирмы функционируют; повышаются скорость и эффективность процедур установления контактов, проведения переговоров, поддержки соглашений по развитию и совершенствованию работы предприятий-участников в информационном экономическом пространстве; снижаются трансакционные издержки, связанные с поиском поставщиков и посредников и подбором специфических ресурсов [2]. Иначе говоря, партнерские сети, работающие на основе коммуникационных отношений, которые обеспечены электронными технологиями, позволяют создать информационно-коммуникационную среду, в которой наиболее рациональным образом разрабатываются решения по управлению качеством. Кроме того, решается и такая важнейшая для нынешнего охваченного конкуренцией мира задача, как развитие у работников «духа предприятий» и стремление к завоеванию этого мира. Для чего используются интегрированные системы управления, которые позволяют, во-первых, с помощью оборудования и программного обеспечения ASI Data Myte непрерывно в режиме реального времени контролировать качество продукции в процессе ее производства и передавать данные и результаты их анализа; во-вторых, проводить ежедневные интернет-собрания трансверсального характера на всех производственных уровнях, а в ходе интернет-конференций обсуждать технические задачи и проблемы и принимать обязательные для всех участников решения. Что, понятно, ужесточает контроль качества и повышает творческую активность работников всех уровней, а также активизирует появление новых идей и разработок новой продукции, соответствующей уровню международных требований.

Но это — не в далекой перспективе. Уже в настоящее время наиболее распространенные глобальные интернет-технологии включают средства оперативного обмена и распространения информации, обслуживающие именно групповые дискуссионные форумы и конференции. На уровне же предприятий автомобилестроения электронные технологии обеспечивают практически всю коммуникационно-производственную деятельность.

Таким образом, производственные отношения, складывающиеся в условиях электронно-коммуникационно-производственной деятельности, базируются на компьютерно-опосредованной организационной структуре, которая ради увеличения прибыли пока что интеллектуально объединяет только однородных, территориально не разобщенных агентов, но уже начинает, причем со все возрастающими темпами, распространяться и на неоднородных, территориально разобщенных, обеспечивая им возможность поддерживать между собой отношения партнерства и кооперации, сотрудничества и координации.

Примерная схема такой деятельности, по видению автора, приведена на рисунке. Ее реализация позволит сократить затраты, поскольку исправляет недостатки, исключает дублирование многих процессов, высвобождает время у специалистов. В итоге дает возможность фирмам повышать эффективность системы управления производством на основе партисипативных принципов.

И российское автомобилестроение с этой точки зрения — не исключение, о чем говорят тенденции последних (в крайнем случае, докризисных) лет. Для нее тоже характерны процессы активного интегрирования и слияния. В том числе и с ведущими мировыми автомобильными концернами и альянсами. Правда, в виде создания на территориях бывших или существующих российских автозаводов совместных предприятий, которых на территории России нельзя сказать, что много. Но тенденция уже наметилась. Например, такие автогиганты, как, скажем, «Фольксваген», «Рено» или «Тойота», уже пришли на российский автомобильный рынок и приносят не только прямые инвестиции, но и передовые технологии, свою организационную культуру производства и реализации, а также способы повышения соотношения «качество/цена» — все то, что обеспечивает конкурентные преимущества российскому автомобилестроению.

Но это одна, причем наиболее заметная сторона проблемы — неприятная, к сожалению. Вторая же состоит в том, что наша автомобилестроительная отрасль неизбежно будет все активнее участвовать в сложном функционировании промышленно-коммерческих партнерских сетей современного мирового автомобилестроения, представителями которого являются предприятия зарубежных фирм, работающие на территории России, перенимать передовой мировой опыт, в том числе и опыт электронной коммуникационно-промышленной деятельности. Значит, повышать эффективность управленческих решений. Не может не сказаться и тот факт, что зарубежные фирмы, организующие свои предприятия у нас, должны, по условиям договоров, постепенно переходить на комплектующие, выпускаемые у нас же.

Литература

1. Бугорский В.Н. Сетевая экономика. — М.: Финансы и статистика, 2007. — С. 42.
2. Стрелец И.А. Новая экономика и информационные технологии. — М.: Экзамен, 2003. — С. 71.
3. сайт: http: // www.qualicont.ru/products/asi/

УДК 658

Оценка уровня новизны изделия при формировании политики управления опытным производством

Канд. экон. наук Ю.С. ШИРЯЕВА

Нижегородский ГУ имени Н.И. Лобачевского (8. 314. 39-79-37)

Дана методика определения уровня новизны изделия и применения при управлении опытным производством на предприятиях автомобилестроения.

Ключевые слова: *инновационная деятельность, новизна, опытное производство.*

Shiriaeva Yu.S.

THE USE OF NOVELTY DEGREE ASSESSMENT OF AN ARTICLE FOR FORMING THE MANAGEMENT POLICY OF PILOT PRODUCTION

The article is deals with the analysis of the existent techniques of novelty degree definition of article and their use for pilot production management at the automobile industry.

Keywords: *innovation, novelty, pilot production.*

Очевидно, что при развитии предприятия, в том числе предприятия автомобильной промышленности, необходимо ориентироваться не только на внутренний спрос, но и на возможность экспорта. Столь же очевидно, что эти цели могут быть достигнуты только при активной его инновационной деятельности, которая может быть представлена в виде следующей логической стадийной схемы: «формирование цели внедрения инновационного продукта → формирование инновационной идеи → техническое изложение инновационной идеи → опытное, экспериментальное и испытательное производства → организация серийного производства → сбыт».

Каждая из стадий приведенной выше схемы посвоему сложная и имеет свои индивидуальные особенности. Но с позиций реализации наиболее трудная — опытное производство, поскольку его результаты всегда двойственны: с одной стороны, это проверка корректности технического изложения (технической документации), а с другой — выработка рекомендаций для организации серийного производства. Кроме того, при формировании механизма управления опытным производством приходится в значительно большей степени, чем на других стадиях инновационной деятельности, учитывать уровень новизны разрабатываемого

продукта. Что, в общем-то, довольно непросто, поскольку методов математического описания этого показателя пока нет и нужно ориентироваться на метод экспертных оценок рыночных (потребность в изделии, перспективы развития рынка), производственных (наличие необходимых мощностей и персонала, сырьевые ресурсы), товарных (технические характеристики и функциональные свойства) и сбытовых (ассортимент) возможностей нового товара. Причем таких традиционных для продвижения товара на рынок оценок инновации при управлении разработкой и производством в данном случае недостаточно: необходим и более детальный, но скорректированный анализ уровня новизны. В частности, приходится отказываться от таких категорий новизны, как рыночные и сбытовые, но зато определять степень новизны самого процесса создания нового продукта. И делать эти разработки с использованием не столько качественных, сколько количественных (численных) оценок. Для чего по группе проектируемых изделий, предварительно расклассифицированных по тематическим направлениям, общему и функциональному назначению, экспертно оценивать значимость каждой частной характеристики новизны.

При таком подходе наиболее эффективным критерием является, как доказывает опыт, коэффициент $K_{нj}$ новизны разработки. Определяется он путем установления функциональной зависимости между частными характеристиками новизны и характеристиками процесса разработки нового изделия. При этом зависимость, в принципе, может быть любой — линейной, степенной, показательной. Но из анализа опытных производств автомобилестроительных предприятий следует, что для них уровень процесса разработки должен быть связан с частными характеристиками новизны именно зависимостью[1], т. е. формулой $K_{нj} = \prod_{i-1}^{n} X_{i1}^{a_i}$ (n — число групп проектируемых изделий; a_i — показатель регрессии зависимости показателей процесса разработки нового изделия от частных характеристик новизны, полученный путем анализа статистическими методами; X_{i1} — экспертная оценка частных характеристик новизны процесса разработки).

После расчета коэффициента новизны для каждого инновационного продукта оценивается диапазон его изменения, т. е. берутся его минимальное и максимальное значения. И уже в рамках этого диапазона выделяются интервалы изменения, характеризующие соответствующую группу новизны. Иначе говоря, изделия распределяются по группам новизны.

Как видим, на стадии опытного производства, в отличие, скажем, от стадии разработки технической документации, где новизна определяется только по проектированию изделий ($K_{н\ проэкт}$), необходимо рассчитывать коэффициент $K_{н\ техн}$ уровня новизны техники и технологий, используемых при производстве опытных образцов, а потом — интегральный уровень новизны инновационного продукта в опытном производстве. Его дает формула $K_{н\ инт} = K_{н\ проэкт} K_{н\ техн}$, которая отражает общий уровень новизны каждого изделия и, соответственно, его влияние на затраты и сроки опытного производства.

[1] Нормирование труда специалистов НИИ и КБ: Межотраслевые методические рекомендации / Под ред. Ю.И. Фартунин. — М.: Экономика, 1990. — 142 с.

АСМ-факты

В московском выставочном центре «Крокус Экспо» прошла 10-я Международная выставка «Коммерческий Автотранспорт'2010», продемонстрировавшая самые современные образцы грузовой автомобильной техники, автобусов, прицепов и комплектующих. В выставке приняли участие 187 компаний, в числе которых все крупнейшие производители коммерческой автомобильной техники из многих стран мира — России, стран СНГ, Германии, Италии, Великобритании, Голландии, Франции, Америки, Кореи, Китая, Японии и др. Весьма существенным оказался интерес к экспозиции и со стороны посетителей: за пять дней с ней познакомились 12 516 человек.

Практически все автомобилестроительные фирмы подготовили к нынешнему «Комтрансу» новинки для российского рынка. Так, компания «Вольво Тракс» устроила мировую презентацию своей новой сверхмощной модели FMX, предназначенной для использования в строительстве. В экспозиции «Группы ГАЗ», помимо различных коммерческих автомобилей собственно марки ГАЗ, среди которых доминировали модификации на базе модернизированного автомобиля «ГАЗель-БИЗНЕС» с улучшенными потребительскими характеристиками, демонстрировались также новый автобус междугороднего назначения ГолАЗ-5251 и удлиненная модификация автобуса ПАЗ-3204 в пригородном исполнении. АМО «ЗИЛ» показало новейшую линейку серийной и перспективной бескапотной спецтехники на базе семейства «Кентавр», универсальную разработку «Дорожный мастер», перспективный бескапотный малотоннажник, а также пожарную линейку 1931 года выпуска на базе шасси АМО-4. Совместное предприятие «ИВЕКО-АМТ» (бывш. «ИВЕКО-УралАЗ») продемонстрировало автомобили на новом базовом шасси «Траккер» с новой кабиной: сортиментовоз «ИВЕКО-АМТ-633920» (колесная формула 8×6, подъемная ось) и седельный тягач «ИВЕКО-АМТ-633910» (6×6). ХК «АвтоКрАЗ» представила самосвал КрАЗ С18.0 колесной формулы 6×4, появившийся после глубокой модернизации популярного у потребителей автомобиля КрАЗ-65055. Фирма «МАН Автомобили Россия» впервые в России представила новый седельный тягач TGS WW, а так же новую модель комфортабельного городского полунизкопольного автобуса «Лионс Сити» LE. «Мерседес-Бенц Рус» впервые показал новый двухтопливный «Спринтер» NGT, двигатель которого может работать на бензине и природном газе (суммарный запас хода — 1200 км), а «Мерседес-Бенц Тракс Восток» — новинку в линейке специальных автомобилей — капотный грузовой автомобиль повышенной проходимости «Зетрос» в исполнении «вахтовый автобус». Компания «Меусбургер-Новтрак» представила новую модель универсального низкорамного тентового полуприцепа-«трансформера». «Рено Тракс» продемонстрировала модели грузовых автомобилей, которые будут производиться в России: самосвал «Куракс» с кузовом «Фебер» и тягач «Ландер». «Скания-Русь» впервые показала абсолютно новый автобус «Скания Хайгер» А 80, а также эксклюзивный тягач новой R-серии и самосвал семейства «Гриффин», собранный в России. Компания «Фольксваген Коммерческие автомобили» экспонировала новую модель Т5 «Мультивэн» GP — лидера в своем классе по экономичности и экологичности. Компания «Хёндэ» представила новые автобус «Кантри» с обновленным дизайном кузова, самосвал HD120 с трехсторонней разгрузкой, удлиненный бортовой HD78 с закабинным спальным отсеком и тентом со сдвигающимися шторками и крышей, а также телескопический 17-метровый автогидроподъемник на базе шасси HD78. Впервые был официально представлен в России бренд «Мицубиси ФУСО» и его модельный ряд, адаптированный для российского рынка; производство нового грузового автомобиля «Кантер» на территории РФ стартует во втором квартале 2010 г.

Традиционно выставка «Комтранс» служит площадкой для церемонии награждения победителей ежегодного конкурса «Лучший коммерческий автомобиль года в России». Основным критерием при отборе номинантов конкурса является вклад транспортного средства в повышение эффективности перевозок. При этом учитываются такие параметры, как новизна технических решений, эксплуатационные затраты, объемы продаж, финансовые условия приобретения, наличие сервиса. Победителями конкурса в 2010 г. стали: в номинации «грузовик года» — МАЗ-5440А9; «фургон/малотоннажник года» — «Пежо Партнер нью VU»; «автобус года» — «Мерседес-Бенц Травего»; в номинации «Перспектива года» — КамАЗ-65117. «Специальный приз» (за успехи в освоении российского рынка) получила компания «Вольво Тракс».

Любая авторитетная специализированная выставка в той или иной степени является отражением реальной ситуации в отрасли. Поэтому по результатам «Комтранс 2010» можно судить о тенденциях текущего года, и они вполне позитивны. Несмотря на то, что положение автопроизводителей в последнее время было довольно сложным (в 2009 г. падение выпуска грузовиков в РФ составило 62,1 % по сравнению с 2008 г.), все худшее для рынка коммерческого транспорта, по-видимому, уже позади. Рынок начинает постепенно «набирать обороты».

Следует отметить, что выставка «Коммерческий Автотранспорт» действительно стала самым значимым событием в автотранспортной отрасли не только в России, но и во всем мире. Подтверждение тому — высокая оценка уровня выставки со стороны практически всех ее участников и доверие со стороны Международной организации автопроизводителей (OICA), включившей выставку «Коммерческий Автотранспорт'2011» в официальный календарь автомобильных выставок мира. Теперь она будет чередоваться со знаменитой IAA в Ганновере, которая пройдет в сентябре 2012 г.

●

XV «Олдтаймер-Галерея Ильи Сорокина» стала грандиозным шоу старинных автомобилей, а также антиквариата, предметов культуры и быта давно ушедших времен. Десятки уникальных экспонатов — поистине лучшие из лучших автомобили всех времен. В свое время они побеждали в конкурсах элегантности и сложнейших гонках, были покорителями сердец и недоступными мечтами для целых поколений, переживали годы забвения и меняли своих владельцев. Сейчас они вновь стали знаменитыми — на этот раз в мире ценителей старины. Вот несколько наиболее интересных экспонатов нынешней выставки.

Первый советский спорткар ГЛ-1 (1940). Впервые увидев его легендарный летчик Валерий Чкалов, не удержался и сел за руль — до войны это была самый быстрый автомобиль в СССР. Именно на ГЛ-1 гонщик-испытатель Горьковского автозавода Аркадий Николаев в сентябре 1940 г. установил всесоюзный рекорд скорости — 161,9 км/ч.

Правительственный лимузин ЗИЛ-111Г (1963). Этот и без того редкий автомобиль — настоящая историческая реликвия. Утром 22 января 1969 г. лимузин вез из аэропорта в Кремль космонавтов Леонова, Берегового, Николаева и Терешкову. Проехав Боровицкие ворота, автомобиль был обстрелян террористом, по ошибке принявшим сидящего на переднем сиденье космонавта Берегового за Брежнева. Всего было выпущено 16 пуль, одной из которых был убит водитель И. Жарков.

«Студебеккер Голден Хаук» (1957). «Золотой ястреб» выпускался с 1956 по 1958 год лимитированной серией из 878 экземпляров. Уже в момент своего появления он стал «суперкаром». Когда в 1956 г. американский журнал «Спид Эйдж» проводил сравнительное тестирование этого автомобиля с самыми известными спортивными машинами тех лет — «Крайслер 300В», «Форд Тандерберд» и «Шевроле Корвет», — то оказалось, что «Голден Хаук» превосходит их и по комфорту, и по максимальной скорости, и по динамике. На выставке представлен один из самых лучших по сохранности экземпляров в мире.

Армейский вездеход «Хорьх 901» (1938). Это изделие германской промышленности отличалось такой сложностью конструкции и высокой технологичностью, что оказалось абсолютно не приспособленным для климатических и дорожных условий Восточного фронта. Сложные независимые подвески и трансмиссия, чувствительный к топливу и смазке двигатель — все это сыграло роковую роль в условиях войны. Зато сейчас такой автомобиль — мечта любого коллекционера военной техники.

Кабриолет «Опель Кадет». Его вряд ли можно назвать уникальным, это вполне массовая малолитражная модель, послужившая прототипом и для столь же массового отечественного «Москвич-400». Но на одном из стендов в течение всей выставки на глазах у посетителей происходила сборка такого автомобиля из отреставрированных деталей и компонентов специалистами фирмы «Колеса истории». От состояния «голого кузова» до комплектного работоспособного транспортного средства.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43

Неравномерность крутящего момента ДВС и тяговые качества мобильной машины

Д-р техн. наук С.Н. ДЕВЯНИН,
канд. техн. наук А.А. САВАСТЕНКО, И.А. НИКИШИН

МГАУ им. В.П. Горячкина (+7. 495. 976-43-96),
РУДН (+7. 495. 434-53-00)

В статье проводится анализ влияния неравномерности крутящего момента двигателя на снижение тяговых качеств машины и необходимости снижения неравномерности. Показана возможность снижения неравномерности крутящего момента двигателя оптимизацией углового расположения шатунных шеек коленчатого вала. Приведены результаты расчетной оптимизации для двигателя 2Ч 8,6/7,7.

Ключевые слова: *ДВС, крутящий момент, неравномерность момента, сцепление колеса с дорогой, конструкция коленчатого вала, порядок работы цилиндров.*

Devyanin S.N., Savastenko A.A., Nikishin I.A.

IRREGULAR ICE TORQUE AND MACHINES TRACTION QUALITY

The analysis of engine torque irregularity influence on the decrease of traction properties of a car and necessity of irregularity reduction is reported in the article. The possibility of engine torque irregularity reduction by crankshaft crankpins angular arrangement optimization is shown. The calculated optimization results are for 2Ч 8,6/7,7 engine.

Keywords: *internal combustion engine (ICE), torque, torque irregularity, grip of the wheel, crankshaft design, cylinders' work order.*

При создании новых ДВС прослеживается одна тенденция: повышение удельной мощности и снижение частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме максимального крутящего момента. То есть разработчик старается поднять и сдвинуть максимальный момент в сторону низких частот вращения вала. При этом, к сожалению, неизбежен рост амплитуды колебаний крутящего момента. Кроме того, ведущие колеса с увеличенным отношением мощности двигателя к массе машины склонны к переходу на режим полного буксования (типичный пример — современные мотоциклы, имеющие мощные двигатели и малую инерционность движущихся масс).

Наконец, колебания крутящего момента — явление, которое с точки зрения надежности двигателя, его ресурса крайне нежелательное. Поэтому с ним борются, в частности, путем увеличения числа цилиндров и обеспечения равномерного чередования вспышек в цилиндрах.

Однако и здесь все далеко не благополучно. Например, увеличение числа цилиндров вызывает существенный рост стоимости двигателя. Так, у разных ДВС современных мотоциклов спортивного класса, разви-

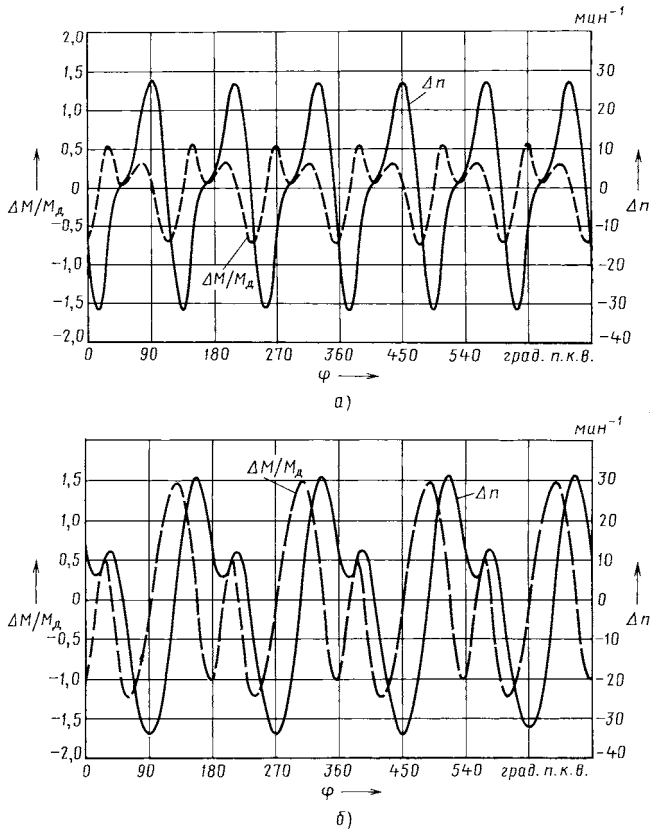


Рис. 1. Зависимость крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала шестицилиндрового двигателя литровой мощностью 12,5 кВт (а) и четырехцилиндрового двигателя той же литровой мощностью (б)

вающих высокие крутящие моменты, число цилиндров обычно не ниже четырех. Тем не менее это далеко не всегда решает проблему. Дело в том, что даже на установившемся режиме работы двигателя, когда нагрузка и средняя частота вращения его коленчатого вала не меняются, последний вращается неравномерно, а значение этой неравномерности достигает 10 % средней частоты вращения и более.

Основная причина таких колебаний частоты хорошо известна. Это изменение крутящего момента $M_{кр}$ двигателя в течение рабочего цикла. Например, из рис. 1 видно, что при постоянной средней нагрузке (моменте $M_с$ сопротивления) на валу и равенстве среднего значения крутящего момента $M_{дср}$ моменту сопротивления $M_с$, т. е. при выполнении условия $M_{дср} = M_с$, динамический баланс действующих моментов все-таки не равен нулю, а соответствует [1] формуле $\Delta M = M_д - M_с = \frac{Jd\omega_д}{dt}$, в которой $M_д$ — мгновенное значение крутящего момента на коленчатом валу, J — приведенный к его оси момент инерции движущихся масс ДВС; $\omega_д$ — угловая скорость вращения коленчатого вала; t — время. То есть $M_д = M_с$. Что, естественно, изменяет частоту вращения коленчатого вала по следующему закону: $d\omega_д = \frac{1}{J}(M_д - M_с)dt = \frac{1}{J}\Delta M dt$.

Как сказано выше, амплитуда колебаний $M_д$ двигателя во многом зависит от числа цилиндров. Скажем, для шестицилиндрового четырехтактного двигателя мощностью 75 кВт при частоте вращения коленчатого вала, равной 3000 мин$^{-1}$, характер колебаний $M_д$ и $\omega_д$ соответствует рис. 1, *а*, а для четырехцилиндрового двигателя с такой же цилиндровой мощностью и общей мощностью, равной 50 кВт, — рис. 1, *б*. Как видим, амплитуда колебаний момента во втором случае почти в 3 раза больше, чем в первом, и чтобы снизить ее до уровня шестицилиндрового двигателя, требуется маховик, обеспечивающий в 2 раза больший момент J инерции.

Колебания частоты вращения принято оценивать коэффициентом μ неравномерности хода по формуле $\mu = \frac{M_{e_{max}} - M_{e_{min}}}{M_{e_{ср}}}$, где $M_{e_{max}}$ и $M_{e_{min}}$ — соответственно максимальный и минимальный крутящий момент, а $M_{e_{ср}}$ — его среднее значение. Данный коэффициент зависит от режима работы двигателя, равномерности чередования вспышек в цилиндрах и от числа цилиндров; при увеличении числа цилиндров от одного до 12 он уменьшается с 12—20 до 0,3. Так, если взять четырехцилиндровый двигатель, то у него μ = 2,8, а у шестицилиндрового — 1,3, т. е. в 2,2 раза меньше. Требуемую неравномерность хода обеспечивают в основном за счет момента инерции маховика, потому что его доля в инерционности подвижных масс, как известно, превышает 80 %. Однако такое решение ухудшает динамические качества двигателя и, следовательно, увеличивает расход топлива и выбросы токсичных компонентов при разгоне колесной машины.

Конечно, в процессе передачи крутящего момента по трансмиссии амплитуда его колебаний снижается из-за действия динамических моментов инерционных масс, упругости трансмиссии, потерь энергии в механизмах передачи момента. Однако на ведущих колесах колебания все-таки есть. И это вытекает из уравнения энергетического баланса при передаче крутящего момента двигателя вдоль трансмиссии: $W_к = W_д - W_j - W_y - W_т$ ($W_к$ — механическая энергия от крутящего момента

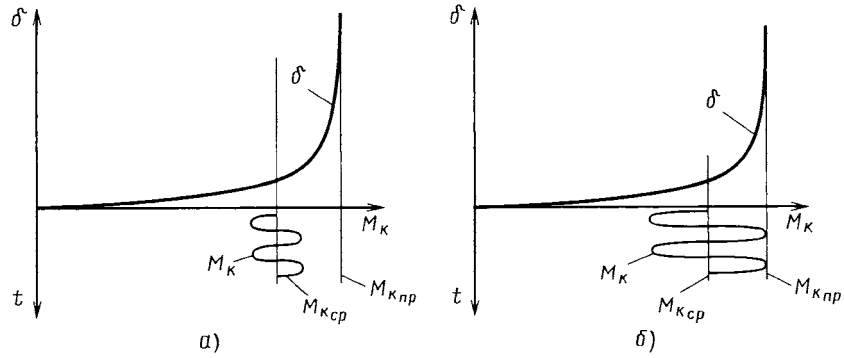


Рис. 2. Влияние крутящего момента на коэффициент сцепления колеса с дорогой в случае его колебаний, не приводящих (а) и приводящих (б) к «юзу»

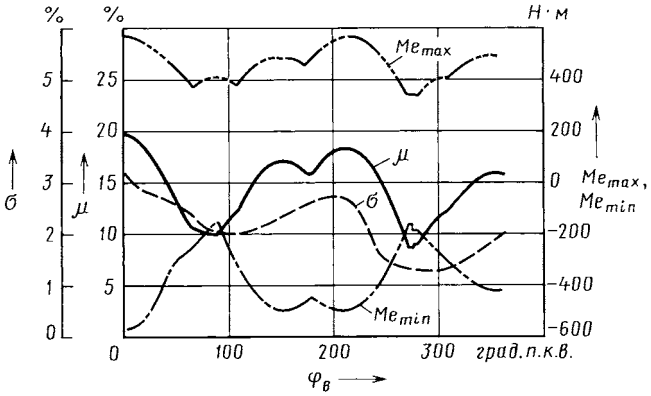


Рис. 3. Влияние закона чередования вспышек у двухцилиндрового двигателя на коэффициенты неравномерности крутящего момента и хода

$M_к$ на ведущем колесе; $W_д$ — механическая энергия, снимаемая с вала двигателя; W_j — часть $W_д$, затраченная на увеличение скорости подвижных деталей; W_y — часть $W_д$, затраченная или полученная от изменения деформации трансмиссии; $W_т$ — часть $W_д$, потерянная в узлах трансмиссии за счет трения и т. п.). Ведь очевидно, что при движении машины с подключенным к трансмиссии двигателем $W_к > 0$. Значит, колебания $M_д$ всегда доходят до ведущих колес и увеличивают вероятность перехода последних в режим буксования, что, безусловно, ведет к потере тяговых качеств машины, увеличивает износ протектора шин, расход топлива и загрязнения окружающей среды. Это хорошо видно из рис. 2, на котором показано влияние колебаний крутящего момента $M_к$ на буксование ведущего колеса, т. е. на его сцепление с опорной поверхностью.

Так, в случае незначительных (рис. 2, *а*) колебаний $M_к$ относительно среднего его значения ($M_{ср}$) максимальное значение не достигает того предельного значения $M_{к\ пр}$, при котором ведущее колесо теряет сцепление с дорогой, а в случае больших (рис. 2, *б*) его колебаний — достигает, и сцепление колеса с дорогой нарушается.

Составляющие W_j и W_y механической энергии способствуют сглаживанию колебаний воспринимаемого ведущим колесом момента двигателя за счет накопления энергии в фазе, когда $M_{к\ i} > M_{к\ ср}$ и ее возвращения в фазе, когда $M_{к\ i} < M_{к\ ср}$.

Таким образом, увеличение числа цилиндров ДВС, безусловно, благоприятно сказывается на амплитуде колебаний крутящего момента как самого двигателя (уменьшается $d\omega_д/dt$), так и ведущих колес машины. И чтобы их уменьшить, японские фирмы «Ямаха» и «Сузуки» частично отошли от классической конструктивной схемы коленчатого вала, обеспечивающей равномерное чередование вспышек, и получили весьма интересные результаты.

Так, если при классической плоской зеркально-симметричной конструкции с чередованием вспышек в цилиндрах четырехцилиндрового ДВС через 180° коэффициент μ получается равным 11,9, то на гоночном автомобиле «Биг Бенг» [2], оснащенном фирмой «Сузуки» четырехцилиндровым двигателем с неравномерным (70—290—70—290°) чередованием вспышек, коэффициент μ снизился до 8,4. Фирма же «Ямаха» для двигателя своего мотоцикла YZF-R1 коленчатый вал выполнила пространственным с расположением кривошипов под углом 90° друг к другу и несимметричным относительно его середины. И, кроме того, применила неравномерное (270—180—90—180°) чередование вспышек. Результат: μ = 4,9.

Чтобы установить закономерности связи чередования вспышек ($\varphi_в$) с равномерностью крутящего момента, авторы провели расчетные исследования четырехтактного двухцилиндрового двигателя 2Ч 8,6/7,7 мощностью 35 кВт (47,5 л.с.) и $n_{ном}$ = 5600 мин$^{-1}$ на номинальном режиме его работы. Их результаты оценивались коэффициентами μ и σ (рис. 3).

Как следует из рисунка, степень μ неравномерности крутящего момента существенно зависит от угла $\varphi_в$ между вспышками первого и второго цилиндров. Причем наибольшее значение (μ = 20) наблюдается при синхронной работе цилиндров, когда $\varphi_в$ = 0. При увеличении же промежутка между вспышками имеются два явно выраженных минимума — при $\varphi_в$ = 85° п.к.в. (μ = 9,9) и при $\varphi_в$ = 275° п.к.в. (μ = 8,6). При неравномерном же чередовании вспышек ($\varphi_в$ = 360° п.к.в.) значение коэффициента μ почти в 2 раза больше (μ = 15,8). Практически такое же его значение (μ = 16,0) имеет место и при $\varphi_в$ = 180°, которое часто применяется на рядных двухцилиндровых ДВС.

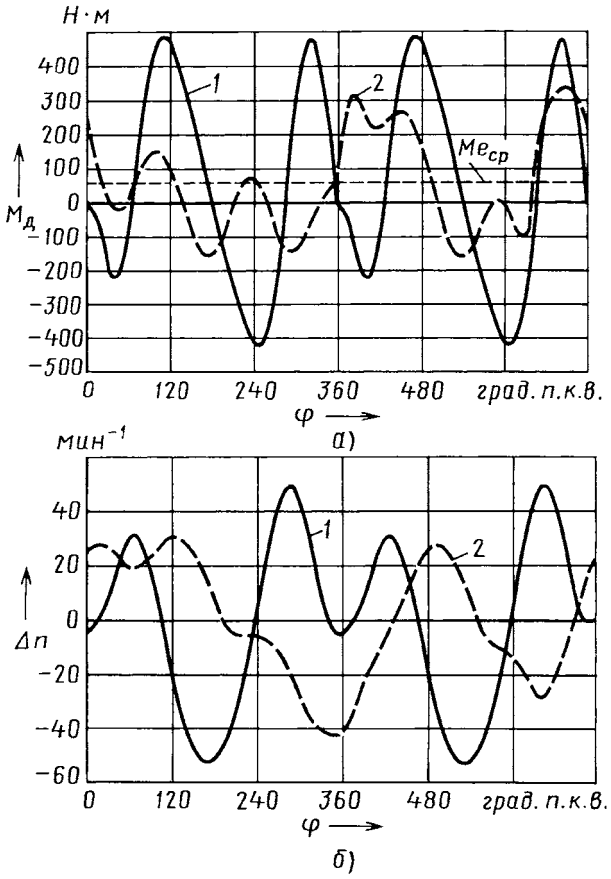


Рис. 4. Изменение крутящего момента (а) и частоты вращения коленчатого вала (б) от закона чередования вспышек:
1 — $\varphi_в$ = 180° п.к.в.; *2* — $\varphi_в$ = 275° п.к.в.

На рис. 4 приведены кривые изменения крутящего момента (*а*) и частоты коленчатого вала (*б*) рассматриваемого двигателя при равномерном ($\varphi_в = 180°$ п.к.в.) чередовании вспышек и варианта, обеспечивающего неравномерность крутящего момента ($\varphi_в = 275°$ п.к.в.), от угла φ поворота этого вала. Они показывают, что равномерное чередование вспышек в многоцилиндровом двигателе — не всегда наилучший вариант обеспечения равномерности крутящего момента. Для двигателей, где важна небольшая степень неравномерности момента, необходимо искать оптимальное чередование порядка работы цилиндров. При этом, как правило, обеспечивается и наилучшая равномерность σ хода. В частности, у рассматриваемого двигателя отказ от равномерного чередования вспышек позволил уменьшить μ в 1,8 раза, а σ — в 1,4 раза. Для реализации данного варианта потребовалось только изготовить коленчатый вал с расположением кривошипов через 85°.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. — М.: Высш. шк., 2005. — 400 с.
2. Воронцов А. Год большого скачка // Мото, 2009. № 2. С. 58—60.

УДК 621.436.03.001.53

Математическое обоснование ступенчатой характеристики впрыскивания в топливных системах непосредственного действия

Канд. техн. наук Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА (0732. 52-84-11)

Рассмотрены теоретические возможности получения ступенчатой характеристики впрыскивания в топливной системе непосредственного действия разделенного типа.

Ключевые слова: *топливная система, форсунка, комбинированное запирание, ступенчатая характеристика.*

Krokhotin Yu.M.

MATHEMATICAL JUSTIFICATION FOR STAGED CHARACTERISTIC OF INJECTION IN DIRECT FUEL INJECTION SYSTEMS

Theoretical possibilities of getting the staged characteristic of injection in direct fuel injection system of divided type are given.

Keywords: *fuel system, injector, combined locking, staged characteristic.*

Давно доказано, что показатели дизелей зависят от характеристики впрыскивания. Например, жесткость сгорания — от первоначальной фазы закона подачи и периода задержки воспламенения; динамика процесса сгорания, удельный расход топлива и токсичность отработавший газов — от продолжительности впрыскивания. Как и то, что для номинального режима работы дизеля в начале подачи топлива должна быть обеспечена ступенчатая (двухстадийная) характеристика, окончание подачи должно происходить при резком уменьшении скорости впрыскивания, а среднее за цикл давление впрыскивания должно быть максимально возможным. Но, по мнению многих специалистов, решить данную задачу на топливных системах непосредственного действия разделенного типа по ряду причин невозможно.

Однако этот вывод оказался ошибочным: в Воронежской ГЛТА разработана (см. «АП», 2009, № 6) электрогидравлическая форсунка с комбинированным запиранием иглы, позволяющая получить результаты, сопоставимые с результатами новомодной системы «коммон рейл». И, в частности, ступенчатую характеристику впрыскивания.

Расчетная схема этой форсунки приведена на рис. 1, на котором $p_ф$ — давление под иглой в камере распылителя выше запирающего конуса; $p_с$ — давление в сопловом канале распылителя (давление впрыскивания); $p_о$ — остаточное давление в топливопроводе; $p_{фо}$ — давление начала подъема иглы форсунки; $p_{ф\ п.у}$ — давление в камере распылителя выше запирающего конуса в момент достижения иглой подвижного упора; $p_{ф\ н.о}$ — давление начала опускания иглы форсунки; $p_{ф\ пос}$ — давление в камере распылителя выше запирающего конуса в момент посадки иглы форсунки на запирающий конус; $p_{г.з}$ — текущее значение давление гидрозапирания; $p_{г.з.з}$ — давление гидрозапирания после закрытия перепускного клапана форсунки; $Y_и$ — текущее значение перемещения иглы; $Y_{и.г}$ — ход иглы до подвижного упора при гидравлическом запирании; Y_{max} — максимальная величина хода иглы; $Y_{max} - Y_{и.г}$ — ход иглы при гидромеханическом запирании.

Работу новой форсунки иллюстрирует рис. 2. Из него видно, что рабочий процесс форсунки включает девять (I—IX) этапов: увеличения давления $p_ф$ от значения, равного остаточному давлению $p_о$ в топливопроводе, до давления $p_{г.з.з}$ в гидрозапорной камере, при котором перепускной клапан форсунки закрывается (на протяжении первого этапа перепускной клапан открыт, $p_{г.з} = p_ф$); подъема давления перед запирающим конусом иглы от давления, равного $p_{г.з.з}$, до давления $p_{фо}$ начала подъема иглы (перепускной клапан закрыт, давление в гидрозапорной камере не изменяется, т. е. $p_{г.з} = p_{г.з.з}$); подъема иглы при гидравлическом запирании на величину $Y_{и.г}$ (клапан закрыт); подъема иглы до основного упора при гидромеханическом запира-

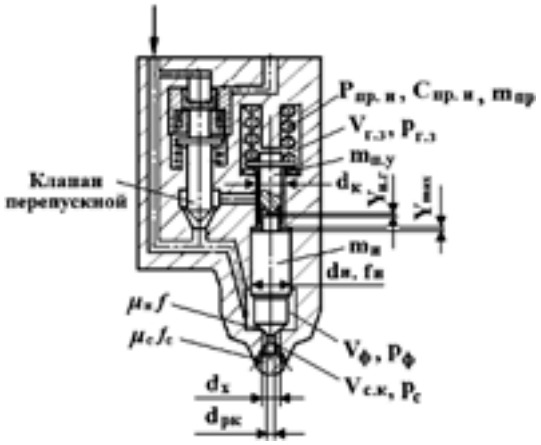


Рис. 1. Расчетная схема электрогидравлической форсунки

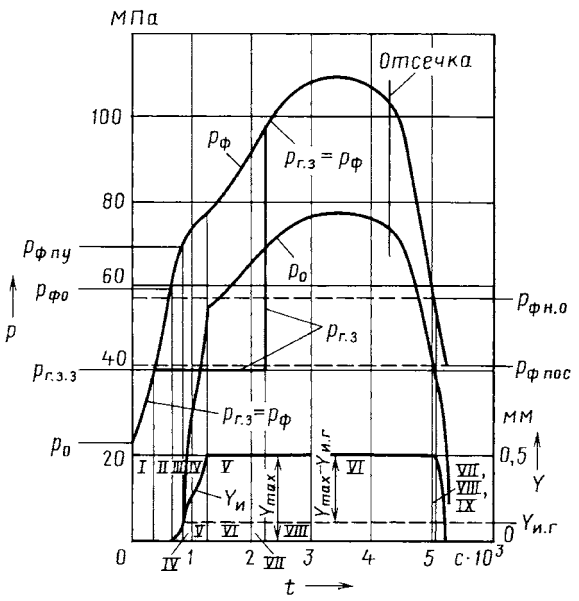


Рис. 2. Схема изменения параметров процесса впрыскивания топливной системы непосредственного действия разделенного типа, в состав которой входит электрогидравлическая форсунка с комбинированным запиранием

нии на протяжении хода, равного $Y_{max} - Y_{и.г}$ (клапан закрыт); впрыскивания топлива через постоянное проходное сечение под иглой (в конце этапа при $T_2 = T_{21}$ клапан открывается, $p_{г.з}$ становится равным $p_ф$); уменьшения давления $p_ф$ до давления $p_{ф.н.о}$ начала опускания иглы (при $T_2 = T_{22}$ начинает открываться сливное отверстие гильзы плунжера и наступает отсечка); начала опускания иглы: увеличение давления $p_{тор}$ над ее торцем до давления $p_{г.з}$ в гидрозапорной камере (в начале этапа площадь, на которую действует давление со стороны гидрозапорной камеры, равна $f_к$, а в конце этапа — $f_и$); опускания иглы под совместным действием давления топлива со стороны гидрозапорной камеры и пружины (гидромеханическое запирание) до посадки подвижного упора (клапан открыт, $p_{г.з} = p_ф$); опускания иглы под действием давления топлива и сил инерции при гидравлическом запирании до посадки иглы на запирающий конус (клапан открыт, $p_{г.з} = p_ф$).

Для того чтобы в начале подъема иглы характеристика впрыскивания топлива имела ступень, уменьшающую жесткость работы дизеля, ускорение иглы должно снизиться до нуля или стать отрицательным. И это возможно.

В начале движения при гидравлическом запирании (на третьем этапе) ускорение иглы описывается уравнением № 1 (см. таблицу). В конце этого этапа игла поднимается до подвижного упора, после контакта с которым вступает в действие пружина форсунки, и ускорение иглы резко уменьшается (формула № 2). Причем тем значительнее, чем больше усилие предварительно сжатой пружины. То есть усилие $P_{пр.и}$ пружины, подобранное определенным образом, позволяет получить ступенчатую характеристику впрыскивания.

Ускорение иглы при ее подъеме равно нулю, если соблюдается условие, отраженное в формуле № 3. Но если учесть, что при ($Y_и \cong Y_{и.г}$) слагаемое $C_{пр.и}(Y_и - Y_{и.г}) \approx 0$, ускорение $\frac{d^2 Y_и}{dt^2} = 0$ упростится (формула № 4). И из формулы № 4 легко получить значение усилия $P_{пр.и\,0}$ пружины, сводящее ускорение иглы к нулю (формула № 5).

Давление $p_{г.з.з}$ гидрозапирания в момент закрытия клапана, очевидно, должно воздействовать на иглу с усилием, равным усилию пружины форсунки с механическим запиранием (формула № 6). Откуда следует формула № 7 для $p_{г.з.з_{min}}$. Усилие же пружины форсунки с механическим запиранием дает формула № 8, после подстановки которой в формулу № 7 получается формула № 9.

Для примера подсчитаем величину $p_{г.з.з_{min}}$ для электрогидравлической форсунки дизеля 6ЧН21/21. У ее прототипа, форсунки с механическим запиранием, давление $p_{фом.з}$ начала подъема иглы равно 26 МПа (260 кгс/см^2). Тогда с учетом геометрических размеров распылителя дизеля 6ЧН21/21 по формуле № 9 получаем: $p_{г.з.з_{min}} = 17{,}86$ МПа (175 кгс/см^2).

Подставив выражение для $p_{г.з.з_{min}}$ (формула № 9) в формулу № 5, можно рассчитать величину усилия пружины, сводящее ускорение иглы к нулю (формула № 10).

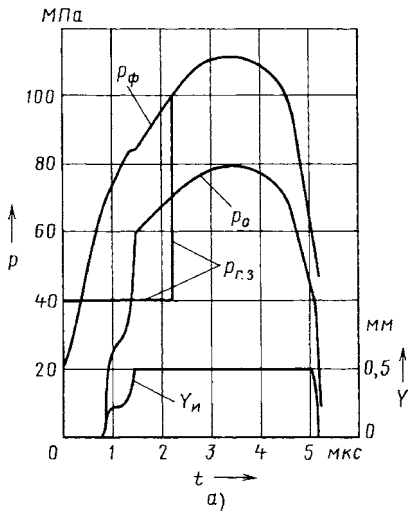
Давление $p_{ф\,п.у}$ в камере распылителя выше запирающего конуса в момент достижения иглой подвижного упора определяется по формуле № 11 или, исходя из принятого условия, что $p_{фо} = p_{фо.м.з}$, по формуле № 12.

Выполненные автором исследования показали, что оптимальная величина хода $Y_{и.г}$ иглы до подвижного упора равна 0,01 ± 0,005 мм. При таких ходах имеет место значительное дросселирование топлива в сечении по запирающему конусу, поэтому давление $p_с$ в сопловом канале гораздо меньше давления $p_ф$ в камере распылителя выше запирающего конуса. Из условия равенства секундных расходов топлива через сечение под запирающим конусом иглы и через сопловые отверстия распылителя (формула № 13) легко получить формулу для расчета давления $p_с$ впрыскивания топлива (формула № 14), а с учетом того, что давления $p_с$ в цилиндре дизеля на два порядка больше давления $p_п$, примем $p_ц = 0$.

Входящее в формулу № 14 значение текущей площади f под запирающим конусом иглы определяется по формуле № 15, а с учетом геометрических размеров распылителя форсунки дизеля 6ЧН21/21 — по формуле № 16.

Как видим, в формуле № 14 параметр f возведен во вторую степень. Возведем во вторую степень правую часть формулы № 16 и получим формулу № 17. С учетом того, что в ней величина 0,01 возводится в третью и четвертую степени, слагаемыми $-0{,}382 Y_и^3$ и $0{,}6774^2 Y_и^4$ можно пренебречь. Тогда формула № 17 для определения давления $p_с$ в сопловом канале приобретает вид формулы № 18.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d^2Y_и}{dt^2} = \frac{(f_и - f'_и)p_ф + f'_и p_с - f_и p_{г.з.з}}{m_и}$	$f_и$ — площадь сечения иглы форсунки по диаметру прецизионной части; $f'_и$ — площадь сечения иглы по посадочному диаметру; $p_ф$ — давление в камере распылителя выше запирающего конуса; $p_с$ — давление в сопловом канале распылителя (давления впрыскивания); $p_{г.з.з}$ — давление гидрозапирания после закрытия клапана; $m_и$ — масса иглы при гидравлическом запирании
2	$\frac{d^2Y_и}{dt^2} = \frac{(f_и - f'_и)p_ф + f'_и p_с - f_и p_{г.з.з} - P_{пр.и} - C_{пр.и}(Y_и - Y_{и.г})}{m_и + m_{п.у} + \frac{1}{3}m_{пр}}$	$P_{пр.и}$ — усилие от предварительного сжатия пружины форсунки; $C_{пр.и}$ — жесткость пружины форсунки; $Y_и$ — текущее значение перемещения иглы; $Y_{и.г}$ — ход иглы до подвижного упора; $m_{п.у}$ — масса подвижного упора; $m_{пр}$ — масса пружины
3	$(f_и - f'_и)p_{ф.л.у} + f'_и p_с = f_и p_{г.з.з} + P_{пр.и} + C_{пр.и}(Y_и - Y_{и.г})$	$p_{ф.л.у}$ — давление в камере распылителя выше запирающего конуса в момент достижения иглой подвижного упора
4	$(f_и - f'_и)p_{ф.л.у} + f'_и p_с = f_и p_{г.з.з} + P_{пр.и}$	—
5	$P_{пр.и_0} = (f_и - f'_и)p_{ф.л.у} + f'_и p_с - f_и p_{г.з.з}$	$P_{пр.и_0}$ — значение усилия пружины, сводящее ускорение иглы к 0
6	$f_и p_{г.з.з_{min}} = P_{пр.м.з}$	$P_{пр.м.з}$ — усилие пружины серийной форсунки с механическим запиранием
7	$p_{г.з.з_{min}} = \frac{P_{пр.м.з}}{f_и}$	—
8	$P_{пр.м.з} = (f_и - f'_и)p_{ф0м.з}$	$p_{ф0м.з}$ — давление начала подъема иглы форсунки с механическим запиранием
9	$p_{г.з.з_{min}} = \frac{(f_и - f'_и)p_{ф0м.з}}{f_и}$	—
10	$P_{пр.и} = (f_и - f'_и)(p_{ф.л.у} - p_{ф0м.з}) + f'_и p_с$	—
11	$p_{ф.л.у} = p_{ф0} + \int_0^{t_{п.и}} \frac{dp_ф}{dt} t \approx p_{ф0} + \frac{1}{\alpha V_ф} f_п C_п t_{п.и}$	$p_{ф0}$ — давление начала подъема иглы; $t_{п.и}$ — продолжительность подъема иглы до подвижного упора; α — коэффициент сжимаемости топлива; $V_ф$ — объем топлива, сжимаемого в камере распылителя выше запирающего конуса; $f_п$ — площадь плунжера; $C_п$ — текущее значение скорости плунжера
12	$p_{ф.л.у} = p_{ф0} + \frac{1}{\alpha V_ф} f_п C_п t_{п.и}$	—
13	$\mu_и f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_ф - p_с} = \mu_с f_с \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_с - p_ц}$	$\mu_и$ — коэффициент расхода под запирающим конусом иглы; $\mu_с$ — коэффициент расхода через суммарное проходное сечение сопловых отверстий распылителя; f — текущее значение площади проходного сечения под запирающим конусом иглы; $f_с$ — суммарная площадь сопловых отверстий распылителя; ρ — плотность топлива; $p_ц$ — давление газов в цилиндре
14	$p_с = \frac{\mu_и^2 f^2 p_ф}{\mu_и^2 f^2 + (\mu_с f_с)^2}$	—
15	$f = \pi \sin\frac{\tau_и}{2}(d_{р.к} - 0{,}5Y_и \sin\tau_и)Y_и$	$\tau_и$ — величина угла запирающего конуса иглы
16	$f = 3{,}14 \cdot 0{,}499(0{,}18 - 0{,}5Y_и 0{,}8646)Y_и = 0{,}282Y_и - 0{,}6774Y_и^2$	—
17	$f^2 = 0{,}282^2 Y_и^2 - 2 \cdot 0{,}282 Y_и 0{,}6774 Y_и^2 + 0{,}6774^2 Y_и^4 =$ $= 0{,}282^2 Y_и^2 - 0{,}382 Y_и^3 + 0{,}6774 Y_и^4$	—
18	$p_с = \frac{\mu_и^2 0{,}282^2 Y_и^2 p_ф}{\mu_и^2 0{,}282^2 Y_и^2 + (\mu_с f_с)^2}$	—
19	$p_{пр.и_0} = (f_и - f'_и)(p_{фп.у} - p_{фо.м.з}) + \frac{\mu_и^2 0{,}282^2 Y_и^2 p_{ф_{п.у}}}{\mu_и^2 0{,}282^2 Y_и^2 + (\mu_с f_с)^2} f'_и$	—



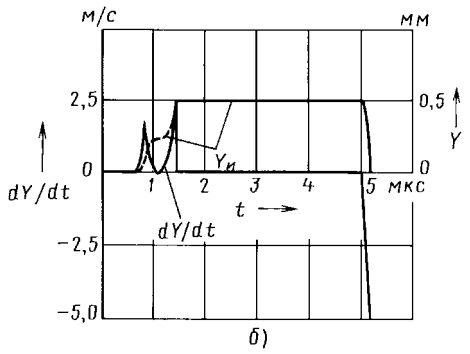


Рис. 3. Зависимость давлений и хода иглы (а) и первой производной (скорости) иглы (б) электрогидравлической форсунки с комбинированным запиранием от продолжительности впрыскивания при усилии пружины, равном 814,2 Н (83 кгс)

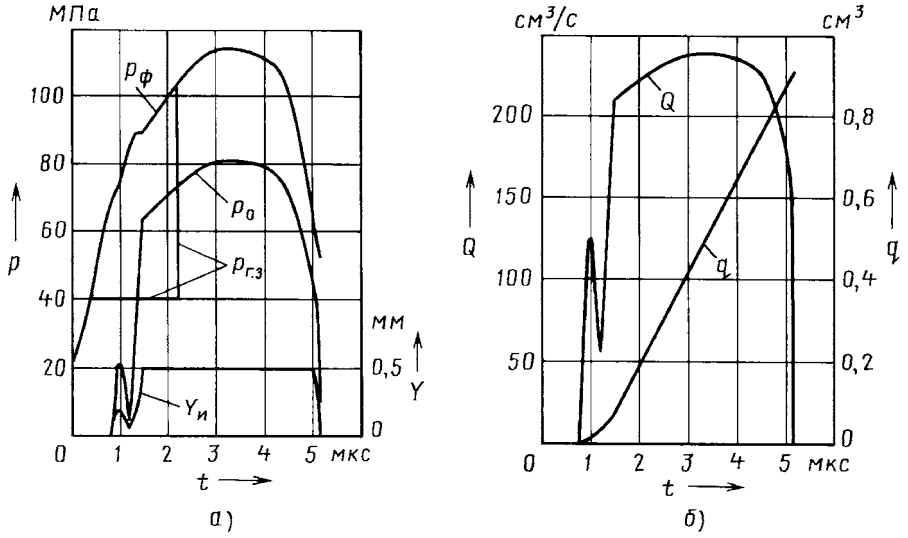


Рис. 4. Зависимость давлений и хода иглы (а), секундного и суммарного расходов топлива (б) через распылитель электрогидравлической форсунки с комбинированным запиранием для дизеля 6ЧН21/21 от продолжительности впрыскивания при усилии пружины, равном 85 кгс

В итоге для расчета потребного усилия пружины форсунки, достаточного для получения ступенчатой характеристики впрыскивания при минимальном усилии давления гидрозапирания, имеем формулу № 19.

Расчет показал, что при $Y_{и.г}$ до подвижного упора, равном 0,01 мм, время $t_{п.и}$ движения иглы до этого упора составляет 0,000171 с. Давление $p_{ф.п.у}$ перед запирающим конусом в момент касания иглой подвижного упора при коэффициенте α, равном коэффициенту сжимаемости топлива ($80 \cdot 10^{-6}$), объеме в камере распылителя $V_ф = 4{,}5$ см^3, $f_п = 1{,}33$ см^2 и $C_п = 197$ см/с составляет 38,41 МПа (384,1 кгс/см^2), а значение усилия $P_{пр.и\,0}$ пружины, необходимое для получения ступенчатой характеристики впрыскивания, — 362,69 Н, или 37,01 кгс. То есть почти в 2 раза меньше усилия пружины серийной форсунки с механическим запиранием, стоящей на дизеле 6ЧН21/21 (660,6 Н, или 67,34 кгс). Другими словами, минимальное усилие, необходимое для обеспечения ступенчатой характеристики впрыскивания электрогидравлической форсункой с комбинированным запиранием иглы, вполне может быть обеспечено серийной пружиной форсунки с механическим запиранием. Значит, габаритные размеры форсунки и технологию изготовления пружины можно не менять.

В рассмотренном выше случае ускорение иглы равно нулю, но игла продолжает подниматься. Если $P_{пр.и}$ больше $P_{пр.и\,0}$, вычисленного по формуле № 19, возможны два варианта. Первый: скорость движения иглы уменьшается до нуля, затем снова возрастает (рис. 3). Второй: эта скорость уменьшается настолько, что игла не доходит до основного упора, останавливается и начинает опускаться, в результате чего давление под ней продолжает расти, поэтому она снова поднимается до основного упора, создавая двухстадийную форму переднего фронта давления p_c впрыскивания и секундного расхода Q топлива (рис. 4).

Наряду со ступенчатой (двухстадийной) формой переднего фронта параметров впрыскивания обращает на себя внимание высокое (~40 МПа, или 400 кгс/см^2) давление перед запирающим конусом иглы в момент ее посадки на запирающий конус. Очевидно, что увеличение остаточного давления в подводящем топливопроводе и (или) усилия пружины форсунки увеличивают это давление, а также величину среднего за процесс топливоподачи давления впрыскивания и уменьшают продолжительность впрыскивания, тем самым улучшая условия смесеобразования и повышая эффективность сгорания топлива.

Аналитически в статике выразить усилие пружины, необходимое и достаточное для реализации названных выше вариантов, невозможно: действуют несколько независимых переменных. Поэтому при разработке рассматриваемой форсунки необходима серия расчетов процесса впрыскивания при различных условиях с выявлением степени влияния того или иного фактора. Но совершенно очевидно главное: широкие диапазоны возможного изменения усилия пружины, хода иглы до подвижного упора, давления гидрозапирания в момент закрытия клапана, уровня остаточного давления в подводящем топливопроводе, формы кулачка ТНВД, диаметра плунжера наряду с изменяемым моментом закрытия клапана форсунки представляют чрезвычайно широкие возможности для формирования характеристики впрыскивания. Но это — отдельная тема.

УДК 629.3:621.3.049.77

Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала[1]

Д-р техн. наук В.П. ТАРАСИК, канд. техн. наук Н.Н. ГОРБАТЕНКО, А.Н. ЕГОРОВ, В.В. РЕГИНЯ

Белорусско-Российский университет (+ 375-222. 25-36-45), БелАЗ (+ 375-1775. 3-27-60)

Конструктивная схема электрогидравлического исполнительного механизма управления фрикционом переключения передачи в ГМП самосвала БелАЗ-7516 приведена на рис. 5. Из него видно, что этот механизм состоит из электрогидравлического пропорционального клапана (ЭГПК) *36*, регулятора-распределителя *8* и индикатора заполнения *4* гидроцилиндра. В состав ЭГПК, в свою очередь, входят пропорциональный электромагнит *37* и формирователь управляющего давления (ФУД) *32*, выполненный в виде золотникового клапана с обратной связью по давлению. Золотник *31* ФУД с левой стороны взаимодействует с пружиной *25*, а с правой — с якорем *33* электромагнита. В корпусе регулятора давления выполнен канал *29* подачи рабочей жидкости от насоса гидросистемы ГМП, канал *30* обратной связи, сливной (*35*) и дренажный (*34*) каналы.

Регулятор-распределитель представляет собой золотниковый клапан, золотник *17* которого имеет три пояска, причем правый и средний — одинакового диаметра, а левый — меньшего диаметра. В левой полости *6* золотника расположена пружина *7*, а правая полость *19* соединена каналом *20* с полостью *23* пружины ФУД, в которой формируется управляющий сигнал давления ЭГПК. Расположенный в корпусе *15* входной канал *10* предназначен для подачи рабочей жидкости от насоса. Канал *18* — сливной, канал *14* — выходной, он связывает через индикатор заполнения цилиндра регулятор-распределитель с гидроцилиндром фрикциона. Кроме того, в корпусе *15* имеется канал *1* обратной связи, соединяющий выходной канал *14* с полостью *6*.

Индикатор заполнения гидроцилиндра содержит золотник *9*, плунжер *16*, пружину *11* и включатель *26* электрического информационного сигнала, состоящий из медного стержня *27*, пружины *24*, шарика *22* и изолирующей втулки *28*. Обмотка электромагнита *37* и стержень *27* включателя информационного сигнала имеют электрические связи с ЭБУ.

Работает механизм управления при включении фрикциона следующим образом.

В момент времени t_0 на обмотку электромагнита *37* подается широтно-импульсный сигнал, в результате чего по ней идет ток, среднее значение силы которого равно $i_{ср2}$. Следовательно, пропорциональным этому току будет усилие якоря электромагнита. В результате золотник *31* ФУД перемещается влево, его левый поясок открывает канал *29*, сообщающий ФУД с источником давления рабочей жидкости, которая через канал обратной связи *30* поступает в полость пружины *23*. В результате получается, что справа на золотник действует усилие якоря электромагнита, а слева — усилие пружины *25* и усилие, создаваемое давлением в полости *23*. Под воздействием этих усилий золотник *31* находится в динамическом равновесии, совершая колебательные движения относительно некоторого промежуточного положения, в котором левый поясок приоткрывает канал *29*, а правый прикрывает сливной канал *35*.

Давление рабочей жидкости, поддерживаемое в полости *23*, линейно зависит от усилия якоря электромагнита и представляет собой управляющий сигнал ЭГПК, и поскольку усилие якоря пропорцио-

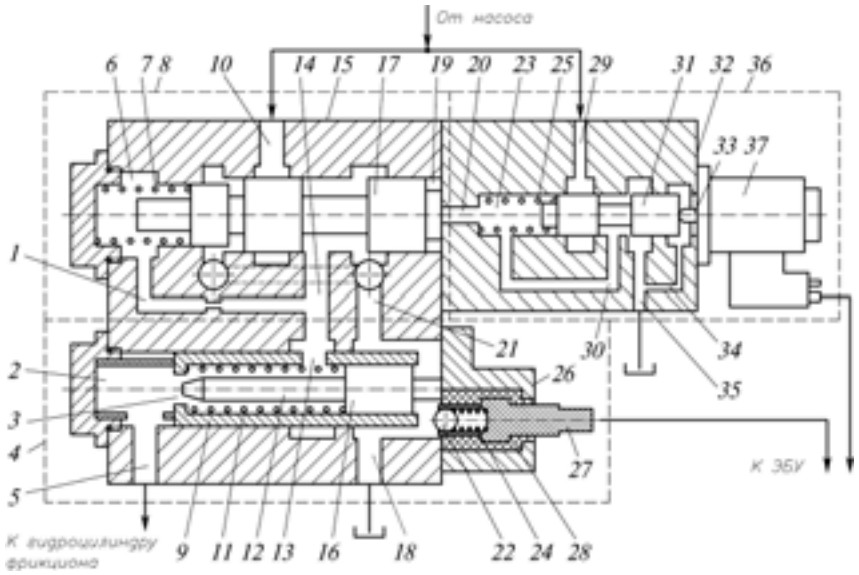


Рис. 5. Конструктивная схема электрогидравлического механизма управления фрикционом коробки передач:

1 — канал обратной связи; *2* — полость подачи жидкости к гидроцилиндру фрикциона; *3* — дроссельное отверстие; *4* — индикатор заполнения гидроцилиндра; *5* — магистраль подачи жидкости к гидроцилиндру фрикциона; *6* — левая полость золотника регулятора-распределителя; *7*, *11*, *24* и *25* — пружина; *8* — регулятор-распределитель; *9* — золотник индикатора заполнения гидроцилиндра; *10* — входной канал; *12* — стержень плунжера; *13* — радиальное отверстие в золотнике; *14* — выходной канал; *15* — корпус регулятора-распределителя; *16* — плунжер; *17* — золотник регулятора-распределителя; *18* и *21* — сливные каналы; *19* — правая полость золотника регулятора-распределителя; *20* — соединительный канал; *22* — шарик; *23* — полость пружины; *26* — включатель электрического информационного сигнала; *27* — стержень; *28* — изолирующая втулка; *29* — канал подачи жидкости от насоса; *30* — канал обратной связи; *31* — золотник формирования управляющего давления; *32* — формирователь управляющего давления; *33* — якорь электромагнита; *34* — дренажный канал; *35* — сливной канал; *36* — электрогидравлический пропорциональный клапан; *37* — пропорциональный электромагнит

[1] Окончание. Начало см. «АП», 2010, № 4.

нально силе $i_{ср2}$ тока в обмотке электромагнита, то давление жидкости в полости *23* также пропорционально скважности C_1 широтно-импульсного сигнала управления, формируемого ЭБУ в соответствии с алгоритмом управления процессом включения фрикциона (см. рис. 4). Таким образом, в режиме осцилляции золотника ФУД поддерживает в полости *23* давление, пропорциональное скважности управляющего сигнала ЭБУ.

Полость *23* ФУД связана каналом с правой полостью *19* золотника *17* регулятора-распределителя, поэтому на золотник также действует давление, формируемое ЭГПК. Под его действием золотник *17* перемещается влево, преодолевая усилие пружины *7*, и средним своим пояском приоткрывает входной канал *10* подачи рабочей жидкости от насоса и прикрывает сливной канал *18*. Рабочая жидкость начинает поступать в выходной канал *14* и одновременно по каналу *1* обратной связи — в полость *6*. В результате золотник оказывается в динамическом равновесии под действием трех усилий: на правый его торец действует усилие давления, формируемого ЭГПК, а на левый — усилие пружины и усилие давления, поддерживаемого регулятором-распределителем в выходном канале *14*, сигнал которого по каналу обратной связи *1* передается в полость *6* пружины *7*. В итоге давление в канале *14* оказывается линейно зависимым от давления, формируемого ЭГПК. Следовательно, оно линейно зависит и от скважности управляющего широтно-импульсного сигнала ЭБУ.

Давление регулируется как на фазе заполнения гидроцилиндра (на рис. 4 — интервал времени $t_з$, так и на фазе управления моментом трения фрикциона (интервал $t_р$). Момент перехода от первой фазы ко второй определяется с помощью индикатора заполнения гидроцилиндра. В процессе заполнения рабочая жидкость из выходного канала *14* проходит через радиальные отверстия *13* в золотнике *9* и дроссельное отверстие *3*, образуемое осевым отверстием золотника и конической поверхностью стержня *12* плунжера *16*, и поступает в магистраль *5* подачи жидкости к гидроцилиндру фрикциона. Золотник *9* находится в равновесии под действием усилия пружины *11*, давления в ее полости и в полости *2*. И так как давление в канале *14* изменяется в довольно широких пределах, то и расход жидкости на включение фрикциона также переменный. Следовательно, переменна и величина потерь давления на дросселе *3*. В результате претерпевает изменение баланс сил, действующих на золотник, и он может перемещаться вправо относительно исходного положения, компенсируя возникающий дисбаланс сил за счет изменения усилия пружины. При этом площадь проходного сечения дросселя *3* уменьшается, потери давления на нем возрастают и возникает новое состояние равновесия. Однако пока продолжается заполнение гидроцилиндра фрикциона, золотник *9* не может занять правое крайнее положение и включатель *26* информационного сигнала остается в разомкнутом состоянии. После заполнения гидроцилиндра фрикциона и остановки его поршня расход жидкости в магистрали *5* прекращается и давление в полости *2* становится

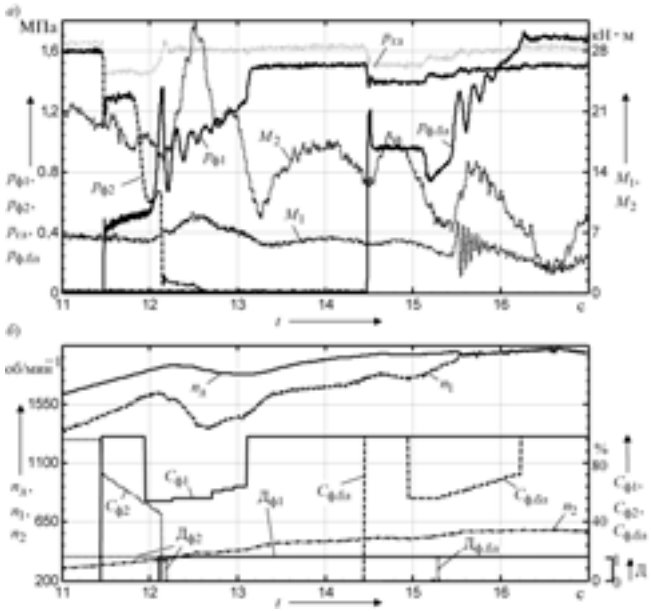


Рис. 6. Графики процесса автоматического переключения передач 1 → 2 и блокирования гидротрансформатора при интенсивном разгоне самосвала с полной нагрузкой:

а — изменение моментов M_1, M_2 и давлений $p_{гл}$, $p_{ф1}$, $p_{ф2}$, $p_{ф.бл}$; *б* — изменение скважности $C_{ф1}$, $C_{ф2}$, $C_{ф.бл}$, сигналов $Д_{ф1}$, $Д_{ф2}$, $Д_{ф.бл}$ индикаторов заполнения гидроцилиндров, частоты вращения вала двигателя ($n_д$), турбины ГДТ (n_1) и выходного вала коробки передач (n_2)

равным давлению в канале *14*, поэтому золотник *9* скачкообразно перемещается вправо, до упора в корпус, и вступает в контакт с шариком *22*. При этом включатель информационного сигнала замыкает электрическую цепь, посылая сигнал в ЭБУ о завершении заполнения гидроцилиндра фрикциона.

Результаты дорожных испытаний самосвала БелАЗ-7516 с мехатронной системой автоматического управления ГМП приведены на рис. 6. Это запись переключения ГМП с первой на вторую передачу и последующим блокированием гидротрансформатора в процессе разгона с полной нагрузкой самосвала при положении педали акселератора $\gamma_а$ = 100 %. Алгоритмом управления в данном случае предусмотрена задержка времени формирования сигнала на блокирование ГДТ относительно начала переключения передачи, равная 3 с.

При переключении с первой передачи на вторую включается фрикцион $Ф_1$, а фрикцион $Ф_2$ выключается. В момент времени t = 11,4 с электронный блок формирует команду на переключение передачи, по которой на электромагнит фрикциона $Ф_1$ подается управляющий сигнал со скважностью $C_{ф1}$ = 100 % (рис. 6, *б*), а скважность сигнала на электромагните фрикциона $Ф_2$ снижается до значения $C_{ф2}$ = 70÷80 %. Для быстрого заполнения гидроцилиндра включаемого фрикциона величина $C_{ф1}$ сначала поддерживается на максимальном уровне, а затем для уменьшения величины всплеска давления $p_{ф1}$ в момент окончания заполнения гидроцилиндра, который фиксируется сигналом $Д_{ф1}$ индикатора, снижается в ~2 раза.

В течение времени $t_{з1}$ заполнения гидроцилиндра включаемого фрикциона скважность $C_{ф2}$ управляю-

щего сигнала выключаемого фрикциона постепенно уменьшается, а в момент времени появления сигнала $Д_{ф1}$ электромагнит выключаемого фрикциона обесточивается ($C_{ф2} = 0$) и начинает нарастать момент трения фрикциона $Ф_1$, что сопровождается увеличением крутящего момента M_2 на выходном валу коробки передач (рис. 6, *а*). Давление $p_{ф1}$ в гидроцилиндре включаемого фрикциона при этом благодаря нарастанию скважности управляющего сигнала $C_{ф1}$ постепенно повышается.

Замыкание фрикциона фиксируется по относительной частоте $n_с$ скольжения фрикционных дисков, значение которой вычисляет ЭБУ на основе информации о частотах вращения валов ГМП и параметров планетарных рядов коробки передач.

После замыкания включаемого фрикциона и небольшой выдержки времени на его электромагнит подается полное напряжение ($C_{ф1}$ = 100 %) и давление $p_{ф1}$ возрастает до номинальной величины. Передача переключается без разрыва потока мощности (рис. 6, *а*), а момент M_2 на выходном валу ГМП поддерживается замкнутым фрикционом $Ф_2$ в течение всего периода времени $t_{з1}$ заполнения гидроцилиндра включаемого фрикциона $Ф_1$.

Изменение частот вращения коленчатого вала двигателя ($n_д$) и турбины ГТД (n_1) показано на рис. 6, *б*.

Как видим, в течение времени $t_{з1}$ значения $n_д$ и n_1 возрастают, так как самосвал разгоняется, а при появлении момента трения включаемого фрикциона частота n_1 быстро падает, $n_д$ тоже снижается, а момент M_1 на входном валу коробки передач возрастает.

На рис. 6, *а* и *б* также отображен процесс блокирования ГДТ: в момент времени t = 14,4 с ЭБУ формирует команду на блокирование. При этом на электромагнит фрикциона блокирования подается управляющий сигнал со скважностью $C_{ф.бл}$ = 100 %, что обеспечивает быстрое заполнение гидроцилиндра. Затем значение $C_{ф.бл}$ с целью уменьшения скачка давления $p_{ф.бл}$ в гидроцилиндре в момент остановки поршня снижается. И далее начинается управление моментом трения фрикциона путем регулирования скважности $C_{ф.бл}$ и давления $p_{ф.бл}$, причем начало регулирования $p_{ф.бл}$ определяется временем появления сигнала $Д_{ф.бл}$.

В процессе нарастания момента трения фрикциона блокирования наблюдается увеличение моментов на входном (M_1) и выходном (M_2) валах коробки передач, причем изменение M_1 сопровождается высокочастотными колебаниями с довольно значительной амплитудой, что обусловлено высокой жесткостью этих валов.

Уровень динамичности переходных процессов в трансмиссии оценивался по коэффициенту $k_д$ динамичности, значение которого вычисляется по формуле $k_д = M_{2max}/M_{e ном}u_{кп}$ (M_{2max} — максимальное значение момента на выходном валу коробки передач, $M_{e ном}$ — номинальный крутящий момент двигателя, $u_{кп}$ — передаточное число коробки передач).

Значение $k_д$ при переключениях на высшие передачи, выполняемых путем одновременного управления двумя фрикционами (переключения I → II, III → IV, V → VI передач), находится в пределах 1,26—1,41, а при переключениях четырьмя фрикционами (переключения II → III, IV → V передач) — в пределах 1,51—1,94. При переключениях на низшие передачи значения $k_д$ всегда меньше в 1,3—1,4 раза, а при блокировании ГДТ составляют 1,21—1,86 (меньшие значения относятся к низшим передачам, а бóльшие — к высшим).

Время буксования фрикционов при автоматическом управлении находится, в зависимости от нагрузки и дорожных условий, в пределах 0,35—0,55 с.

По субъективным впечатлениям участников испытаний, движение самосвала при переключении передач и блокировании ГДТ воспринималось как плавное, протекающее без значительных рывков.

Дорожные испытания полностью груженого самосвала проводились на испытательном маршруте полигона БелАЗа, состоящем из пяти участков, первый и третий из которых — горизонтальные, прямолинейные, второй — горизонтальный с поворотом на 150°, четвертый — соответствует подъему в гору с уклоном 8 %, пятый — спуску с уклоном 10 %.

Технология испытаний сводилось к следующему.

После трогания самосвала с места водитель устанавливал педаль акселератора в максимальное положение ($\gamma_а$ = 100 %), и самосвал разгонялся на первом участке до максимальной скорости с последовательным переключением с I по VI передачи. Причем на каждой из них, кроме I (блокирование ГДТ не предусмотрено алгоритмом управления), осуществлялось блокирование ГДТ при $n_1 = n_д$.

На втором участке водитель полностью освобождал педаль акселератора ($\gamma_а$ = 0), самосвал замедлял скорость движения, частота вращения n_2 выходного вала ГМП уменьшалась и происходило переключение передач вниз (VI → V → IV); на третьем — водитель опять нажимал педаль акселератора до упора ($\gamma_а$ = 100 %), и самосвал разгонялся с переключением передач вверх; на четвертом — самосвал двигался на V передаче сначала со скоростью 36,4 км/ч и преодолевал этот участок за 25,6 с, а в конце участка подъема — с постоянной скоростью 10,4 км/ч, но на II передаче; на пятом — водитель сначала разгонял автомобиль, а затем отпускал педаль акселератора, поэтому, согласно алгоритму управления, переключения передач прекращались. В конце последнего участка осуществлялось торможение до полной остановки самосвала.

Скорость v самосвала, очевидно, пропорциональна частоте n_2 вращения выходного вала коробки передач. Соотношение между v и n_2 для самосвала БелАЗ-7516 соответствует выражению $v = 0{,}0283n_2$ (v, км/ч; n_2, мин$^{-1}$). С учетом этого график изменения n_2 позволяет судить о скорости движения самосвала.

Для оценки эффективности автоматического управления переключением передач движение самосвала выполнялось по тому же маршруту, но на командном (ручном) режиме управления переключением передач. Оказалось, что при автоматическом управлении $t_{ср}$ = 137,1 с, $G_т$ = 7,9 л, а при командном — соответственно 145,9 и 8,3 л.

То есть при автоматическом управлении ГМП показатели эффективности самосвала явно лучше. Что,

впрочем, вполне объяснимо: автоматическая система обеспечивает оптимальные характеристики переключения передач и блокирования ГДТ, а также исключает потери скорости за время переключения благодаря непрерывной передаче энергии двигателя к ведущим колесам. Кроме того, МСАУ существенно улучшает качество переходных процессов при переключении передач, предотвращает перегрузки механизмов, характерные для командной системы управления при необоснованных или ошибочных действиях водителя, что повышает надежность и долговечность трансмиссии.

Таким образом, выполненные разработки и проведенные испытания доказывают: МСАУ ГМП действительно позволяет повысить технический уровень карьерных самосвалов и их конкурентоспособность.

УДК 621.83.053.7 + 621.833.16

Шестеренные насосы масляных систем АТС

Д-р техн. наук Б.П. ТИМОФЕЕВ, В.Ю. ДАЙНЕКО

СПб ГУИТМО (+7.812 232-97-04)

Производится геометрический расчет колес внутреннего зацепления с эвольвентным профилем, применяемых в шестеренных насосах. Определены области существования эвольвентного зацепления. Рассматривается циклоидальное зацепление в шестеренных насосах. Отмечены положительные и отрицательные стороны эвольвентных и циклоидальных зацеплений.

Ключевые слова: *шестеренные насосы, эвольвентное зацепление, циклоидальное зацепление.*

Daineko V.Yu., Timofeev B.P.

GEAR PUMPS OIL SYSTEMS AUTO VEHICLE

For gear pumps, we produce a geometrical calculation of internal gearing with the involute profile. Existence domains of the involute gear are specified. The cycloidal gear in gear pumps is considered. For involute and cycloid gears, advantages and disadvantages are observed.

Keywords: *gear pumps, involute gear, cycloid gear.*

Для перекачки масла в автомобильных системах используются, как известно, шестеренные насосы двух типов — с внешним и внутренним зацеплениями шестерен. Причем наиболее распространен именно первый их тип, поскольку такие насосы очень просты по конструкции, надежны в работе, имеют достаточно высокий КПД. Однако у них есть и недостатки, главные из которых — шумность работы и большие габаритные размеры. Поэтому производители автомобильной техники в последнее время стали все больше внимания уделять насосам внутреннего зацепления, у которых при той же подаче жидкости меньше как пульсации давления, так и размеры конструктивных элементов.

Эта тенденция, безусловно, прогрессивна. Однако ее развитие идет, можно сказать, во многом стихийно. Вся беда в том, что разработчикам современных масляных систем приходится ориентироваться больше на опыт, чем на теорию: со времени издания фундаментальных трудов в данной области прошло много времени, а затем ею практически никто не занимался. Отсюда и неясности с выбором вариантов внутреннего зацепления шестерен. В частности, каким оно должно быть: эвольвентным или циклоидальным, чтобы максимально эффективно устранить недостатки насосов с внешним зацеплением?

Авторы попытались ответить на этот вопрос, для чего проанализировали каждый из вариантов зацепления с точки зрения характеристик шестеренного насоса — его подачи, давления на выходе, скорости вращения шестерен, а также темпов изнашивания зубчатых колес.

Начали они с эвольвентного зацепления, которое получило в автомобилестроении наибольшее распространение за счет таких его качеств, как простота формы зуборезного инструмента и сохранение постоянства передаточного отношения i_{12} при изменении межосевого расстояния a_w, т. е. благодаря независимости от фактического a_w.

В ходе исследования выяснилось, что область существования эвольвентного зацепления ограничивается величиной разности чисел зубьев колеса (z_1) и шестерни (z_2): она должна быть не меньше четырех. При этом минимальное возможное число зубьев передачи составляет 23/19.

Конечно, нельзя говорить о том, что при меньших разности и числах зубьев передача не будет работать вообще. Работать она, конечно, будет, но зона ее существования (подача масла в систему) по частоте вращения шестерен становится столь несущественной, что погрешности изготовления и монтажа сводят эту зону фактически к нулю. Кроме того, такую передачу можно собрать только методом торцевой сборки, что, как известно, довольно сложно в случае косозубых передач. Поэтому в настоящее время такие передачи и встречаются крайне редко, хотя они, по сравнению с прямозубыми, имеют существенно меньшие радиальные габариты. (Правда, осевые габариты у них больше. Кроме того, косозубое зацепление усложняет изготовление шестерен и конструкцию корпуса насоса.)

Схема прямозубой эвольвентной передачи внутреннего эвольвентного зацепления, у которого $z_1 = 23$, $z_2 = 19$, $m = 3$ мм и $a_w = 6{,}4$ мм, приведена на рис. 1. Как видим, в ней для отделения полостей всасывания и нагнетания применен серпообразный разделительный элемент *2*.

Геометрический расчет этой передачи авторы выполняли в соответствии с ГОСТ 16532—70. Причем исходный контур принимался в соответствии с ГОСТ 19274—73; коэффициент x_d разности смещения выбирался из условия минимизации скорости относительного скольже-

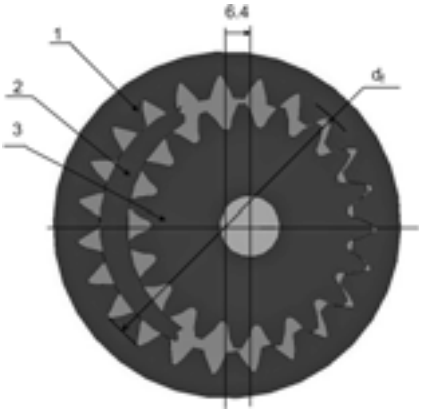


Рис. 1. Шестеренный насос с прямозубой эвольвентной передачей:
1 — колесо; *2* — серп; *3* — шестерня

ния профилей, т. е. изнашивания зубьев колес, а коэффициенты x_1 и x_2 смещения исходного контура — положительными и как можно бóльшими, что увеличивало радиусы кривизны профилей и, следовательно, уменьшало контактные напряжения в зубьях. В итоге получены результаты, приведенные в таблице. Они показывают, что наиболее выгодным для исследуемой передачи межосевым расстоянием является a_w = 6,4 мм: при этом x_d получается минимальным, а x_1 и x_2 — максимально возможными. Но следует иметь в виду, что при степени точности 7-С по ГОСТ 1643—81 область ее существования сильно уменьшится, так как для получения бокового зазора при нарезании требуется дополнительное смещение.

Что касается габаритных размеров насоса, то они определяются диаметром d_f окружности впадин зубьев колеса, и в рассматриваемом случае d_f = 80,296 мм.

Второй вариант — цевочное циклоидальное зацепление. Его основные преимущества перед эвольвентным: бóльший коэффициент перекрытия зубьев, а значит, меньший их износ и менее жесткие требования к точности изготовления; переменный и меньший угол α_{12} давления в ускорительной передаче; меньшая (может быть, даже равна единице) допустимая разность чисел зубьев колеса и шестерни.

В крупногабаритных передачах с внутренним цевочным зацеплением цевками снабжается то колесо, которое должно было бы иметь внутреннее зацепление [1, 2]. Это упрощает изготовление, поскольку отпадает необходимость в долблении колеса внутреннего зацепления. (Причем в передачах «цикло» вместо цевок можно использовать цилиндрические штыри.) Но при выполнении

a_w, мм	x_1, мм	x_2, мм	x_d, мм
⩽6,35	Передача не существует из-за интерференции зубьев		
6,4	0,45	0,611	0,156
6,45	0,4	0,584	0,184
6,5	0,38	0,588	0,208
6,6	0,33	0,588	0,233
6,8	0,225	0,588	0,363
⩾7,2	Передача не существует из-за интерференции зубьев		

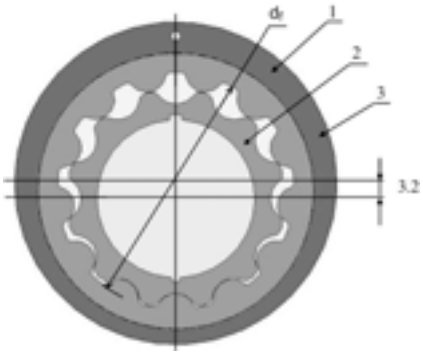


Рис. 2. Шестеренный насос с цевочным зацеплением:
1 — обойма; *2* — шестерня; *3* — колесо

цевочного зацепления как внецентроидного должна повышаться скорость скольжения профилей зубьев, так как эти профили удалены от мгновенного центра вращения колес. Однако из-за малой разности $(z_1 - z_2)$ эти скорости получаются небольшими. Ведь во внутреннем зацеплении при малой разности чисел зубьев угловая скорость изменяется по известному закону $\omega_{отн} = |\omega_1 - \omega_2| = \omega_1|1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = \omega_1\left|\frac{z_2 - z_1}{z_2}\right|$. И если, скажем, $|z_2 - z_1| = 1$, то $\omega_{отн} = 1\frac{\omega_1}{z_2}$.

Во внецентроидном цевочном зацеплении, схема которого показана на рис. 2 (его параметры: z_1 = 13, z_2 = 12, a_w = 3,2 мм, радиус $r_ц$ цевки 8 мм), все цевки одновременно касаются профилей зубьев другого колеса. Это следует из того, что их центры располагаются на соответствующих ветвях удлиненных эпи- или гипоциклоид (или эпи-, гипотрохоид). Через такие точки к эпи-, гипотрохоидам можно провести нормали, пересекающие линию межцентрового расстояния колес в полюсе зацепления, и точкой контакта цевки с профилем является точка пересечения нормали к удлиненной эпи-, гипоциклоиде с окружностью цевки.

Однако, хотя в одновременном зацеплении находятся все цевки, нагрузка может передаваться лишь половиной их общего числа, так как усилия передаются лишь в одном направлении нормали. Поэтому теоретическое значение коэффициента ε перекрытия во внецентроидном цевочном зацеплении составляет всего половину числа $z_ц$ цевок, т. е. $\varepsilon = z_ц/2$. Реально же число $z_ц$ цевок, участвующих в передаче нагрузки, из-за погрешностей изготовления и сборки меньше $z_ц/2$, и в нашем случае $z_{цр} = z_1 = 13$.

Габаритные размеры передачи, как и в случае эвольвентного зацепления, определяются диаметром d_f впадин зубьев колес, который здесь составляет 97,5 мм. То есть он как минимум на 17,2 мм больше. Однако объем транспортируемой жидкости на один зуб из-за отсутствия серповидного разделителя здесь значительно больше. Поэтому для насоса можно применять передачи с числом зубьев не только 13/12, но и 12/11, 11/10, 10/9, 9/8. Правда, дальнейшее их уменьшение нежелательно, поскольку значение ε начнет уменьшаться.

Насосы без серповидного разделителя находят применение на многих транспортных устройствах, особенно выпускаемых в США. Но следует заметить, что рассматриваемая геометрия зацепления, в крайнем случае, на том уровне знаний о ней, которыми мы сейчас располагаем, не является оптимальной ни с точки зрения контактных напряжений (износа и долговечности), ни с точки зрения технологии изготовления зубчатых элементов передачи. Поэтому исследования свойств данной передачи, не говоря уж об их влияниях на параметры собственно насоса (напор, расход, утечки и т. д.), приобретают особую актуальность: их результаты могут оказаться весьма интересными для практики.

Третий вариант — внецентроидное циклоидальное зацепление. Оно обеспечивает самое существенное уменьшение габаритных размеров насоса. Его пример — рис. 3, на ко-

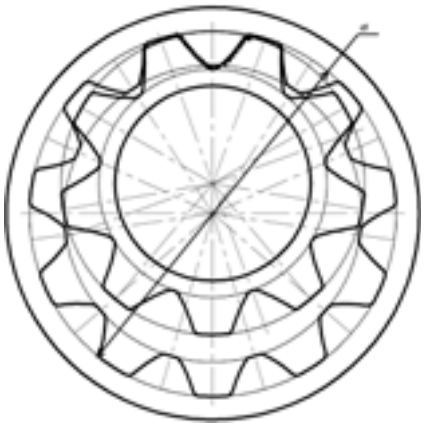


Рис. 3. Циклоидальная передача z_1/z_2 = 9/11

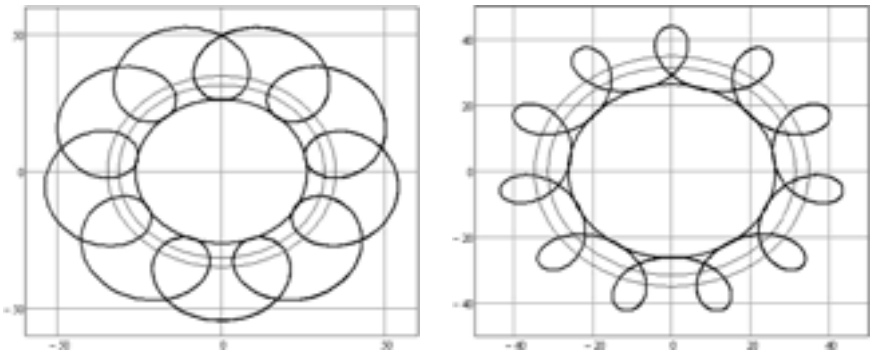


Рис. 4. Кривые, которые использованы для построения профилей 9 зубьев шестерни (а) и 11 зубьев колеса (б) насоса

тором показано зацепление с $z_1 = 9$, $z_2 = 11$ и $a_w = 7$ мм.

Для профилей зубьев этого зацепления можно использовать траектории точек прямых, связанных со вспомогательной окружностью, катящейся по центроидам обоих колес [4]. При этом, согласно теореме Камуса, такие профили будут сопряженными.

Возможные кривые, участки которых могут быть использованы в качестве профилей зубьев колеса и шестерни, — соответственно на рис. 4, *а* и *б*. (Они иллюстрируют случай, когда $z_2 - z_1 = 2$. При этой разности возможно уменьшение числа зубьев колеса и шестерни.)

Масляный насос с такими параметрами стоит на автомобиле «Опель Астра». Но следует отметить, что используемые в нем кривые для профилей зубьев не являются оптимальными: не решена масса вопросов, связанных как с самими кривыми, так и с участками, выбранными для очертаний сопряженных циклоидальных кривых. Например, число таких кривых, которые могут быть применены для профилей зубьев при соблюдении теоремы Камуса, в принципе бесконечно, но почему выбраны те, что реализованы в «Опель Астра», неясно. Не решен и вопрос об оптимальных значениях $(z_1 - z_2)$ и $(z_2 - z_1)$, т. е. значениях, обеспечивающих насосу любые заранее заданные свойства. В том числе и с учетом изменения вязкости масла в конкретных условиях погоды и эксплуатации.

Литература

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. — М.: Наука, 1986. — 584 с.
2. Шанников В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным цевочным зацеплением. — М.: Машгиз, 1948. — 172 с.
3. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи с цевочным зацеплением. — М.: Машиностроение, 1966. — 307 с.
4. T. Olivier. Theorie geometrique des engrenages. — Paris, 1842.

УДК 629.1.036

Расчет коэффициента трения заблокированного автомобильного колеса

Д-р техн. наук А.И. ШУТОВ, Д.А. ЛАЗАРЕВ, С.В. КУЩЕНКО

Белгородский ГТУ имени В.Г. Шухова (8.4722. 54-20-87)

Предложена методика расчета коэффициента трения при торможении заблокированного колеса автомобиля по дорожной поверхности с учетом пятна контакта шины с ней, перераспределения нагрузки между осями автомобиля при торможении и скорости скольжения пятна контакта по опоре. Проведен анализ влияния нормальной нагрузки на колесо и давления в шине на величину пятна контакта.

Ключевые слова: *коэффициент сцепления шин с дорогой, нормальная сила, давление воздуха в шине, радиальная жесткость, пятно контакта.*

Shutov A.I., Lazarev D.A., Kushenko S.V.

CALCULATION OF THE BLOCKED AUTOMOBILE WHEEL'S FRICTION FACTOR

Calculation procedure of the friction factor is offered at braking of the blocked vehicle wheel on road, taking into account a contact stain of the tyre with road, loading redistributions between car axes at braking and sliding speed of the contact stain. The analysis is carried out as normal loading influences on the wheel and as the tyre pressure influences on the size of contact stain.

Keywords: *friction factor of the tyre, normal loading, tyre pressure, radial rigidity, contact stain.*

В процессе расследования ДТП очень часто возникает необходимость определения коэффициента сцепления шины при торможении автомобиля в режиме «юз». Чтобы, к примеру, вычислить его скорость или величину замедления перед ДТП.

При исследованиях процесс торможения автомобиля базируется на определении его замедления, которое зависит от коэффициента сцепления, и на простейших физических законах. Однако применяемые на практике методики такого определения пока несовершенны. В том числе и общепризнанная в нашей стране методика, которую в свое время предложил В.А. Иларионов [1]. Она базируется на результатах экспериментальных исследований, которые проводились в 1980-х годах, что ставит под сомнение их нынешнюю актуальность в связи с развитием автомобилестроения вообще и тормозных элементов автотранспортных средств в частности. Кроме того, в классической физике сила трения (а «юз» — это типичное трение) зависит от двух параметров: силы реакции опоры и коэффициента трения. То есть использование коэффициента сцепления при расчете процессов, связанных с трением, либо априори несостоятельно, либо требует научного обоснования. Наконец, используемые при расчете параметры торможения и замедления, по Иларионову, равны в одинаковых дорожных условиях для автомобилей с различными массами и конструктивными особенностями шин, что противоречит результатам проводимых в настоящее время испытаний.

Таким образом, получается, что расследования ДТП, от которых зависит судьба людей, основываются на не совсем прочном «фундаменте». Именно поэтому в нашей стране организовываются все новые и новые испытания тормозных систем и тормозных элементов АТС, связанные с определением замедления последних, а по их итогам ЭКЦ МВД России издал методическое пособие для экспертов-автотехников [2].

Казалось бы, проблемы решены. Однако пособие основано на данных, относящихся только к определенным маркам и моделям автомобилей и автомо-

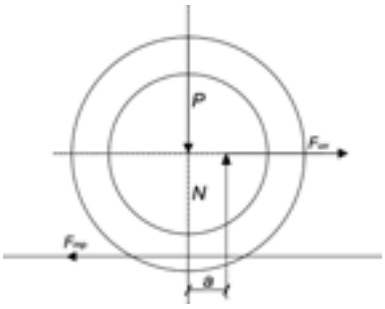


Рис. 1. Силы, действующие на заблокированное при торможении колесо

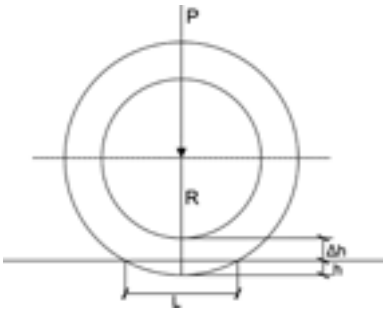


Рис. 2. Деформация шины под действием нормальной нагрузки

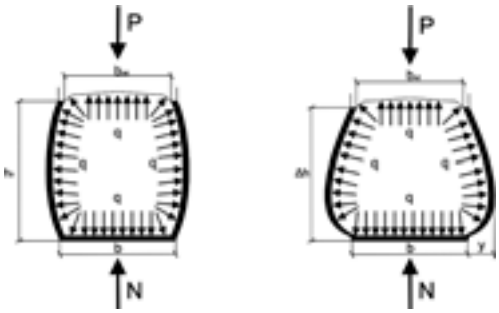


Рис. 3. Нормальное (а) и деформированное (б) состояния шины

№ формулы	Формула	Примечания
1	$f_{тр} = F_{тр}/P$	—
2	$h = P/K_R$	K_R — радиальная жесткость шины
3	$R = \frac{L^2 + 4h^2}{8h} = \frac{L^2}{8P/K_R} + \frac{P}{2K_R}$	—
4	$L = \frac{\sqrt{8PK_RR - 4P^2}}{K_R}$	—
5	$h_р = h_0 - P/K_R$	—
6	$F_{вн} = qS_ш$	—
7	$S_{пк} = Lp = L(2h_0 + b + b_{от})$	p — периметр внутренней поверхности шины b для номерной шины $p = \pi d$; d — диаметр поперечного ее сечения; b — ширина протектора; $b_{от}$ — расстояние между выступами ("хампами") диска колеса
8	$F_{вн} = qL(2h_0 + b + b_{от}) = qL\pi d$	—
9	$F_{упр} = K_Ry$	y — прогиб боковины шины
10	$\tau = f_{тр}q$	—
11	$\tau = F_{тр}/A$	—
12	$F_{тр} = f_{тр}qA$	—
13	$f_{тр} = \frac{F_{тр}}{qA}$	—
14	$f_{тр} = \frac{F_{ин}}{qA}$	—
15	$F_{ин} = ma = \frac{mv_а}{2S}$	m — масса автомобиля, приходящаяся на "юзящее" колесо; a — ускорение автомобиля; v_a — скорость автомобиля в момент блокирования колеса; S — расстояние, которое преодолевает автомобиль с момента блокирования колеса
16	$f_{тр} = \frac{mv_а^2}{2SqA}$	—

бильных шин и при определенных значениях скорости начала торможения. То есть пособие получилось неполным, отражающим лишь некоторые аспекты рассматриваемой проблемы.

Между тем выход из создавшегося положения есть. Он, как ни странно на первый взгляд это прозвучит, в точном понимании физического смысла и правильном понимании понятий: *«внешнее трение»* (сопротивление относительному перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения их поверхностей по касательным к ним [3]); *«сила трения»* (сила сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, тангенциально направленная к общей границе между двумя телами) и *«коэффициент трения»* (отношение силы трения между двумя телами к нормальной силе, прижимающей эти тела друг к другу).

В процессе скольжения колеса на него в горизонтальной плоскости воздействуют сила $F_{тр}$ трения и сила $F_{ин}$ инерции, а в вертикальной — нагрузка P и сила N реакции опоры (рис. 1). Согласно определению коэффициента трения, приведенному выше, значение $F_{тр}$ дает формула № 1 (см. таблицу). При этом следует помнить, что нормальная сила P, прижимающая колесо к дороге, — параметр зависимый, так как действует на поверхность дороги не напрямую, а через эластичный элемент колеса (шину), который, в свою очередь, под действием нагрузки взаимодействует с поверхностью дороги. В связи с чем рассматривать трение колеса автомобиля при торможении по общепризнанным для твердых тел законам смысла нет.

Это хорошо иллюстрирует рис. 2, на котором показано поведение шины при действии на колесо нагрузки P: она деформируется на величину h, называемую осадкой и подсчитываемую по формуле № 2.

Таким образом, колесо деформируется, и его исходный радиус R можно определить исходя из осадки h шины и длины L пятна контакта с опорной поверхностью, т. е. по формуле № 3, а из нее легко получить формулу № 4 для расчета длины пятна контакта. Как видим, эта длина зависит от трех параметров — нормальной нагрузки P на колесо, его радиуса R и радиальной жесткости K_R шины.

Теперь рассмотрим поведение шины в поперечном ее разрезе под действием нагрузки P.

Нормальное состояние шины показано на рисунке 3, *а*, а деформированное в поперечном разрезе — на рис. 3, *б*, из которого следует, что под действием на-

грузки P боковина шины прогибается. Ее исходная высота h_0 уменьшается на величину осадки h (см. рис. 2), т. е. высота боковины становится равной величине $h_р$. Подсчитывается она, очевидно, по формуле № 5.

Далее. На внутреннюю поверхность шины равномерно действует внутреннее давление q воздуха с силой $F_{вн}$, которая постоянна по всей поверхности и определяется по формуле № 6. При этом в пятне контакта (его площадь дает формула № 7) действует та же сила $F_{вн}$. В итоге получается формула № 8.

Из сказанного следует, что $F_{вн}$ зависит только от давления воздуха в шине, поэтому при его постоянном давлении неизменна будет и сила $F_{вн}$, действующая на внутреннюю поверхность шины. При этом на нее действуют две силы, равные по модулю, но диаметрально противоположные по направлению — нормальная нагрузка P и сила реакции опоры N (см. рис. 2). Поэтому при увеличении P на величину ΔP, но при одном и том же давлении на внутреннюю поверхность боковины шины дополнительно воздействует сила $\Delta F = \Delta P$, а при $P = \text{const}$ и изменении давления в шине изменяется давление q на внутреннюю поверхность боковины шины, т. е. сила $\Delta F = \Delta F_{вн}$. (Значения ΔP и $\Delta F_{вн}$ априори известны, так как зависят от постоянных величин.)

Очевидно, далее, что дополнительная сила ΔF равна силе $F_{упр}$ упругости материала шины — силе, зависящей от радиальной жесткости боковины. Подсчитывается $F_{упр}$ по формуле № 9.

При появлении прогиба шины площадь распределения давления, действующего на колесо в плоскости нормальной нагрузки, увеличивается. Что особенно заметно в зонах крайних элементов протектора: удельное давление здесь, по сравнению с первоначальным и постоянным, действующим на средние элементы протектора, увеличивается. Этот эффект особенно четко прослеживается при торможении, когда нагрузки по осям перераспределяются: след юза передних колес, оставленный на опорной поверхности, четко выражен на крайних боковых линиях, а на средних — гораздо слабее.

Данный эффект описан у Р. Байэтта и Р. Уоттса [4], и его можно наблюдать в реальных условиях при торможении автомобилей с приспущенными колесами. У автомобилей с нормальным давлением в шинах он крайне редок, так как площадь соприкосновения шины с опорной поверхностью дороги в таких случаях меньше, а изменение нагрузки на колесо из-за большой силы $F_{вн}$ давления в шине влияет на изменение площади контакта незначительно.

На основании сказанного можно сделать вывод: при торможении АТС площадь контакта шины с дорогой из-за увеличения нагрузки на колесо может стать больше нормальной. Вырастает она и когда нагрузка на колесо остается практически неизменной, но давление в шинах меньше обычного.

Таким образом, поскольку $S_ш$, k и R представляют собой изначально известные параметры колеса и шины, обусловленные их конструктивными особенностями, то нормальная нагрузка на колесо и давление в шине следует считать единственными параметрами, изменение которых способно повлиять на изменение пятна контакта шины с дорогой.

Теперь определим коэффициент $f_{тр}$ трения шины при торможении по дорожному покрытию. Причем для простоты рассуждений примем, что потери на гистерезис, процесс определения которого трудоемок и требует лабораторных испытаний, равны нулю.

Сила $F_{тр}$ трения зависит от нормальной нагрузки P на колесо и коэффициента $f_{тр}$ трения, что и подтверждает формула № 1.

Известно и то, что при трении возникают касательные напряжения. И если принять, что эпюра их распределения по направлению силы трения равномерна и пропорциональна эпюре распределения удельных давлений [5], то можно записать формулу № 10. А если учесть, что в зоне скольжения колеса при торможении АТС сила трения на единицу площади A пятна контакта пропорциональна касательному напряжению на этом участке, то и формулу № 11, а из них — вывести формулу № 12.

При этом нужно учитывать, что площадь пятна контакта зависит от давления воздуха в шине и нормальной нагрузки на колесо. Как и то, что рисунок пятна контакта нецелостен, а потому целесообразно разбивать общую площадь пятна на локальные площадки, обусловленные числом элементов рисунка протектора.

Из формулы № 12 следует формула № 13. При этом $F_{тр}$ трения в данном случае («юз») по модулю будет равна силе $F_{ин}$ инерции заторможенного автомобиля, двигающегося поступательно, т. е. формулу № 13 можно записать в виде формулы № 14.

Но из курса физики известно, что $F_{ин}$ подсчитывается по формуле № 15. Отсюда окончательная формула № 16 для определения $f_{тр}$.

Как видим, эта формула позволяет при расчете коэффициента трения колеса по опорной поверхности при торможении автомобиля учесть практически все факторы, влияющие на коэффициент трения, — скорость v поступательного движения заблокированного колеса, нормальную нагрузку P, действующую на это колесо, путь S, который оно преодолело в заблокированном состоянии, и давление q воздуха в шине. И выполненные по ней расчеты говорят о том, что она в большинстве случаев дает более высокое, но и более точное значение $f_{тр}$, чем те, которые зафиксированы в дифференцированной таблице ВНИИСЭ на основе методики В.А. Иларионова. Что и требуется для объективного расследования ДТП.

Литература

1. Судебная автотехническая экспертиза, Ч. 2. Под ред. Иларионова В.А. — ВНИИСЭ: Москва,— 1980.
2. Миронова Ю.А., Китайгородский Е.А. Исследование процессов торможения автомобилей зарубежного и отечественного производства: Методические рекомендации. — М.: ЭКЦ МВД России, 2005. — 176 с.
3. Трение, износ, смазка. Трибология и триботехника. Под ред. Чичинадзе А.В. — М.: Машиностроение, 2004 — 576 с.
4. Байэтт Р., Уоттс Р. Расследование дорожно-транспортных происшествий / Пер. с англ. Шалатова А.А. — М.: Транспорт, 10983. — 287 с.
5. О взаимодействии колеса с опорной поверхностью. Сборник статей лаборатории шин. Вып. 9. Под ред. В.Р. Ворона. — М.: НАМИ, — 1959. — 68 с.
6. Кабардина О.Ф. Физика. — М.: Просвещение, 1991. — 367 с.: ил.

УДК 629.017

Определение времени и пути трения фрикционных элементов тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН, Р.В. ЗАБОЛОТНЫЙ

Волгоградский ГТУ (8.8442.23-00-76)

Проанализировано влияния АБС на время и путь трения тормозных накладок автомобилей, приведены классификация и характеристики режимов работы тормозных механизмов, предлагается анализ динамики скоростей автомобиля для определения пути трения пар барабан/накладка и дорога/колесо.

Ключевые слова: *путь трения, тормозные механизмы, антиблокировочные системы.*

Revin A.A., Zabolotniy R.V.

DEFINITION OF TIME AND WAY OF A FRICTION OF FRICTIONAL ELEMENTS OF BRAKE GEARS AND TYRES OF CARS WITH ABS

The analysis of influence of ABS for time and a way of a friction of brake-shoe linings of cars is carried out, classification and characteristics of modes of behaviour of brake gears is resulted, the analysis of dynamics of speeds of the car for definition of a way of a friction of pairs a drum/overlay and road/wheel is offered.

Keywords: *way of friction, brake mechanisms, antiblocking systems.*

Антиблокировочные системы изменили рабочий процесс тормозного привода, что не могло не отразиться на ресурсе его элементов. И прежде всего — деталей рабочих тормозных цилиндров, а также пар трения тормозов и протектора шин колес. И отразилось, например, по данным Л.В. Гуревича[1], использование АБС на пожарных автомобилях: увеличило ресурс их шин на 15 %. Но нетрудно предположить, что снижение интенсивности изнашивания шин неизбежно приведет к увеличению интенсивности изнашивания тормозных накладок.

Это, так сказать, чисто теоретические соображения. Для практики же важно знать, насколько активно протекают эти процессы. Проще говоря, потребителю важнее знать не теорию, а реализацию: при переходе на торможение с АБС тормозные накладки нужно менять чаще или реже?

Чтобы ответить на этот вопрос, представим (рис. 1) динамику изменения скорости $v_а$ центра масс автомобиля и скорости $v_к$ затормаживаемого колеса. А для упрощения рассуждений воспользуемся общим, не зависящим от конструкции и принципа действия АБС подходом к оценке условий режимов функционирования тормозных механизмов. При этом в качестве одного из показателей, характеризующих условия функционирования тормозного механизма как узла трения, будем считать время $t_{тр}$ трения или контактирования, а также путь S трения скольжения деталей.

Известно, что при одном и том же тормозном пути автомобили могут иметь различные характеристики для пар трения «барабан (диск)—тормозная накладка» и «шина—дорога». И автомобили, оснащенные АБС, с этой точки зрения — не исключение. Поэтому и при исследовании влияния АБС на ресурс элементов тормозных систем оснований для отказа от таких исходных данных, как путь S и время $t_{тр}$ трения трущихся пар, а также шин с дорогой, нет.

Обратимся к результатам исследований.

На рис. 2 приведены результаты расчета по формуле № 1 (см. таблицу) пути S трения в сопряжении тормозных механизмов «барабан—накладка» в зависимости от времени торможения. При этом условно принято, что $r_к = r_б$, так как данное допущение не меняет картины при сравнительном анализе пути трения пары «барабан—накладка» автомобилей в процессе их работы с АБС и без АБС. Учтены также известные соотношения $v_к = \omega_к r_к$ и $j_{уст\ к} = \dot{\omega}_к r_к$, ($\omega_к$ и $\dot{\omega}_к$ — угловая скорость и угловое ускорение колеса соответственно) и соотношения для расчета тормозного пути автомобиля на определенном временном интервале $S_т = (v_{ан}^2 - v_{ак}^2)/(2|j_{уст\,а}|)$ или $S_т = (v_{ан} + v_{ак})(t_{ак} - t_{ан})/2$, где $v_{ан}$, $v_{ак}$ — скорости автомобиля в начале и конце

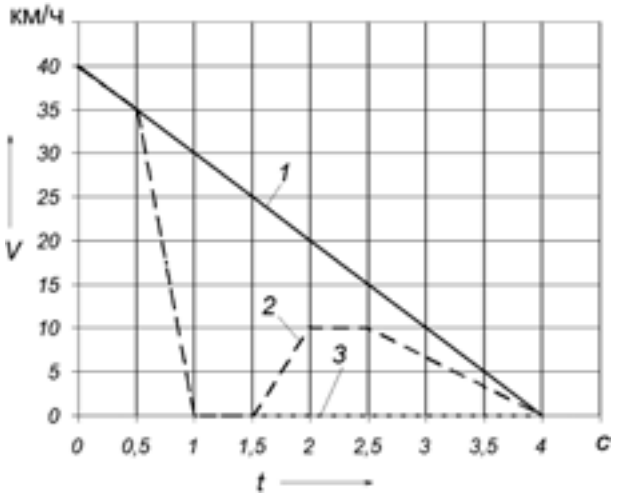


Рис. 1. Динамика изменения скоростей при торможении:
1 — скорость автомобиля; *2* — окружная скорость колеса при работе АБС; *3* — окружная скорость колеса при отсутствии АБС

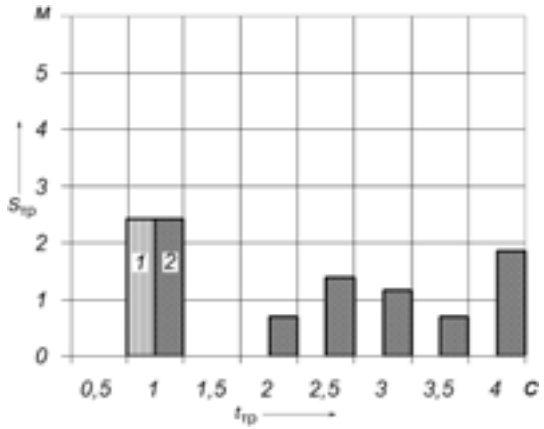


Рис. 2. Путь трения фрикционной пары «барабан—накладка» при торможении АТС, оснащенного АБС (1) и без нее (2)

[1] Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств. — М.: Транспорт, 1988. — 152 с.

торможения; $t_{ан}$, $t_{ак}$ — моменты времени в начале и конце торможения, $j_{уст\ а}$ — установившееся ускорение автомобиля при торможении.

Вращение колеса при торможении с АБС характеризуется различным сочетанием скоростных его режимов и центра масс автомобиля, что обусловлено функционированием тормозной системы и контактом шины с опорной поверхностью. Но в любом случае выделяются одни и те же наиболее характерные фазы тормозящегося колеса — затормаживание, блокирование, растормаживание, свободное его качение и равномерное движение. Но каждое из колес АТС, оснащенного АБС, в процессе торможения, в принципе, может находиться в любой из перечисленных фаз, тогда как для автомобилей без АБС устойчивы только два периода — торможение в докритической по проскальзыванию области и блокирование («юз»). И это позволяет рассчитать характеристики каждого из периодов (схема основных периодов — на рис. 3), в том числе определить путь $L_{тр}$ трения скольжения тормозной накладки о барабан, а также путь $L_с$ скольжения протектора шины по опорной поверхности.

Рассмотрим эти периоды.

Первый — свободное качение, т. е. отсутствие торможения; тормозная накладка и барабан не контактируют, шина не скользит по дороге, колесо перекатывается

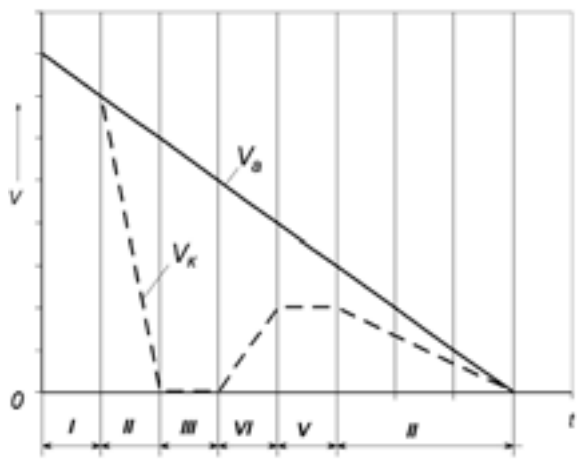


Рис. 3. Возможные варианты периодов при торможении:
I — свободное качение колеса; *II* — торможение; *III* — блокирование; *IV* — растормаживание; *V* — равномерное вращение; $v_а$ — скорость автомобиля; $v_к$ — приведенная угловая скорость колеса

с окружной скоростью, равной скорости автомобиля. Другими словами, налицо полное растормаживание колеса. Режим характерен также для моментов срабатывания тормозного привода и в случае неисправности тормозного механизма (формула № 2).

№ формулы	Формула	Примечание
1	$L_{тр} = (v_{кн} + v_{кк})(t_к - t_{кн})(r_б/r_к)/2$	$v_{кн}$, $v_{кк}$ — окружная скорость колеса в начале и конце времени торможения; $t_{кн}$, $t_{кк}$ — моменты времени в начале и конце торможения; $r_б$ — радиус тормозного барабана; $r_к$ — радиус колеса
2	$L_{тр} = 0$; $L_с = 0$	$L_{тр}$ — путь трения; $L_с$ — путь трения скольжения протектора шины по опорной поверхности
3	$L_{тр} = (v_{кн}^2 - v_{кк}^2)(r_б/r_к)/(2\lvert j_{уст\ к}\rvert)$; $L_с = S_т - (L_{тр}r_к/r_б)$	$j_{уст\ к}$ — установившиеся ускорение вращения колеса
4	$L_{тр} = 0$; $L_с = S_т$	—
5	$L_{тр} = (v_{кн}^2 - v_{кк}^2)(r_б/r_к)/(2\lvert j_{уст\ к}\rvert)$; $L_с = S_т - (L_{тр}r_к/r_б)$	—
6	$L_{тр} = v_{кн}(t_{кк} - t_{кн})(r_б/r_к)$; $L_с = S_т - (L_{тр}r_к/r_б)$	$t_п = (t_{кк} - t_{кн})$ — длительность периода равномерного вращения колеса
7	$T_{т_а} = t_о + \sum_{i=0}^{I} t_{т_i} + \sum_{j=0}^{J} t_{т_j} + \sum_{m=0}^{M} t_{т_m} + \sum_{k=0}^{K} t_{т_k} + \sum_{n=0}^{N} t_{т_n}$ $S_{т_а} = v_н t_0 + \sum_{i=0}^{I} S_{т_{ai}} + \sum_{j=0}^{J} S_{т_{aj}} + \sum_{m=0}^{M} S_{т_{am}} + \sum_{k=0}^{K} S_{т_{ak}} + \sum_{n=0}^{N} S_{т_{an}}$	$t_о$, $t_т$, $t_р$, $t_с$, $t_б$, $t_п$ — длительность отдельных периодов срабатывания тормозной системы, торможения, растормаживания, свободного качения, блокировки и равномерного вращения колеса соответственно; *I*, *J*, *M*, *K*, *N* — число торможений, растормаживаний, свободного качения, блокировки и равномерного вращения колеса соответственно; $v_н$ — начальная скорость торможения
8	$T_{тр_{тм}} = \sum_{i=0}^{I} t_{т_i} + \sum_{j=0}^{J} t_{т_j} + \sum_{n=0}^{N} t_{т_n}$ $L_{тр_{тм}} = \sum_{i=0}^{I} L_{тр_i} + \sum_{j=0}^{J} L_{тр_j} + \sum_{n=0}^{N} L_{тр_n}$	$T_{тр_{тм}}$ — время трения накладки о барабан; $L_{тр_{тм}}$ — путь трения накладки о барабан
9	$T_{с_к} = \sum_{i=0}^{I} t_{т_i} + \sum_{j=0}^{J} t_{т_j} + \sum_{k=0}^{K} t_{т_k} + \sum_{n=0}^{N} t_{т_n}$ $L_{с_к} = \sum_{i=0}^{I} L_{с_i} + \sum_{j=0}^{J} L_{с_j} + \sum_{k=0}^{K} L_{с_k} + \sum_{n=0}^{N} L_{с_n}$	$T_{с_к}$ и $L_{с_к}$ — соответственно время и путь трения скольжения протектора шины об опорную поверхность

Второй — затормаживание: торможение сопровождается уменьшением окружной скорости колеса, тормозной момент на нем либо постоянен, либо изменяется, поскольку тормозная накладка и барабан контактируют с трением; шина катится с проскальзыванием по опорной поверхности (формула № 3).

Третий — блокирование колеса: окружная скорость колеса равна нулю; тормозной момент на нем изменяется или постоянен; тормозная накладка и барабан контактируют без трения; шина скользит юзом по опорной поверхности (формула № 4).

Четвертый — растормаживание: торможение сопровождается нарастанием окружной скорости колеса; тормозной момент на нем изменяется или постоянен, тормозная накладка и барабан контактируют; шина перекатывается по опорной поверхности с проскальзыванием (формула № 5).

Пятый — равномерное вращение колеса: торможение осуществляется с постоянной окружной скоростью колеса; тормозной момент на нем изменяется или постоянен; тормозная накладка и барабан контактируют с трением; шина перекатывается по дороге с проскальзыванием (формула № 6).

Это, так сказать, в «чистом виде». Фактически же каждый из процессов торможения имеет различные сочетания перечисленных выше периодов.

Поэтому при исследовании процесса время $t_{тр}$ торможения приходится разбивать на дискретные временные интервалы, каждый из которых характеризуется значениями скорости движения АТС и угловыми скоростями каждого из колес в начале и конце интервала. И в каждом интервале следует рассчитывать показатели $S_т$, $L_{тр}$ и $L_с$ в зависимости от периода, в котором находится колесо.

В частности, для однократного торможения — определять время $T_{т_а}$ торможения и тормозной путь $S_{т_а}$ автомобиля (формула № 7); время $T_{тр_{тм}}$ и путь $L_{тр_{тм}}$ трения скольжения для пары «барабан—накладка» тормозного механизма (формулы № 8); время $T_с$ и путь $L_с$ трения скольжения протектора шины колеса с опорной поверхностью (формулы № 9). И здесь следует иметь в виду, что из-за несинхронного вращения колес при торможении как с АБС, так и без нее, обусловленного различными факторами, тормозные механизмы одного и того же автомобиля будут иметь различные показатели работы по пути и времени трения. Поэтому при расчетах и моделировании процессов трения и изнашивания элементов конструкции необходимо учитывать число, длительность и условия переходных периодов, обусловленных функционированием АБС.

Экспериментальная проверка влияния рабочего процесса АБС на интенсивность изнашивания тормозных накладок, выявление пути трения при торможении автомобиля юзом и при работе АБС, а также правильности основных допущений проводилась на автобусах «Волжанин-5270». Результаты: фрикционные пары трения «барабан—накладка» автобусов с АБС имеют в 1,5—3,1 раза больший путь трения, в 1,2—2 раза более интенсивный и неравномерный износ, на 6—24 % меньшее время контакта, чем аналогичных пар трения тормозных механизмов автобусов, не оснащенных АБС.

Читатель предлагает

УДК 662.767.769

Неравновесная термодинамика и смесеобразование в ДВС

М.В. ПИЩУЛИН

На основе физики неравновесных процессов проведен анализ поведения топливовоздушной смеси как системы при внешнем и внутреннем смесеобразовании в цикле бензинового ДВС.
Ключевые слова: *неравновесная термодинамика, флуктуации, смесеобразование, корреляции, нуклеация, фазовые переходы.*

Pischjulin M.V.
NON-EQUILIBRIUM THERMODYNAMIC AND CARBURATION IN ICE

On the basis of non-equilibrium process physics the analysis of aerofuel mixture behavior, as a system, is carried out at internal and external carburation in duty cycle of petrol ICE.
Keywords: *non-equilibrium thermodynamic, fluctuations, carburation, correlations, nucleation, changes of phase.*

В настоящее время считается, что непосредственное впрыскивание топлива в цилиндры бензинового ДВС позволяет существенно повысить их топливную экономичность, поскольку оно обеспечивает более мелкое, чем в случае карбюратора, распыливание этого топлива, а следовательно, и более полное его сгорание. Однако если судить по опыту и данным, опубликованным зарубежными фирмами, то даже на лучших экспериментальных образцах достигнуты (только на отдельных режимах) значения эффективного КПД, не превышающие 35 %. Другими словами, полученные результаты, в общем-то, незначительно отличаются от тех, которые дают лучшие карбюраторные ДВС. Кроме того, практика подобных сообщений, как правило, преследует коммерческие цели для более успешного продвижения своих брендов. При массовом же выпуске разница в расходах топлива еще меньше.

Впрочем, такие неутешительные результаты вполне закономерны. Они совпадают с выводами отечественных классиков по системам топливоподачи, которые доказали, что при любом способе распыливании топлива, т. е. независимо от способа приготовления топливовоздушной смеси, к моменту ее воспламенения в ней обязательно присутствует жидкая фаза в виде мелкой аэрозоли и пристеночной топливной пленки. И это не

устранено. Так что переход от внешнего к внутреннему смесеобразованию на бензиновых двигателях в принципе не может дать значительного прироста эффективного КПД.

В этом можно убедиться, рассмотрев термодинамическую модель фазовых переходов в системе смеси цилиндра, которую легко получить на основе работ лауреата Нобелевской премии И.Ф. Пригожина, посвященных физике неравновесных процессов. И которая, необходимо с сожалением признать, еще не стала достоянием большинства представителей научного сообщества, в том числе и исследователей в области проектирования бензиновых двигателей.

Так, давно установлено, что в любой диссипативной физической системе, состоящей из множества частиц (молекул) при любых внешних условиях (температура, давление), возникают флуктуации температуры или плотности, которые становятся причиной изменений в системе и характеризуют среднестатистическую дисперсность в ней. Эти флуктуации в теории равновесных и неравновесных фазовых переходов называют активными центрами, или зародышами, которые характеризуются числом содержащихся в них молекул, а также испускательной и поглощательной способностями. Причем при превалировании первой зародыш уменьшается, а при превалировании второй — увеличивается в размерах.

Когда физическая система находится в стабильном (стационарном) состоянии, процессы поглощения и испускания примерно равны, а когда в неустойчивом (метастабильном) состоянии, характеризующимся общим недостатком энергии в ней, флуктуации перестают быть просто «шумом» и превращаются в фактор, направляющий глобальную эволюцию системы к точкам бифуркации. То есть к точкам, в которых, что тоже давно доказано, дисперсия флуктуаций усиливается, значительно отличаясь от средних ее значений. При этом в системе возникают самосогласованные и сфазированные корреляции, перебрасывающие ее в стабильное состояние. Другими словами, в окрестностях точек бифуркации физической системе приходится «выбирать» одну, наиболее «приемлемую» для нее ветвь своего дальнейшего развития.

Но топливовоздушная система — одна из бесчисленного множества таких систем. Значит, законы ее существования те же, что и у любых других систем. Поэтому рассмотрим их применительно к наиболее ответственному с рассматриваемой точки зрения элементу рабочего цикла ДВС — такту впуска, где топливовоздушная смесь готовится.

Ее температура здесь всегда невысокая, иначе коэффициент наполнения цилиндров может оказаться недопустимо низким; давление же, в принципе, можно считать равным атмосферному. Но поскольку температура определяет энергию, то не будет ошибкой считать, что для классической (внешнее смесеобразование) схемы приготовления топливовоздушной смеси характерен общий недостаток энергии. Следовательно, смесь находится в неустойчивом состоянии — в окрестности точки бифуркации. То есть точки, вблизи которой, повторяем, система, в принципе, может эволюционировать к нескольким альтернативам, соответствующим различным устойчивым модам. Во-первых, если температура высокая, а давление низкое, то для нее предпочтительно газообразное состояние; во-вторых, если давление высокое, а температура низкая, — жидкое.

Подтверждением этому может служить экспериментально установленный факт: к концу смесеобразования (такт всасывания смеси на карбюраторном и конец такта сжатия воздуха — на впрыскиваемом ДВС) в цилиндре двигателя всегда наблюдается три агрегатных состояния топлива — мелкий аэрозоль, топливная пленка и пары топлива.

Но мелкий аэрозоль в смеси, по сути, — зародыши, разброс размеров которых случаен: среди них есть и мелкие, близкие к частицам пара, и более крупные, которым случайно удалось поглотить больше молекул из системы, чем испустить в нее.

Увеличение размеров зародышей означает увеличение их поверхности, т. е. площади соприкосновения с окружающей средой. На первый взгляд, это должно повысить испускательную способность зародышей, т. е. способствовать более массовому испарению топлива. Мало того, этому же должно помогать и уменьшение сил поверхностного сцепления молекул при увеличении размеров зародышей. Но из-за низкой температуры в цилиндре поток энергии к увеличенным зародышам из системы с целью поддержания достигнутого ими стационарного состояния оказывается недостаточным. Кроме того, возросший объем зародышей является сдерживающим фактором проникновения в них лучистой энергии (ИК-диапазон) при воспламенении. В результате более крупные зародыши не имеют возможности внутреннего прогрева, а значит, механизм объемного их испарения угасает, т. е. транспортный поток испаренных молекул из недр зародышей к их поверхности постепенно блокируется.

Конечно, в смеси происходят и хаотические столкновения молекул воздуха и испаренных молекул топлива. Что, как известно, ведет к росту числа молекул, которые случайно получат направленный импульс к поверхности зародышей. То есть к интенсификации испарения топлива.

На практике же все сложнее. Во-первых, в смеси есть молекулы воздуха, которые при упругом столкновении с зародышами своими импульсами придают возвращающий импульс тем молекулам, которые в силу тех или иных причин пытаются оторваться от зародыша (испариться). Кроме того, поскольку молекулы воздуха обладают малой массой, то, теряя часть импульса, они не могут существенно увеличить энергию зародышей.

Во-вторых, уменьшая импульс при столкновении с молекулами зародыша, молекулы воздуха не создают эффективного сопротивления в столкновениях со следующими за ними молекулам воздуха, поступающего из системы. Следовательно, вокруг зародышей накапливается «шуба» из молекул воздуха.

В-третьих, молекулы топлива из системы, получившие при столкновениях случайно направленный импульс к зародышам, имеют возможность присоединения к ним в большем количестве.

Перечисленные процессы блокируют испарение молекул с зародышей и способствуют их росту до кри-

тических размеров, т. е. размеров, при которых нуклеация в системе развивается неудержимо и появляется жидкая фаза.

Этот процесс необратим, даже если к системе подводить дополнительную энергию. Дело в том, что размер зародышей, в соответствии с основным уравнением И.Ф. Пригожина, определяется только химическими эффектами внутри объема зародышей, а также диффузией их молекул во внешний мир и из него. Причем первый член этого уравнения учитывает эффект химии внутри объема ΔV, а второй — обмен с внешним миром, и он возрастает, когда увеличивается отношение поверхность/объем зародыша.

Но ради справедливости необходимо отметить, что не все случайно увеличенные в размерах зародыши продолжат свой рост и достигнут критических размеров. Какой-то их части все же удастся в дальнейшем испустить больше молекул, чем поглотить. Следовательно, они «выйдут из игры». Однако подавляющее их большинство продолжит рост, преодолеет критический предел и начнет становиться активными центрами, втягивающими молекулы из системы. Причина — локальная неравновесность, возникающая вокруг зародышей из-за асимметрии в процессах поглощения и испускания молекул.

Критические зародыши практически перестают испускать молекулы в систему, а только их поглощают. Следовательно, в локальных областях системы вокруг критических зародышей из-за присоединения молекул топлива и нарастания «шубы» из молекул воздуха нарушается максвелл—больцмановское распределение. Другими словами, молекулы системы из прилегающих к зародышам слоев перестают «ощущать» хаотические межмолекулярные столкновения при движении к зародышу, в то время как столкновения при движении от зародышей в систему остаются на прежнем уровне.

Асимметрия в межмолекулярных столкновениях в прилегающем к критическим зародышам слое вызывает появление у молекул направленного импульса к зародышам, т. е. упорядоченного потока молекул к их поверхности. (Выражаясь термодинамическим языком флуктуации в неустойчивой системе вызывают появление неравновесности, которая порождает упорядоченное поведение молекул.)

Поскольку предполагается примерно равномерное распределение по системе смеси закритических зародышей, можно говорить о появлении в ней не только короткодействующих микроскопических корреляций на уровне молекул, но и когерентных дальнодействующих макроскопических корреляций на уровне всей системы. В результате сфазированные локальные потоки молекул из системы идут к закритическим зародышам, особенно на такте сжатия смеси, лавинообразно увеличивая их размеры до капельного состояния, т. е. возникнет фазовый переход первого рода (конденсация). Скорость такого перехода при комнатной температуре и атмосферном давлении близка к скорости звука.

Учитывая, что при приготовлении смеси поддерживается примерно стехиометрическое соотношение топлива и воздуха и смесь не однокомпонентна, может показаться, что рассмотренная физика нуклеации требует аппроксимации. Ведь в смеси обязательно присутствует пристеночная топливная пленка. Из-за нее суммарная площадь зародышей становится очень большой, а значит, существует возможность массового присоединение молекул топлива к зародышам. Причем речь идет не об отдельных молекулах, а об их группах.

Исключение могут составлять только молекулы легких фракций с низкими температурами кипения. Для всех же остальных погонов топлива, говоря о насыщенном паре, это те же зародыши, содержащие сотни и тысячи молекул.

Подтверждением может служить такой достоверно установленный факт: чем меньше размер зародышей (число молекул в нем), тем больше силы межмолекулярного сцепления. Например, у зародыша с малым числом молекул силы межмолекулярного сцепления настолько велики, что внутри него создается давление на уровне сотен МПа (тысяч кгс/см^2). Так что без высокотемпературных условий и при низком давлении испарить такие зародыши, т. е. разорвать межмолекулярные связи до состояния отдельных молекул, не представляется возможным. Следствие — мелкие молекулярные образования топлива, находясь в локальных потоках, за счет большей массы преодолевают «шубу» из молекул воздуха, прилегающую к поверхности закритических зародышей, и присоединяются к ним.

Исходя из тех же физических соображений, при сжатии топливовоздушной смеси температура и давление растут почти прямопропорционально, однако влияют они на процесс нуклеации по-разному.

Так, резкое сжатие смеси увеличивает кинетическую энергию молекул и, значит, число межмолекулярных столкновений. Возбужденные уровни вращательной и колебательной энергии молекул высвобождают ее в систему в ИК-диапазоне. При этом двухатомные молекулы воздуха как более легкие составляющие системы, которых значительно больше (за счет возросшего числа хаотических столкновений и лучистой энергии), почти мгновенно увеличивают свою кинетическую энергию. В то же время процесс повышения температуры критическими зародышами из-за их размеров (массы) более инерционален, поэтому эффект «химии» в объеме зародышей не запускается.

Далее. Как известно, проникновение излучения в объем конденсированной среды определяется практически скин-эффектом. Но в случае с закритическими зародышами его сдерживает «шуба» из молекул воздуха. В итоге возможная глубина проникновения энергии ИК-диапазона в увеличенные зародыши определится в основном поверхностным их слоем. Поэтому, несмотря на общую высокую температуру в системе при сжатии, испарение можно ожидать только с поверхности зародышей. То есть эффект химии внутри объема зародыша запаздывает. В то же время температура увеличивает число столкновений и ускоряет перераспределение возросшей кинетической энергии между молекулами воздуха. В результате локальные потоки молекул к поверхности зародышей топлива становятся больше как по плотности, так и по интенсивности энергии, а значит, более активно подавляя возможный отрыв молекул топлива (испарение) с поверхности зародышей.

Этому же способствует и тот факт, что молекулам топлива при испарении с зародышей необходимо затратить энергию на разрыв межмолекулярных связей, т. е. они будут обладать меньшей энергией, чем молекулы воздуха из внешних локальных потоков. Превалирование внешнего потока молекул воздуха и топлива из системы к зародышам усиливает дисимметрию в обменных процессах. Следствие — неудержимый рост размеров закритических зародышей.

Как видим, «физика» неравновесных процессов убедительно доказывает: при имеющихся термодинамических условиях на этапе классического приготовления топливовоздушной смеси система всегда находится в окрестности точки бифуркации. При резком изменении граничных условий (температура, давление) от сжатия она принимает одно и то же решение — нуклеация с образованием жидкой фазы.

Возможны ли другие технические решения? На первый взгляд, ответ может быть только положительным. И основой таких решений должны стать другие граничные условия рабочего процесса в бензиновом ДВС. Характерный тому пример — дизель: топливо в его цилиндры впрыскивается при высоких значениях температуры и давления.

Правда, хорошо известно, что в бензиновых ДВС организация топливоподачи при таких условиях сталкивается со многими проблемами. И прежде всего — с детонацией. Однако теоретически решение вполне возможно. В связи с чем целесообразно проанализировать данный вариант приготовления топливовоздушной смеси с точки зрения физики неравновесных процессов. И начнем с опытов, проведенных Ю.С. Свиридовым с помощью дизельной бомбы.

Так, он установил, что при объемном смесеобразовании по окончании впрыскивания ~20 % бензина от цикловой подачи остаются в жидкой фазе, которая представляет собой крупные коагулированные фронтовые капли, содержащие в основном тяжелые погоны и обладающие очень малой остаточной скоростью. С завершением развития топливного факела температура в объеме факела за счет интенсивного испарения более легких бензиновых фракций снижается до 453 K (180 °C), что несколько ниже температуры кипения самых тяжелых погонов. При этом давление в ядре факела резко падает.

При попадании фронтовых капель на стенки камеры процесс испарения заканчивается.

Такова картина в бомбе. В реальном же дизеле, где имеет место высокая турбулентность в цилиндре, капли бензина должны полностью испаряться от начала впрыска за ~9 мс.

Исходя из предыдущих рассуждений и с учетом поведения системы при сильной неравновесности, вызванной впрыскиванием топлива в среду с противодавлением, есть все основания для корректирования времени его испарения в сторону увеличения.

Во-первых, наличие крупных коагулированных капель бензина по окончании впрыскивания в цикле дизеля уже формально служит фактом нуклеации, т. е. флуктуаций, имеющих большую амплитуду (усиление) к концу смесеобразования.

Во-вторых, дальнейшая эволюция возникших флуктуаций не может сильно отличаться от эволюции при классическом приготовлении смеси, где нуклеация, развившись в жидкую фазу, существует на такте сжатия практически при тех же параметрах (температура, давление), что и в дизеле. Следовательно, несмотря на изменение корреляций в системе смеси дизеля, вызванных сильной неравновесностью, концептуальные элементы на уровне взаимодействий между молекулами сохраняются. В результате обменные процессы зародышей с системой практически должны соответствовать классическому приготовлению, а значит, теоретических предпосылок к дальнейшему активному испарению зародышей не имеется.

И это лишь на первый взгляд. Если же учесть отмеченное выше глубокое понижение температуры в топливном факеле с окончанием впрыскивания бензина, то это означает, что в системе возникает значительная разность температур и перенос теплоты будет осуществляться не за счет теплопроводности (столкновений между молекулами смеси), а за счет конвективных потоков.

Такие ситуации наблюдаются, когда разность температур становится выше определенного порога, и молекулы участвуют в коллективных движениях, соответствующих вихрям, разделяющим слои системы на регулярные «ячейки», — как в случае вихрей Бенара. Если температурный градиент в системе становится выше первого порога, то конфигурация конвективных потоков усложняется и появляются колебания. И чем дальше система будет уходить от теплового равновесия, тем больше частот в колебаниях и сложнее конвективные потоки. Пока не наступит режим неравновесного турбулентного хаоса.

Все эти состояния неустойчивости показывают конкуренцию между тепловым (некогерентным) движением молекул и действием наложенной на систему неравновесной связи в виде градиента температуры. И здесь не следует смешивать понятия «равновесный тепловой хаос», при котором флуктуациями можно пренебречь ввиду того, что внешняя среда (система) всегда действует как среднее поле, стремящееся погасить флуктуации за счет взаимодействий на границах флуктуирующей области. В турбулентном хаосе число макроскопических пространственных и временных масштабов в системе столь велико, что взаимодействие колебаний с различными частотами создает предпосылки для возникновения больших флуктуаций. (В рассматриваемом случае — для сохранения имеющихся флуктуаций.) Общее поведение системы при турбулентном хаосе только кажется хаотическим. В нем также возникают корреляции макроскопического состава, которые возникают внезапно и могут существовать продолжительное время. Если в трехмерный теплопроводной среде, сопряженной с транспортной стадией, создается разность температур, то масштаб (радиус) корреляции, помимо внешних условий, существенно определяется геометрией системы — размерами камеры сгорания. При этом амплитуда корреляции в системе всегда остается связанной со степенью отклонения от равновесия, и ее можно условно рассматривать как параметр «порядка», характеризующий переход от

некоррелированного состояния (равновесия) к коррелированному (неравновесию).

Чтобы наше изложение не выходило за рамки качественных результатов, полученных выше, необходимо отметить, что нахождение смеси в цикле ДВС соответствует замкнутой системе, т. е. системе, обменивающейся с внешней средой только излучением и теплотой. Учитывая высокое давление в дизельном цикле, даже при высокой температуре трудно ожидать активного развития механизма объемного испарения зародышей, связанного с эффектом химии в них. В самом деле, простой житейский опыт свидетельствует: температура кипения жидкостей в замкнутых системах с ростом давления повышается. Следовательно, при высоких давлениях в дизеле температуры кипения тяжелых фракций бензина, содержащихся в крупных коагулированных каплях по окончании впрыскивания, возрастут до 573 K (300 °C), что значительно больше температур кипения этих фракций при нормальных условиях. В то же время отмеченное выше понижение температуры в ядре топливного факела ниже 453 K (180 °C) приведет к общему снижению температуры в системе смеси. Итог — рост температур кипения тяжелых фракций при общем снижении температуры в системе смеси замедлит процесс объемного испарения зародышей, и тогда активного транспорта испаренных молекул из недр зародышей к их поверхности не возникнет.

Кроме рассмотренной динамики внутренних флуктуаций, самопроизвольно порождаемых самой системой, интересные приложения для ДВС возникают и при анализе флуктуаций внешних граничных условий. Ведь известно, что во многих случаях окружение системы флуктуирует необычайно сильно. И такие флуктуации, воспринимаемые системой «как внешний шум», оказывают глубокое воздействие на ее поведение. Флуктуации окружающей среды, например, в виде циклов охлаждения и нагрева стенок камеры сгорания могут воздействовать на бифуркации в системе и порождать новые непредсказуемые неравновесные переходы.

Неравновесная физика открывает новые взгляды и на процессы горения, в том числе на специфику динамики адиабатического взрыва, связанную с влиянием флуктуаций на бифуркацию системы во времени.

Таким образом, у нас нет теоретических оснований предполагать, что при приготовлении смеси по дизельному циклу фронтовые коагулированные капли топлива, как флуктуации, менее чем за 100 мс могут перейти в другое агрегатное состояние. (Здесь уместно отметить, что широкое расслоение топливного заряда в дизельном цикле обусловлено именно характером чередующихся конвективных режимов, вызываемых неравновесностью.) Итак, при существующих термодинамических граничных условиях в цикле бензинового ДВС как при внутреннем, так и при внешнем смесеобразовании, когда топливо распыляется в общий воздушный поток, создать гомогенную топливовоздушную смесь невозможно, что обусловлено неравновесностью. Использование граничных условий, характерных для дизельного цикла, также не обеспечивает такую возможность.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 621.43

Проблемы эксплуатации турбодвигателей

Канд. техн. наук Л.Я. ШКРЕТ

ЮРГТУ (НПИ) (8635. 22-33-44)

Рассмотрены некоторые проблемы эксплуатации турбодвигателей (ТД) и связанные с ними вопросы их производства и ремонта. Проанализирован ряд факторов, определяющих надежность работы современных турбокомпресоров (ТКР) и ТД. Даны рекомендации по совершенствованию их эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: *турбодвигатель, турбокомпрессор, подшипник, уплотнение, надежность.*

Shcret L.Ya.

OPERATIONAL PROBLEMS OF TURBOENGINES

The problems of turboengines at questions of their manufacture and repair were considered in this article. A number of the factors defining reliability of work modern turbocompressors and turboengines were analyzed. Recommendations about perfection of their operational indicators were made.

Keywords: *turboengine, turbocompressor, bearing, consolidation, reliability.*

В настоящее время до 90 % дизелей и 10 % двигателей с искровым зажиганием оснащены системами наддува цилиндров воздухом или, при необходимости, могут быть оснащены такими системами. Причем их имеют не только двигатели большого (3 л и более) литража, но и малолитражные, рабочим объемом цилиндров менее 1,5 л. Это вполне закономерно: наддувные ДВС обладают рядом несомненных преимуществ перед безнаддувными модификациями. В частности, у них лучше удельные эффективные параметры, массогабаритные показатели и др.

Однако применение наддува (как правило, турбонаддува) порождает дополнительные проблемы как в производстве, так и (особенно) в эксплуатации. Дело в том, что современный турбокомпрессор — довольно сложный, сильно нагруженный агрегат и зачастую менее надежный, чем другие элементы ДВС (КШМ, ЦПГ и т. д.). Причем, к сожалению, в значительной мере предопределяющий работоспособность других устройств и систем. Например, типичная неисправность системы наддува — недопустимо низкое давление p_k — на режимах высоких мощностей ДВС ведет к резкому повышению температуры отработавших газов, перегреву и ускоренному изнашиванию деталей ЦПГ, интенсивному старению картерного масла и многим другим неприятностям.

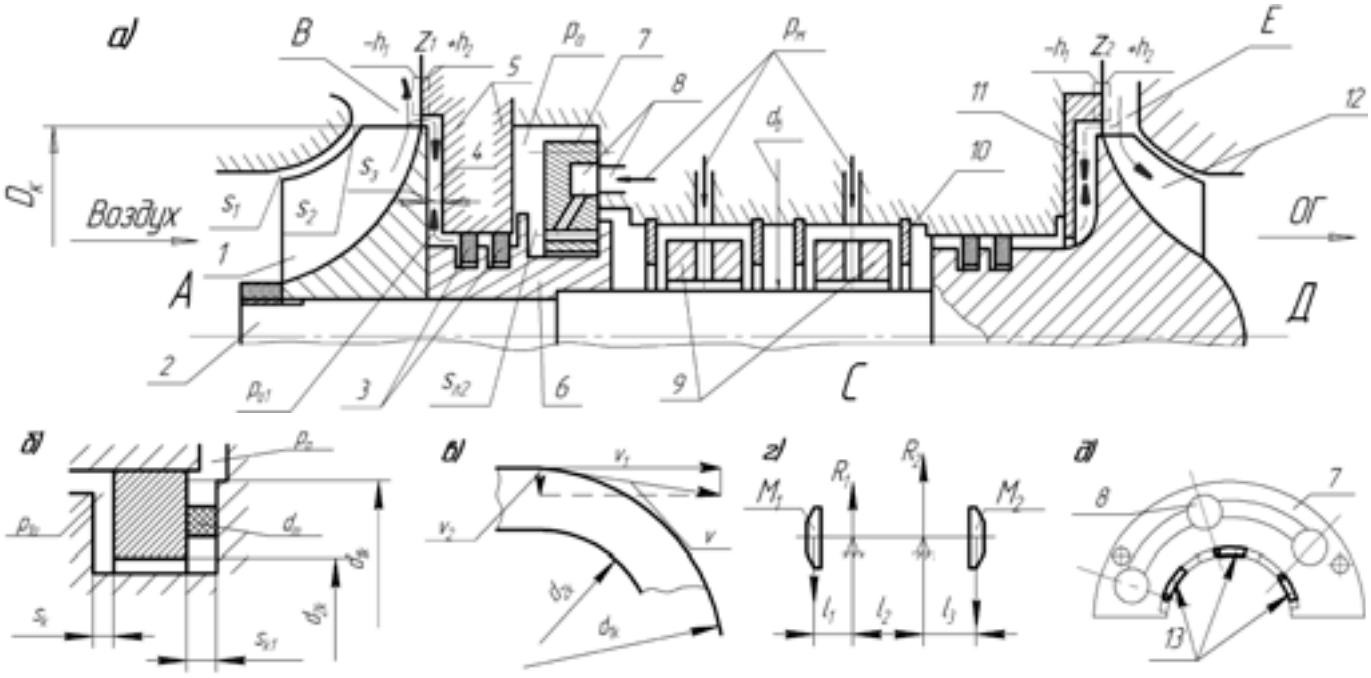


Рис. 1. Схема автотракторного ТКР (а), параметры (б) и характерные скорости (в) его кольцевого уплотнителя, а также его массогабаритные параметры (г) и элементы упорного подшипника (д):

1 — проточная часть крыльчатки компрессора; *2* — вал ротора ТКР; *3* — уплотнительные кольца; *4* — щель; *5* — корпус компрессора; *6* — втулка гидродинамического подпятника; *7* — гидродинамический подпятник; *8* — отверстие подпятника; *9* — опорные подшипники; *10* — фиксирующие кольца подшипников; *11* — щель; *12* — проточная часть колеса турбины; *13* — подушки

К производственным проблемам, если рассматривать в широком смысле, можно отнести вопросы теории, конструктивного исполнения и собственно изготовления турбодвигателей. И здесь, надо сказать, у нас в стране сделано очень многое. Чтобы убедиться в этом, достаточно вспомнить крупные и широко известные работы, выполненные специалистами НАМИ-ЯМЗ [1, 2], ГАЗ-ГПИ [3], КамАЗа [4], НАТИ, ЦНИДИ, ЛСИ [5], (ГТУ) МАДИ, УДМЗ-УГТУ и др., а также ряд турбокомпрессоров. Но тема предлагаемой читателю статьи — проблемы эксплуатации турбодвигателей. И прежде всего турбокомпрессора — основного агрегата системы турбонаддува.

Таких проблем несколько. И первая из них — утечки масла из картера ТКР (полости *С* на рис. 1, *а*), через щель *4* между задней стенкой колеса крыльчатого компрессора и его корпусом *5*) и его попадание в камеру сгорания ДВС. Чтобы этого избежать, в конструкции предусматривается одно или два уплотнительных кольца *3*. Такие же кольца устанавливают и на турбине.

Поэтому следует уделять особое внимание повышенным утечкам (уносу) картерного масла из полости *С* в кольцевую полость *В* и далее в цилиндры двигателя. Они — первый признак неисправности ТКР. Ведь давление p_{c1} смеси воздуха, отработавших газов и паров масла в полости *С* при исправной системе вентиляции картера практически всегда близко к атмосферному, т. е. $p_{c1} \approx p_{a1} \approx \text{const}$, а статическое давление p_{a2} перед (полость *А*) и p_{c2} (полость *В*) за колесом компрессора существенно изменяется в зависимости от режима работы ТКР и его технического состояния. Если при нормальной работе ТКР имеет место неравенство $p_{a1} \geq p_c$ и давление p_{c2} препятствует маслу преодолевать уплотнение *3*, то, к примеру, при загрязнении воздушного фильтра, установленного на входе в турбокомпрессор, давления в полостях *А* и *В* существенно снижаются, что может привести к обратному неравенству $p_{a1} < p_c$. В результате пары и капли масла в смеси с воздухом просачиваются из полости *С* через уплотнительные кольца *3* в проточную часть компрессора. Это особенно характерно при работе ТКР на неполных нагрузках. И чтобы «помочь» кольцам *3*, дросселирующую щель *4* у больших ТКР часто выполняют в виде лабиринтного уплотнения. Расход $Q_м$ масла через нее рассчитывается по формуле $Q_м = a\frac{\Delta p}{\nu_t} s_з^3$, в которой a — постоянный для каждого ТКР коэффициент, $\Delta p = (p_1 - p_2)$ — перепад давлений в лабиринтном уплотнении; ν_t — вязкость газомасляной смеси при температуре t; $s_з$ — зазор между задним торцом крыльчатки и корпусом компрессора.

Как видим, утечки $Q_м$ сильнее всего (в третьей степени) зависят от зазора $s_з$ и довольно значительно от режимных, эксплуатационных факторов Δp и ν_t, а направление потока масла и масляной эмульсии определяется знаком перепада Δp давлений.

На величину $Q_м$ влияет также и выступ заднего наружного торца крыльчатки, т. е. ее заглубление $h = \pm h_1$ в корпус *5*. Относительно номинального положения Z_1 этот выступ может располагаться как с отклонением влево по схеме $(-h_1)$, так и вправо $(+h_1)$. И если он находится в пределах $0 \div (-h_1)$, то возможно эжектирование масла, просачивание его из щели *4* с давлением p_A

в зону B, когда $p_B < p_A$. И наоборот, когда $h = +h_1$, выступ подтормаживает часть потока воздуха на выходе его из колеса компрессора в диффузор. В результате давление у выступа повышается на величину Δp_B и воздух проникает в щель *3* (на рис. 1, *а* направление заброса показано пунктирной стрелкой). Этот эффект благоприятен для снижения $Q_м$, но негативно влияет на КПД и другие параметры компрессора. Поэтому конструктору обычно приходится искать компромиссный вариант решения задачи — добиваться, чтобы условие $(p_B + \Delta p_B) \geq p_A$ обеспечивалось при минимальной величине Δp_B.

В эксплуатации величиной h управлять, разумеется, нельзя. Однако при капитальном ремонте ТКР нужно добиваться, чтобы она была такой же, что и на новом, исправном турбодвигателе.

Последствия роста $Q_м$ — увеличение расхода масла на «угар», закоксовывание проточных частей ТКР, ухудшение практически всех рабочих параметров турбодвигателя.

У турбины картина примерно такая же. В положении Z_2 возможен выброс отработавших газов в щель *11* и далее в полость C, если давление p_E в зоне E больше p_{a1}, так же как и эжектирование (утечки) масла в эти газы, если $p_E < p_{a1}$ или $h = -h_2$. Однако на большинстве режимов работы ТКР наблюдается неравенство $p_E > p_{a1}$, т. е. уноса масла в выпускную систему нет. Однако прорыв отработавших газов в полость C вызывает перегрев и интенсивное коксование масла в кольцевом уплотнении и опорном подшипнике со стороны турбины, досрочный выход их из строя. Кроме того, высокотемпературные частицы нагара, прорываясь в полость C вместе с отработавшими газами и далее в картер двигателя, могут воспламенять в нем смесь паров масла и воздуха и вызвать пожар двигателя или даже взрыв этой смеси. Поэтому для нейтрализации таких опасных явлений картеры некоторых турбодвигателей, особенно большого литража, оснащают предохранительными люками.

Таким образом, основное препятствие утечкам $Q_м$ — уплотнение вала ротора. Для автотракторных ТКР с частотой $n_р$ вращения ротора, превышающей 50 тыс. мин$^{-1}$, оно обычно кольцевое. Причем кольцо своей наружной цилиндрической поверхностью плотно прижимается к посадочной неподвижной поверхности корпуса *5*, а торцом, т. е. боковой рабочей поверхностью, — к торцу канавки во втулке *6*. Но из-за неизбежных неточностей изготовления уплотнительного узла, вибраций и тряски ротора и кольца при работе ТКР между кольцом и сопрягаемой рабочей поверхностью в канавке втулки *6* есть заполненный маслом зазор s_k (см. рис. 1, *б*). Его максимальная величина всегда меньше зазора s_{k2} в опорном подшипнике. Из-за чего при перемещении ротора в пределах последнего кольцо сдвигается, зазор s_k выбирается даже с запасом, т. е. полностью выполняет свою уплотнительную функцию. Кроме того, если учесть основные силы, действующие на элементарную массу $d_м$ масла толщиной s_{k1}, то легко доказать, что под действием центробежной силы, действующей на пленку масла, возникает приращение давления, пропорциональное квадрату частоты $n_р$ вращения ротора ТКР, благодаря чему уплотняющаяся способность кольца улучшается. Однако эта зависимость, к сожалению, при неблагоприятных условиях (повышенной вибрации ротора, пригорании уплотнительных колец и т. п.) нарушается. Поэтому необходимо принятие дополнительных мер, предупреждающих рост $Q_м$. В том числе и такая, как исключение работы двигателя на загрязненном масле. Потому что частицы загрязнений повреждают рабочие поверхности уплотнений. И довольно быстро.

Допустим, например, что твердая частица входит в зазор s_{k1} со стороны наружной поверхности кольца (см. рис. 1, *в*), диаметр которого равен d_{1k}, а выходит с внутренней поверхности, диаметр которой d_{2k}. Тогда расстояние Δr, которое она пройдет, составит $(d_{1k} - d_{2k})/2$. Практически это 2—4 мм. Примем, далее, что $n_р$ = 100 тыс. мин$^{-1}$ и v_1 = 50 м/с. При этом очевидно, что радиальная составляющая v_2 суммарной скорости v даже для больших расходов $Q_м$ будет значительно меньше v_1. Поэтому за время, в течение которого частицы находятся в зоне трения, они, несмотря на малое значение Δr, проходят путь более 1 м, повреждая рабочие поверхности сопрягаемых деталей на площадке, равной $\pi(d_{1k}^2 - d_{2k}^2)/4$. Поэтому на ТКР нужен свой масляной фильтр с тонкостью фильтрации не хуже 10—20 мкм и его состояние целесообразно контролировать даже более тщательно, чем основной фильтр масляной системы турбодвигателя.

Вторая эксплуатационная проблема — надежность работы подшипников. Она, как принято считать, зависит от устойчивости вращения ротора ТКР, т. е. вращения без интенсивных, с большими амплитудами, колебаний. Отсюда и меры, принимаемые при его изготовлении: сведение к минимуму дисбаланса ротора, подбор зазоров в подшипниках и т. д. Но в процессе эксплуатации ТКР подшипники непрерывно изнашиваются. А поскольку они испытывают априори неравномерную нагрузку от массы ротора, то изнашивание идет неравномерно. Что, по сути, равноценно ускоренному росту дисбаланса ротора.

Такой вывод подтвержден рис. 1, *г*, где M_1 и M_2 — сосредоточенные массы крыльчатки компрессора и колеса турбины, R_1, R_2 — реакции на опорах (серединах образующих опорных подшипников), l_1, l_2, l_3 — характерные длины. Нетрудно показать, что, например, при $l_1 = l_3$ и соотношении $(M_1/M_2) = l_1/(l_1 + l_2)$ реакция $R_1 = 0$, т. е. даже в неподвижном состоянии ротор неустойчив. И ясно, что при вращении с таким или близким к нему соотношением M_1/M_2 повышается вероятность интенсивного прецессионного движения, дестабилизирующего устойчивость вращения ротора, что негативно отражается на износах подшипников и уплотнений. Теоретически для M_2, близких к M_1, т. е. $M_2 \to M_1$ и длина $l_2 \to 0$. Что означает: при выравнивании масс M_1 и M_2 расстояние между подшипниками можно уменьшить.

Но это уже вопрос для обсуждения разработчиками ТКР. Тема же статьи, повторяем, — эксплуатация. В связи с чем рассмотрим проблему надежности опорных и упорного подшипников ТКР именно с данной точки зрения.

На современных ТКР наиболее распространены опорные подшипники скольжения с вращающимися втулками и плавающими, не вращающимися моновтулками. Причем первый тип, как доказано практикой, предпочтительнее. Особенно при высоких частотах вращения ротора ТКР: эти втулки вращаются с высокой угловой скоростью, равной ~(0,25 − 0,30)$n_р$, значительно снижая относительные скорости скольжения, а следовательно, и износы всех пар трения данного узла. В частности, когда подшипниковые узлы имеют раздельный подвод масла к опорным и упорному подшипникам ТКР, как это сделано на некоторых модификациях турбодизелей КамАЗ, ЯМЗ и др. Необходимо знать факты, касающиеся изнашивания указанных подшипников. Например, то, что износы рабочих поверхностей упорных подшипников ТКР зачастую в 2—5 раз больше, чем подшипников опорных. И основная причина такого положения — значительные (1—2 МПа, или 10—20 кгс/см^2) осевые удельные нагрузки на опорный подшипник создает переменная по величине и направлению результирующая сила *P* от действующих на торцах крыльчатки компрессора и колеса турбины потоков воздуха и отработавших газов в сочетании с высокими (более 50 м/с) скоростями скольжения и часто недостаточно эффективной организацией жидкостного режима трения. Кроме того, величина *P* может значительно возрастать из-за осевой силы инерции ротора при неравномерном движении автомобиля (например, при резких торможениях, езде по некачественной дороге, бездорожью, когда ротор регулярно через пяту ударяет по подпятнику упорного подшипника).

Конструкторы с этим борются. Так, на рис. 1, *д* схематично показаны конструктивные элементы одного из современных упорных подшипников с гидродинамическим подпятником *7*. Здесь через отверстия *8* и каналы, выполненные в нем, масло под давлением $p_м$ подводится к рабочим поверхностям *13* (подушкам), имеющим скосы под углом 30′ в направлении вращения ротора, что обеспечивает надежный масляный клин между пятой и подпятником, с обратной стороны которого имеются такие же подушки. Этот подшипник гораздо надежнее других аналогов, но особенно — имеющих упрощенную, в виде плоской планки, конструкцию подпятника.

Однако все это — работа конструкторов ТКР. Для эксплуатационника же важно знать, что, каким бы ни было исполнение подпятника, характер его изнашивания, по существу, всегда один и тот же: повышенные износы обычно начинаются со стороны турбины, поскольку оттуда действуют переменные осевые силы *P*, которые, к примеру, на номинальном режиме работы ДВС почти вдвое превышают аналогичные силы со стороны компрессора. Правда, на режимах частичных нагрузок это соотношение снижается — все зависит от соотношения давления воздуха после компрессора ($p_к$) и отработавших газов перед турбиной ($p_т$), которое, как известно, определяется косвенно режимами работы двигателя. Это хорошо видно на рис. 2, на котором приведена зависимость $p_к/p_т = f(p_e/p_{eн})$ от относительной нагрузки (p_e, $p_{eн}$ — соответственно средние эф-

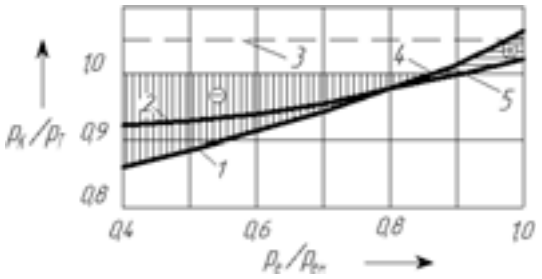


Рис. 2. Зависимость $p_к/p_m = f(p_e/p_{eн})$ для турбодизелей с нерегулируемым (1, 2) и регулируемым (3) наддувом

фективные давления в цилиндре на частичных и номинальном режимах работы двигателя при n = const) для двух модификаций турбодвигателей с нерегулируемым наддувом — автомобильного (кривая *1*) и тракторного (кривая *2*).

Как видим, обе кривые имеют участки с отношением ($p_к/p_т$) < 1 (отмечено знаком «−») и ($p_к/p_т$) > 1 (отмечены знаком «+»), а также точки *4* и *5*, где ($p_к/p_т$) = 1. Для нерегулируемого наддува распространенных автотракторных турбодвигателей продувка цилиндров от остаточных газов происходит при повышенных нагрузках лишь на вторых участках, где ($p_e/p_{eн}$) > (0,8 − 0,85). У двигателей с регулируемым наддувом (прямая *3*) на большинстве рабочих режимов добиваются соотношения ($p_к/p_т$) ≈ 1,05 = const, что обеспечивает приемлемое качество продувки цилиндров и одновременно разгрузку упорных подшипников от высоких осевых сил *P*.

Работа турбодвигателей зависит от технического состояния ТКР. Поэтому в эксплуатации необходимо регулярное соблюдение правил его технического обслуживания. В частности — контроль за расходом масла на «угар». Некоторые известные изготовители таких двигателей устанавливают термопары в выпускных системах, которые непрерывно фиксируют допустимую температуру отработавших газов.

Позитивно отражается на эксплуатации турбодвигателей и оснащение их техническими средствами, позволяющими при необходимости (например, при ремонте) контролировать соотношение ($p_к/p_т$), расходы топлива и картерного масла, в том числе его унос через уплотнения ТКР на фиксированных режимах работы двигателя.

Еще одна эксплуатационная проблема турбодвигателей — вредное влияние картерных газов на их экологичность.

Раньше многие турбодвигатели имели так называемую открытую систему вентиляции картера, при которой картерные газы отводились непосредственно в атмосферу. Теперь экологические нормы такого не допускают, и многие производители решили направлять эти газы во впускную систему двигателя. Однако при этом происходило интенсивное загрязнение проточных частей ТКР, поскольку картерные газы представляют собой смесь воздуха с плохо поддающимся горению маслом. В результате не исключено заметное снижение КПД турбокомпрессора, а значит, и эффективного КПД турбодвигателя.

Используется также третий вариант, при котором картерные газы подаются в выпускную систему после ТКР с помощью эжекционных устройств. И это с экологической точки зрения — модифицированный первый вариант.

Таким образом, проблема удаления и нейтрализации картерных газов для многих типов турбодвигателей остается фактически нерешенной.

Основные рекомендации по оптимальному использованию турбодвигателей сводятся к необходимости строго соблюдать инструкции (руководства) по эксплуатации конкретных модификаций двигателей, использовать качественные ГСМ и другие расходные материалы; своевременно менять детали ограниченного срока службы (фильтроэлементы, ремни, распылители форсунок, прокладки, шланги и др.); не приобретать расходные материалы и запасные части у случайных продавцов. Однако выполненный анализ показывает, что заводские инструкции по эксплуатации турбодизелей должны содержать перечень и методики проверки тех параметров двигателя, от которых зависит его исправность: расход масла на «угар», гидравлические сопротивления воздушного и масляного фильтров ТКР, допустимые величины люфтов ротора и состояние рабочих колес компрессора и турбины. Для полноценного обслуживания турбодвигателей целесообразно пользоваться услугами специализированных центров, имеющих квалифицированные кадры и необходимые технические средства (современную диагностическую аппаратуру, обкаточные моторные стенды, стенды регулировок ТНВД и ТКР и др.).

Литература

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. — М.: Машиностроение, 1991.
2. Григорьев М.А., Долецкий В.А. Обеспечение надежности двигателей. — М.: Изд-во стандартов, 1979.
3. Гурвич И.Б., Сыркин П.Э. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей. — М.: Транспорт, 1984.
4. Валеев Д.Х., Гатауллин Н.А. Новые дизели КамАЗ // Автомобильная промышленность. 2003. № 11. С. 8—11.
5. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. — Л.: Колос, 1981.

УДК 621.43.044.7

Влияние конструктивных особенностей и срока службы свинцового аккумулятора на его ЭДС

Канд. техн. наук А.А. КОЧУРОВ, А.Г. КАРТУКОВ

Рязанское ВВДКУ (8920. 975-15-23)

Представлены результаты экспериментальных исследований, устанавливающие влияние конструктивных особенностей, в частности фактического объема электролита, и срока службы свинцового аккумулятора на величину его ЭДС, плотность электролита.

Ключевые слова: *аккумуляторные батареи, влияние величины удельного объема электролита, контроль технического состояния.*

Kochurov A.A., Kartukov A.G.

THE INFLUENCE OF STRUCTURAL FEATURES AND SERVICE LIFE ON ELECTROMOTIVE FORCE OF LEAD-ACID BATTERY

The results of experimental researches, revealing the influence of electrolyte actual volumetric capability and lead-acid battery service life on its electromotive force, electrolyte density are presented.

Keywords: *storage batteries, the influence of the electrolyte specific volume value, technical condition monitoring.*

Контроль параметров серийных аккумуляторных батарей различных типов в конце их заряда показывает, что при равных значениях плотности электролита, приведенных к одинаковой температуре, они имеют различные установившиеся (равновесные) значения ЭДС. Что не вполне согласуется с известным[1] положением о независимости ЭДС от конструктивных особенностей электродов аккумуляторов и строгом соответствии величины равновесной ЭДС аккумулятора значению плотности электролита в нем. То есть формула $E = 0{,}84 + \rho$, где E — ЭДС аккумулятора и ρ — плотность электролита, по которой рекомендуется определять ЭДС, не соответствует практике. Возникает вопрос: почему?

Чтобы ответить на него, авторы провели экспериментальные исследования процесса заряда свинцовых кислотных аккумуляторов шести типов: 6СТ-66 «Стеко» (Франция) с наработкой два года; 6СТ-43 «ФИАММ» (Италия) с наработкой четыре года; 6СТ-66 «Кар техник» (Германия) с наработкой шесть лет; 6СТ-55-АЗ «ICTA» (ЗАО «Востсибэлемент», Свирск) с наработкой пять лет; 6СТ-36-А «МТД ОКА» (Москва) с наработкой три года и ЗМТ-18 «Электроисточник» (Саратов) с нулевой наработкой.

Отобранные в группу батареи различались не только исходной наработкой, но и конструктивным исполнением, величиной номинальной емкости и объемом электролита. Общее же у них было то, что все они не имели внутренних замыканий, принимали заряд и отдавали не менее 40 % емкости при стандартном разряде.

Как показал анализ ранее накопленных статистических данных, на ЭДС батарей наиболее существенно влияет объем электролита. Поэтому технология исследования рассматриваемой группы батарей была сведена к следующим семи этапам.

1. Полный, до момента стабилизации плотности электролита, заряд батарей и доведение уровня электролита в них до номинального значения (на 15 см выше уровня электродов).

2. Выдержка в течение двух суток для приведения внутренних процессов в аккумуляторах в состояние равновесия.

3. Контроль ЭДС, температуры и плотности электролита в аккумуляторах.

4. Повышение уровня электролита в аккумуляторах до максимального значения путем добавления электролита той же плотности и температуры.

5. Выдержка в течение двух суток в состоянии бездействия и контроль ЭДС, температуры и плотности электролита в аккумуляторах.

6. Понижение уровня электролита в аккумуляторах до минимального путем отбора части электролита.

[1] Акимов С.В., Чижков Ю.П. Электрооборудование автомобилей [Текст]: учебник для автодор. вузов. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2003. — 384 с.

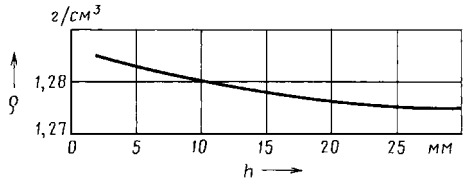


Рис. 1. Зависимость изменения ЭДС в АКБ 6СТ-66 «Стеко» от уровня электролита

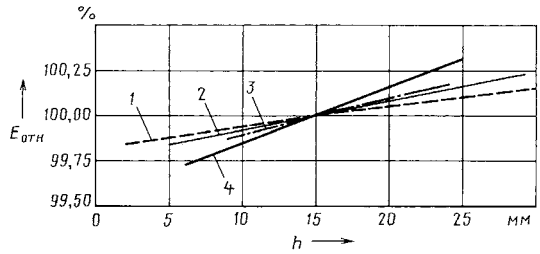


Рис. 2. Зависимость изменения ЭДС батарей различных типов от объема и уровня электролита в них:

1, 2 — $V_{уд.эл}$ = 10,15 см³/(А · ч); *3* — $V_{уд.эл}$ = 10,27 см³/(А · ч); *4* — $V_{уд.эл}$ = 11,16 см³/(А · ч)

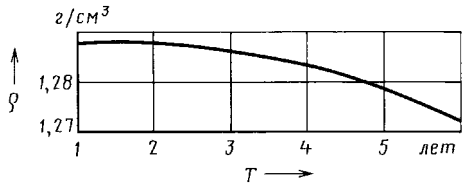


Рис. 3. Зависимость плотности электролита от срока службы батареи

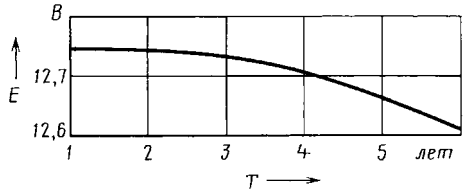


Рис. 4. Зависимость ЭДС от срока службы батареи

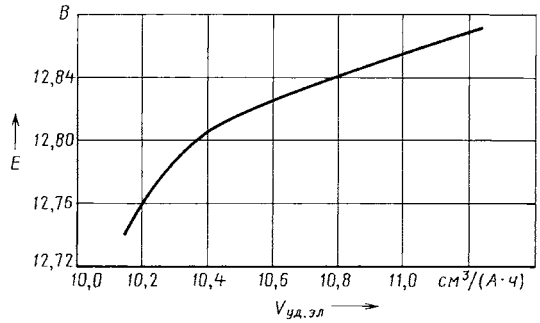


Рис. 5. Зависимость ЭДС аккумуляторов от удельного объема электролита в них

7. Выдержка в течение двух суток в состоянии бездействия и контроль ЭДС, температуры и плотности электролита в аккумуляторах.

В результате установлено, что изменение уровня электролита в аккумуляторах сопровождается изменением его плотности в них и ЭДС аккумуляторной батареи в целом. Но — по-разному.

Так, изменение уровня h электролита в аккумуляторах батареи 6СТ-66 «Стеко» от минимального до максимального значения сопровождалось (рис. 1) повышением ЭДС батареи с 12,72 до 12,76 В. Однако плотность электролита снижалась с 1,285 до 1,275 г/см³.

Примерно так же изменялись в зависимости от h ЭДС и плотность электролита и у остальных аккумуляторных батарей экспериментальной группы. Но абсолютные значения их ЭДС при прочих равных условиях зависят, как оказалось, в первую очередь от фактического объема электролита, а если точнее — от фактического удельного его объема $V_{эл.уд}$, подсчитываемого по формуле: $V_{эл.уд} = V_{эл.аб}/C_{ном}$ ($V_{эл.аб}$ — объем электролита в одном аккумуляторе батареи, $C_{ном}$ — номинальная емкость аккумуляторной батареи).

Рассчитанные по этой формуле значения $V_{эл.уд}$ исследуемых аккумуляторных батарей приведены в таблице, а на рис. 2 — изменение их относительной ЭДС, подсчитанной по формуле $E_{отн} = \frac{E_{изм}}{E_{ном}} \cdot 100$, в которой $E_{изм}$ — измеренное фактическое значение ЭДС при минимальном или максимальном уровнях электролита, $E_{ном}$ — номинальное значение ЭДС при номинальном уровне электролита.

Как видно из таблицы и рисунка, у всех типов аккумуляторов повышение уровня электролита ведет к росту ЭДС относительно $E_{ном}$. При этом степень возрастания значений $E_{отн}$ больше у тех батарей, где значения $V_{эл.уд.}$ электролита больше. Но здесь нельзя не отметить, что у батареи 6СТ-66 фирмы «Кар техник» с исходным сроком службы более шести лет рост ЭДС относительно $E_{ном}$ более значителен, чем у батареи 6СТ-66 фирмы «Стеко» со сроком службы два года, хотя значения $V_{уд.эл.}$ у них равны. Это свидетельствует о том, что срок службы батареи влияет на характер изменения их ЭДС: с увеличением срока службы эксплуатационные характеристики батарей ухудшаются. В частности, уменьшается конечная плотность электролита при полном заряде батарей (рис. 3). Снижается и конечная ЭДС (рис. 4).

Причина очевидна: с увеличением срока службы батареи поверхностный слой активной массы положительного электрода, образующийся в результате токообразующей химической реакции в аккумуляторе, оплывает и накапливается в нижней части блока электродов, пассивируя активную поверхность положительных электродов. В связи с чем активные вещества данной части поверхности не принимают участия в работе электрода при его заряде, а значения плотности электролита и ЭДС аккумуляторной батареи не повышаются до номинальных значений.

Параметр	Тип аккумуляторной батареи				
	6СТ-66	6СТ-43	6СТ-55	6СТ-36	3МТ-18
Удельный объем электролита, см³/(А · ч)	10,15	11,16	11,52	12,22	10,27

Установлено, что при равных значениях плотности электролита в аккумуляторах значения ЭДС батарей разных типов повышаются одинаково — пропорционально возрастанию значений удельных объемов электролита $V_{эл.уд}$ в них (рис. 5). Что, на взгляд авторов, обусловлено следующим: чем больше удельный объем электролита в аккумуляторе, тем больше ионов серной кислоты участвуют в формировании их электродных потенциалов в электролите. Диффузия же ионов из объема свободного электролита в приэлектродные слои снижает плотность электролита в верхних (надэлектродных) слоях и одновременно повышает электродные потенциалы аккумуляторов и ЭДС батареи в целом.

Таким образом, выполненные авторами экспериментальные исследования аккумуляторных батарей показали: величина фактического объема электролита в них и срок их службы оказывают существенное влияние на величину ЭДС. Это означает, что по изменению значений ЭДС и плотности электролита в процессе эксплуатации можно судить о техническом состоянии батареи и прогнозировать ресурс ее работы.

УДК 629.083

От гаражной мастерской к гаражному автосервису

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

Орловский НИПИ «Градоагроэкопром» (8.903. 880-92-30)

Статья посвящена методологии перехода гаражных мастерских в гаражные автосервисы.

Ключевые слова: *гаражный автосервис, гаражная мастерская, нормативно-правовые акты.*

Sharupich P.V., Sharupich V.P., Bogach K.A.

FROM THE GARAGE WORKSHOP TO GARAGE CAR-CARE CENTER

Article is devoted methodology of transition of garage workshops in garage car-care centres.

Keywords: *garage car-care service, garage masterful, regulatory legal acts.*

Гаражная мастерская — один или несколько гаражей, выполняющих техническое обслуживание и текущий ремонт автомобилей без документального оформления, т. е. при отсутствии нормативно-правовой базы. Здесь не предусмотрено оформление работников, т. е. трудовой договор и трудовая книжка, рабочий день не нормирован, налог в пенсионный фонд не отчисляется, нет каких-либо социальных льгот и гарантий как работнику, так и клиенту, отсутствует техника безопасности, не удовлетворяют действующим нормам и правилам производственные помещения, технологическое оборудование и оснастка, нормативно-технологическое и информационное обеспечение, квалификация персонала. В частности, от последнего не требуется специального образования.

Показатель	Вид гаражного сервиса	
	мастерская	автосервис
Размер (площадь), м^2	24—72	50—130
Численность персонала, чел.	2—5	5—10 и более
Средний балл в документе об образовании	3	4—5
Класс опасности выполняемых работ	III	III
Наличие специального диагностического оборудования	Нет	Есть
Форма оплаты за выполненные работы	Наличный расчет	Безналичный расчет
Наличие гарантий выполненным работам	Нет	Есть
Ответственность владельца перед персоналом	Нет	В соответствии с законами РФ

Гаражный автосервис — более высокий уровень организации. Он представляет собой объединение собственника и персонала в нескольких гаражах, где осуществляется обслуживание и ремонт автомобилей. Имеет свою структуру и законно конкурирует на рынке автосервисных услуг, поскольку по всем параметрам соответствует нормативно-правовой базе [1—3]. В том числе требованиям основных стандартов, общегосударственных правил оформления работников и т. д. То есть гаражный автосервис, разумеется, обходится дороже гаражных мастерских, но выгоднее всем трем сторонам: владельцу, поскольку переводит его деятельность из «тени» и связанных с этим рисками и делает ее законной; работникам, поскольку они защищены законом; клиенту, так как он приобретает гарантии, установленные законом «О защите прав потребителей». Другими словами, есть все то, что требуется производителю и потребителю услуг. Причем все перечисленное — не только, так сказать, на бумаге. Чтобы убедиться в этом, достаточно ознакомиться с результатами исследования, выполненного авторами (см. таблицу) в Орловской области.

Так что переход гаражных мастерских в гаражные автосервисы неизбежен. Правда, займет он, по расчетам, от пяти до семи лет, а его стоимость составит ~3,5 млн руб. на единицу. Что касается методологии такого перехода, то она разработана и основывается на пакете нормативно-правовых актов НИПИ «Градоагроэкопром» фирмы «Патент», правилам ее внедрения обучают на курсах этого НИПИ.

Как показывает опыт, первые гаражные автосервисы в Орловской области уже есть. Более того, они объединены в ассоциацию «Гаражные автосервисы будущей России», деятельность которой заключается в поддержке гаражных автосервисов на территории страны.

Литература

1. Стандарт предприятия СТП.027.2009 Град: ГАС — Нормативно-правовая база регулирования деятельности гаражного автосервиса. — Орел: Патент-Град-Риц, 2009. — 64 с.
2. Стандарт предприятия СТП-028.2010 Град: ГарАсБуР — Нормативно-правовая база регулирования деятельности Российской производственно-научной ассоциации «Гаражные автосервисы будущей России». — Орел: Патент-Град-Риц, 2010. — 128 с.
3. Формирование гаражных автосервисов. Отчет о НИР/НИПИ «Градоагроэкопром»; Руководитель Шарупич В.П. — Орел, 2010. — 137 с.

УДК 621.78:621.785.52.015

Оценка состояния металла зубчатых колес после химикотермической обработки

Т.В. АСТАЩЕНКО, Р.Р. КАЛИМУЛЛИН, А.И. ШВЕЁВ, И.М. РОДЬКИН

Камская ГИЭА (8.8552 39-71-40)

Рассмотрен ассортимент контролируемых показателей свойств металла изделий после упрочнения методом цементации. Основное внимание уделено качеству применяемых сталей, структурным параметрам упрочненного слоя и химико-структурной неоднородности, наследуемой от металлургического производства. Приведены мероприятия по технологическому обеспечению качества зубчатых колес.

Ключевые слова: *зубчатые колеса, цементация, наследственность, качество, сталь, структура, упрочненная поверхность.*

Astashchenko T.V., Kalimullin R.R., Shveev A.I., Rodkin I.M.

CRITERIA OF AN ESTIMATION OF A CONDITION OF METAL OF TOOTH GEARS AFTER HIMIKO-THERMAL PROCESSING

The assortment of controllable indicators of properties of metal of products after hardening by a cementation method is considered. The basic attention is given quality of applied steels, structural parameters of the strengthened layer and chemical-structural heterogeneity inherited from metallurgical manufacture. Actions for technological maintenance of quality of tooth gears are resulted.

Keywords: *tooth gears, cementation, heredity, quality, steel, structure, the strengthened surface.*

Безотказность и долговечность машин и механизмов в значительной степени зависят от работоспособности входящих в их состав зубчатых колес, потому что они, как известно, при эксплуатации воспринимают очень широкий спектр изменяющихся статических и динамических нагрузок. Кроме того, немаловажным условием работы зубчатых механизмов является и плавность зацепления, т. е. передача должна работать бесшумно и без вибраций. Однако погрешности изготовления профилей зубьев, а также несоблюдение расчетных зазоров в зацеплении при сборке, изнашивание трущихся поверхностей приводят к изменению площади и месторасположения пятна контакта между зубьями, что не только увеличивает, но и вызывает колебания нагрузок на детали передач. В результате, как свидетельствует статистика, ресурс цементованных шестерен даже из стали одной и той же марки и упрочненных в одинаковых условиях производства имеют существенный (в 10 раз и более) разброс по долговечности.

Причинами такой дисперсии свойств могут служить как упомянутые выше, так и металлургические и конструкторско-технологические факторы. В том числе недостаточная прочность материала, наличие в нем поверхностных и внутренних дефектов и т. д. Поэтому поиск новых и усовершенствование общепринятых критериев, объективно оценивающих качество деталей, их надежность и долговечность в эксплуатации, были и остаются проблемами, которые относятся к числу «нестареющих». Авторы, как и многие другие специалисты, занимаются ею. И с их точки зрения, у них есть что сказать читателям.

Так, учитывая, что подавляющая часть разрушений зубьев шестерен начинается с их поверхности, то, очевидно, основное внимание должно уделяться именно геометрическим характеристикам зубьев (шероховатость, волнистость, макроотклонения), а также структурно-фазовому состоянию их поверхности. При этом имея в виду, что стабильное и необходимое создание этих параметров возможно за счет управления структурообразованием стали на всем пути ее преобразования в деталь и прежде всего — с учетом металлургической и технологической наследственности. Но главное здесь — оптимизация контролируемых показателей качества металла после химико-термической обработки детали.

Конечно, данный вывод — не новость. К настоящему времени уже сформулирована на достаточно высоком уровне и теоретически обоснована методология контроля качества деталей, упрочненных диффузионными методами химико-термической обработки. Причем с общего согласия специалистов за основу приняты показатели непосредственно самой поверхности детали (твердость, структура, вид и величина напряжений), а также ее упрочненного слоя (глубина, структура, распределение твердости) и сердцевины (твердость, структура). Однако по некоторым контролируемым параметрам по сей день существуют разногласия, которые требуют устранения. Например, авторы статьи считают, что проблему можно решить только при обязательном учете химико-структурной наследственности слава, начиная от металлургических технологий (ликвация, колебание химического состава, прокаливаемость, склонность к росту зерна, загрязненность и т. д.) и кончая его технологической наследственностью, обусловленной этапами металлопередела (геометрические характеристики поверхности, волокнистость структуры, зеренное состояние и пр.). При этом особого внимания требует несколько факторов.

Первый из них — толщина τ диффузионного слоя, поскольку существенно влияет на сопротивление усталости при изгибе и контактную прочность готового изделия. Хотя в подавляющем большинстве случаев специалисты указывают, что ключевое значение имеет не собственно τ, а соотношение между ней и сечением изделия. И это правильно: ведь оно характеризует фактическое распределение напряжений от поверхности детали к ее сердцевине, что особенно важно для деталей, работающих в условиях знакопеременных нагрузок. То есть в нашем случае — для зубчатых колес.

В качестве основного сечения в случае шестерен, по мнению авторов, следует принимать модуль m зуба. При этом для мелкомодульных ($m \leq 5$ мм) рекомендуемое отношение (τ/m) должно составлять 0,24—0,27, а для крупномодульных — 0,18—0,22 [1].

И еще одно. Единодушное мнение отечественных и зарубежных специалистов состоит в том, что за толщину слоя следует брать не общую (до структуры основы материала), а эффективную глубину упрочнения. Разногласия имеются по вопросу, какую контрольную точку в диффузионном слое использовать в качестве критерия: предлагается определять расстояния от поверхности до зоны с твердостью 50 HRC, что соответствует содержанию углерода ~0,4 % [2], до зон с микротвердостью 550 HV [3], 610 HV [4] и 750 HV [5]. Во всех этих случаях имеются неоспоримые доказательства выбора контрольной точки. Причем каждый приводит неоспоримые, на его взгляд, доказательства выбора контрольной точки: в ней существует наилучшая связь между отдельными показателями эксплуатационных свойств изделий и толщиной упрочненного слоя. И это действительно так, если учесть, что для каждого конкретного изделия существует своя оптимальная точка. В частности, по нашему мнению, для зубчатых колес следует опираться на контрольную точку с твердостью 610 HV: она — наиболее универсальный показатель, учитывающий работоспособность этих деталей при изменяющихся статических и динамических нагрузках. Правда, для шестерен с модулем до 5 мм необходимо несколько (до 0,18—0,20) снижать, по сравнению с приведенным выше, соотношение глубины упрочненного слоя к размеру сечения зуба. (И это, кстати, находит подтверждение у специалистов автопрома [6].) Для крупномодульных же шестерен, независимо от методики опре-

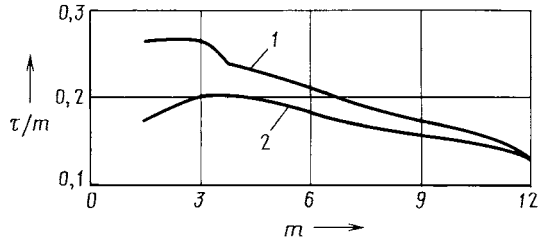


Рис. 1. Изменение критерия τ/m в зависимости от модуля m зуба шестерни при определении упрочненного слоя до контрольной точки с твердостью 550 HV (1) и 610 HV (2)

деления эффективной толщины диффузионного слоя, данный показатель практически имеет одинаковое значение (рис. 1).

Как показывает та же статистика, рассмотренный критерий (толщина диффузионного слоя) хотя и основополагающий, но все же недостаточный для объективного прогнозирования надежности деталей в эксплуатации. Подтверждает это уже упоминавшееся выше различие в стойкости идентичных деталей, причем имеющих одинаковое отношение глубины упрочненного слоя к размеру сечения зуба. И основная причина различий — неидентичность структурно-фазового состояния материала в упрочненном слое и сердцевине зуба: хотя в диффузионном слое и сердцевине есть мартенсит, карбиды и остаточный аустенит, но они отличаются по дисперсности, количеству и виду. Кроме того, иногда на поверхности изделий наблюдаются троститные полосы и цементитные сетки, чего в сердцевине никогда не бывает.

Каждая из перечисленных фаз вносит ощутимый вклад в формирование эксплуатационных свойств зубьев изделия.

Например, в большинстве публикаций указывается, что количество остаточного аустенита в цементованном слое в общем случае не должно превышать 30 %. Но если деталь работает при постоянном напряжении, то его содержание не должно превышать 15 %, а при переменных нагрузках наиболее благоприятное условие — его полное отсутствие [2, 6—11]. Однако имеются сведения о полезности и большего (до 60 %) количества остаточного аустенита: оно, по мнению авторов работ [7, 8], способствует повышению надежности и долговечности деталей и, в первую очередь, работающих при высоких контактных напряжениях и на износ [7, 12]. Это связывается с высокой легированностью аустенита и протекающими впоследствии (на стадии работы изделия) его превращениями в мартенсит деформации. В связи с чем Л.С. Малинов говорит о необходимости формирования в железоуглеродистых сплавах многофазной гетерогенной структуры, в составе которой, наряду с карбидами и мартенситом закалки, должен присутствовать и метастабильный остаточный аустенит [13].

Таким образом, мнения в отношении остаточного аустенита довольно противоречивы, потому что каждый из авторов делал свои выводы на основе исследований узкого круга конкретных деталей. К зубчатым же колесам эти выводы и рекомендации можно распространять только на детали, имеющие аналогичный вид зацепления, определенную величину статической и динамической нагрузки, уровень контактных напряжений, близкие геометрические параметры зубьев и т. д. Иначе говоря, здесь целесообразно уточнить и узаконить требования к структуре поверхности, в частности к комбинациям количественного содержания структурных составляющих, их размерам, дисперсности и расположению.

Гетерогенное строение упрочненного слоя с присутствием в тонкой (до 0,01 мм) зоне троостита снижает твердость и создает непосредственно на поверхности напряжения растяжения (кривая *1* на рис. 2), что существенно снижает усталостную выносливость деталей. Чтобы от них избавиться и даже создать упрочняющие сжимающие остаточные напряжения, применяют такие способы, как удаление поверхностного слоя шлифованием и его обработка различными методами пластической деформации (дробенаклеп, обкатка роликами и т. д.). В частности, доказано, что шлифование зубьев шестерен после химико-термической их обработки имеет благоприятное действие: оно удаляет тонкий окисленный слой с поверхности, имеющей нежелательные растягивающие напряжения. Однако при одном обязательном условии — полном удалении такого слоя и исключении создания растягивающих напряжений на поверхности в процессе шлифования.

Кроме того, шлифование рабочей поверхности зубьев выгодно еще и тем, что оно улучшает геометрические характеристики их поверхности в месте зацепления и увеличивает площадь пятна контакта между зубьями, делает более благоприятными его форму и местоположение.

Но шлифование после химико-термической обработки несет в себе и недостатки. Так, для обеспечения требуемой толщины цементованного слоя в готовой детали цементацию приходится выполнять на заведомо бóльшую глубину, т. е. учитывать припуск на шлифование. Это увеличивает длительность цементации, а значит, повышает затраты на энергоресурсы и последующую операцию шлифования.

В последнее время вновь усилилось внимание к дробеструйной обработке деталей как одному из способов изменения свойств поверхности в нужном направлении. Что вполне объяснимо. Во-первых, управлять этими свойствами довольно просто — достаточно выбрать нужные материал дроби (вид, размер и твердость) и технологию обработки (время, угол и скорость подачи дроби и т. д.). Холодная же деформация поверхностного слоя при дробеобработке существенно повышает плотность дислокаций, снижает возможность их движения и возникновения новых, ведет к образованию сжимающих напряжений на поверхности, способствующих повышению сопротивления усталостному разрушению. То есть дает результаты, которые можно получить только более дорогими способами.

На свойства рассматриваемых изделий очень сильное влияние оказывает размер зерна в стали. В частности, доказано: чем мельче зерно, тем выше усталостная прочность, ударная вязкость и пластичность стали, причем особенно — при работе шестерен в условиях пониженных температур. Установлено также, что уменьшение размера зерна с 1—3 до 5 баллов и мельче повышает усталостную прочность в ножке зуба шестерен на ~25 %; на ~40 % снижается предел выносливости на кручение валов, имеющих сильносмешанную (с 1 по 12 баллов) зеренную структуру по отношению к мелкозернистой (5—12 баллов) [14]. Поэтому одним из направлений повышения и стабилизации на высоком уровне свойств шестерен, работающих в условиях статических и динамических знакопеременных нагрузок, является не только использование для их изготовления наследственно мелкозернистых сталей, но и сохранение или дополнительное измельчение зерна в результате металлопередела.

Далее. Большинство деталей машин, в том числе шестерни зубчатых передач, в процессе работы испытывают статические и динамические нагрузки, подвержены поверхностному

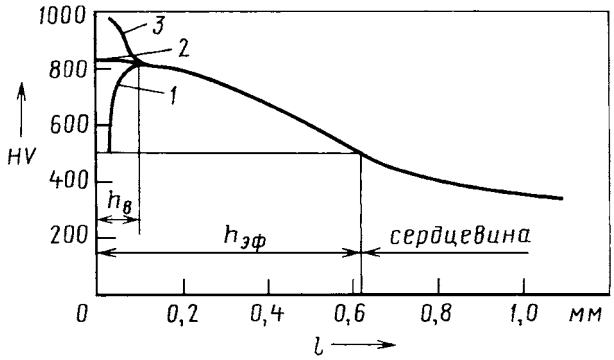


Рис. 2. Изменение микротвердости по глубине упрочненного слоя зуба шестерни:

1 — троститная полоса есть; *2* — троститной полосы нет; *3* — шестерня подвергнута дробеструйной обработке

изнашиванию, коррозии, кратковременным воздействиям высоких температур, давлений и т. д. Чтобы ослабить вредное с точки зрения надежности шестерен воздействие этих факторов, предпринимаются специальные меры. Например, при действии контактных нагрузок максимальные рабочие напряжения, как известно, находятся на некотором удалении от поверхности сопрягаемой детали. Поэтому для таких деталей в поверхностном слое стараются повысить содержание углерода (вплоть до 1 %) и обеспечить однородность структуры и твердость сердцевины в пределах 29—42HRC [1]. При циклических же и ударно-циклических нагрузках в изделиях происходит перераспределение напряжений, из-за чего для повышения усталостной прочности изделия увеличивают вязкость сердцевины сплава [6].

Однако, к сожалению, все не так просто, как может показаться на первый взгляд. Дело в том, что вязкость сердцевины того же зуба шестерни во многом зависит от прокаливаемости стали, т. е. металлургического фактора, который наследует готовое изделие. В итоге получается: если исходная сталь обладает высокой прокаливаемостью, то и твердость сердцевины зуба будет высокой. Отсюда повышенные его деформации и коробления после цементования, преждевременный выход из строя шестерни.

Это хорошо видно из таблицы, в которой приведены результаты стендовых испытаний шестерен (модуль зуба — 8,7 мм) на стойкость: при повышении твердости в сердцевине зуба с 36 до 44HPC его стойкость снизилась на 60 %.

Так что тот, кто разрабатывает шестерни, должен назначать не только марку стали, но и уровень ее прокаливаемости и исходить из следующего.

Хотя число факторов, оказывающих влияние на прокаливаемость, весьма велико, но предпочтение следует отдавать химическому составу стали. Дело в том, что за счет даже допустимых для одной марки колебаний содержания химических элементов и различных их комбинаций всегда наблюдается существенное изменение этого показателя свойств, что, естественно, и находит отражение в виде широкой полосы прокаливаемости.

Так, результатами исследования 294 плавок стали 20ХГНМТА установлено, что по содержанию основных элементов и примесей все они полностью отвечают требованиям технических условий и стандарта, хотя колебания этих элементов составляли: по углероду — 1,41 раза, кремнию — 2,0 раза, марганцу — 1,19 раза, титану — 4,0 раза, сере — 13,1 раза, молибдену — 1,42 раза, никелю — 1,37 раза и хрому — 1,39 раза [15]. Причина — неидентичность исходных материалов, способов выплавки, технологий раскисления, разливки и кристаллизации сплава, используемых на различных металлургических комбинатах.

Для стабилизации свойств, в первую очередь прокаливаемости, необходима не только внутримарочная оптимизация состава, но и установление пределов по суммарному содержанию отдельных химических элементов. К примеру, для стали ZF-7B (Германия) допускаемая сумма марганца хрома, никеля и молибдена может варьироваться только от 2,5 до 3,05 % — способствует стабильной прокаливаемости стали.

Примерно такой же подход использовали и специалисты ЯМЗ, ЦНИИчермета и НИИАТМ применительно к сталям 42ХМФА: в целях экономии дорогостоящих легирующих элементов и сохранения ее прокаливаемости они рекомендуют заменить в ней 0,05 % молибдена на 0,3 % хрома.

Существенное влияние на механические свойства и работоспособность готовых шестерен оказывает наследуемое от металлургии макростроение стали. Поэтому ее исследование —

Прокаливаемость $\Pi\frac{HRC}{9}$	Твердость, HRC		Глубина цементованного слоя, мм	Стойкость детали, ч
	поверхности	сердцевины		
43,5	61,5	44,0	1,20	2,55
29,0	61,5—62,0	36,0	1,15	4,10

Рис. 3. Микроструктура сечения шестерни с расположением ликвационного квадрата в центральное ее части

еще одно обязательное условие надежности готовых изделий: оно позволяет выявить несплошность металла, ликвации, текстуру деформации, дендритное строение в литом металле, его загрязнения неметаллическими включениями и т. д. То есть дефекты, которые резко отрицательно сказываются на технологических и механических свойствах шестерен. Примером может служить их преждевременный выход из строя из-за появления ликвационного квадрата в центральной части шестерни, наследованного от металлопроката (рис. 3). Поэтому даже имея благоприятные показатели свойств поверхности и сердцевины зуба шестерни после упрочняющих операций, но не располагая информацией о макростроении сплава в готовой детали, можно получить результат, который сведет на нет все ранее приложенные усилия и затраты на производство изделия.

Из всего сказанного напрашиваются следующие выводы.

1. В технологическом обеспечении качества изготавливаемой металлопродукции участвуют все стадии металлопередела в машиностроительном производстве, в том числе и химико-структурные особенности, наследуемые сплавом при литье.

2. Масштабный критерий, представляющий отношение толщины h упрочненного слоя к сечению m изделия для малогабаритных деталей, подлежит уточнению, так как эта величина в значительной мере зависит от методологии определения эффективной глубины упрочнения.

3. Образование многофазной структуры в упрочненном цементованном слое неизбежно. Но наличие на поверхности троститной полосы следует считать недопустимым, а количество остаточного аустенита должно определяться показателями надежности и долговечности изделия в каждом конкретном случае.

4. В технологиях металлургического производства сталей нужно добиваться стабильности их состава по основным и сопутствующим химическим элементам, прокаливаемости, а также уменьшения ликвационных проявлений и исключения макро- и микродефектов.

Литература

1. Термическая обработка в машиностроении: Справочник / Под ред. Ю.М. Лахтина, А.Г. Рахштадта. — М.: Машиностроение, 1980. — 783 с.
2. Козловский И.С. Химико-термическая обработка шестерен. — М.: Машиностроение, 1970. — 232 с.
3. Калинин А.Т., Феофанова А.И., Алферова М.Н. Контроль качества деталей, подвергаемых химико-термической обработке. — М.: НИИТавтопром, 1971. — 46 с.
4. ГОСТ 21354—87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 125 с.
4. Standart DDR: TGL — 2961310103; TGL — 29612102; TGL — 29612103.
5. Козловский И.С., Зинченко В.М., Оловянишников В.А. Критерии оценки качества и основы рационального выбора цементуемых и нитроцементуемых сталей // МиТОМ, 1981. № 3. С. 2—9.
6. Контроль качества термической обработки стальных полуфабрикатов и деталей: Справочник / Под общ. ред. В.Д. Кальнера. — М.: Машиностроение, 1984. — 384 с.
7. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 303 с.

8. Малинов Л.С., Малинов В.Л. Экономнолегированные сплавы с мартенситными превращениями и упрочняющие технологии. — Харьков: ННЦ ХФТИ, 2007. — 352 с.
9. Мороз Л.С., Шураков С.С. Проблема прочности цементованной стали. — Л.: Минтрансмаш, 1947. — 228 с.
10. Сагарадзе В.С. Повышение надежности цементуемых деталей. — М.: Машиностроение, 1969. — 196 с.
11. Балтер М.А. Упрочнение деталей машин. — М.: Машиностроение, 1969. — 196 с.
12. Ассонов А.Д. Технология термической обработки деталей машин. — М.: Машиностроение, 1969. — 263 с.
13. Любарский И.М. Повышение износоустойчивости тяжелонагруженных шестерен. — М.: Машиностроение, 1965. — 132 с.
14. St. Hock, J. Kleff, M. Schulz, D. Widmann Einflub von Umform — und Wärmebehandlungsfolgen auf Kozngröβe und schwingfestigkeit von einsatzghäzteten Bauteilen — Heat Treatment Materials, 1999. — N 54. — S. 45—51.
15. Астащенко В.И., Шибаков В.Г. Технологические методы управления структурообразованием стали при производстве деталей машин. — М.: «Academia», 2006. — 328 с.

УДК 004:519.8:621

Методика автоматизированного построения динамических моделей планетарных коробок передач

Канд. техн. наук И.А. ЕВСЕЕНКО

Белорусско-Российский университет (8.0222. 26-61-00)

Разработаны матричное описание структуры динамических моделей планетарных коробок передач, алгоритм формирования математических моделей планетарных коробок передач для анализа динамических процессов и алгоритм вычислительного процесса, позволяющие автоматизировать построение динамических моделей гидромеханических трансмиссий и наглядно, в удобной для восприятия форме представить связи элементов коробки передач.

Ключевые слова: *динамическая модель, планетарные коробки передач, алгоритм вычислительного процесса, автоматизация построения динамических схем, декомпозиция динамических схем, матричная форма представления структуры коробок передач.*

Evseenko I.A.

TECHNIQUE OF THE AUTOMIZED BUILD-UP OF DYNAMIC MODELS OF EPICYCLIC GEAR BOXES ON THE BASIS OF A METHOD OF THE INTERIOR MOMENTS

The matrix exposition of structure of dynamic models of epicyclic gear boxes, algorithm of creation of mathematical models of epicyclic gear boxes is developed for the analysis of dynamic processes and algorithm of the computing process, llowing to automize build-up of dynamic models of hydromechanical transmissions and is evident, in the form convenient for perception to present links of units of a gear box.

Keywords: *dynamic model, epicyclic gear boxes, algorithm of computing process, automation of build-up of dynamic circuits, decomposition of dynamic circuits, the matrix form of representation of structure of gear boxes.*

Экономический кризис привел все отрасли машиностроения, в том числе и автомобилестроение, к заметному снижению востребованности продукции серийного производства, повысил тенденцию к увеличению ассортимента изделий, изготовляемых в единичных экземплярах или мелкими партиями. Причем изделий с высокими показателями качества, создаваемых в кратчайшие сроки. Однако это возможно только на основе замены физического эксперимента вычислительным, выполняемым с помощью САПР. Поэтому автоматизация формирования моделей технических систем, предназначенных для анализа динамических процессов, сейчас играет еще более важную роль при определении структуры, параметров и алгоритмов систем управления сложными объектами, чем это было в более «спокойные» времена.

Таким образом, кризис не только натворил бед, но и заставил разрабатывать средства и методики автоматизации построения моделей, что, в частности, содействует развитию отечественных программных комплексов. Типичный тому пример — формирование структуры динамической модели (рис. 1) планетарной коробки передач для гидромеханической трансмиссии нового самосвала БелАЗ-7516.

Эту структуру автор предложил представить в матричной форме, причем использовать матрицы трех видов. Первая из них (матрица $A_ж$) предназначена для описания постоянных (жестких) связей элементов планетарных рядов; вторая (матрица $A_ф$) — фрикционных связей между элементами планетарных рядов и корпусом коробки; третья (матрица $A_в$ реактивных моментов) — внутренних потенциалов в элементах планетарных рядов. Все матрицы приведены соответственно в табл. 1, 2 и 3. Причем в табл. 1 и 3 для элементов планетарных рядов приняты следующие обозначения: *a* — центральное зубчатое колесо внешнего зацепления; *b* — центральное зубчатое колесо внутреннего зацепления; *h* — водило; инциденторы в табл. 1 принимают значение «−1», если элемент планетарного ряда расположен на входном валу планетарного редуктора.

Рассматриваемая динамическая модель имеет два планетарных редуктора, разделенные упругим элементом c_3, поэтому два звена коробки — входные. Строка матрицы жестких связей (см. табл. 1) представляет собой сосредоточенную массу, образованную путем жесткого соединения элементов планетарных рядов, инциденторы которых не равны нулю.

В матрице фрикционных связей (см. табл. 2) принято, что инциденторы равны «−1», если поток энергии отводится (ведущее звено фрикциона), и «1», если он подводится (ведомое звено фрикциона).

Число внутренних потенциалов (см. табл. 3) равно числу планетарных рядов. Между внутренними моментами в элементах планетарного ряда существуют связи, полученные на основании уравнений равновесия и баланса мощности его звеньев. Поэтому в табл. 3 число столбцов в 3 раза больше числа планетарных рядов. Элементы этой матрицы принимаются равными значениям коэффициентов трансформации при передаче потока мощности от центрального зубчатого колеса a_k к водилу h_k и к центральному зубчатому колесу b_k, выраженные через кинематические параметры *i* планетарных рядов.

Матрица инциденций упругих и диссипативных элементов приведена в табл. 4. При этом считается, что первые расположены параллельно вторым. В связи с чем матрицы инциденций упругих и диссипативных элементов одинаковы.

Динамическая модель разбивается на подсистемы двух видов: жесткие и имеющие в своем составе упругие (диссипативные) ЭДМ. Для моделирования первых используется метод внутренних моментов, а вторых — структурно-матричный метод. Причем выходные данные алгоритма метода внутренних моментов (реактивные моменты) являются входными для структурно-матричного метода и, наоборот, выходные данные структурно-матричного метода (фазовые координаты типа потока и вычисленные на их основе значения внешних воздей-

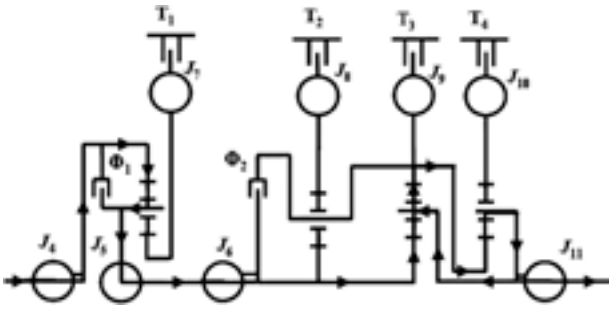


Рис. 1. Динамическая модель планетарной коробки передач БелАЗ-7516:

J — моменты инерции сосредоточенных масс; *c*, μ — параметры упругих и диссипативных элементов; *Ф, T* — фрикционные муфты и тормоза; *i* — кинематические параметры планетарных рядов

ствий по отношению к жесткому механизму) — входными для метода внутренних моментов.

Алгоритм формирования динамических моделей планетарных коробок передач описан в уравнениях № 1—6 (табл. 5). Он базируется на методе внутренних моментов. При этом в качестве фазовых переменных приняты углы φ_i поворота и угловые скорости ω_i инерционных элементов.

Моменты в упругих, диссипативных и фрикционных элементах определяются по формулам № 2. Переменные $\lambda_{\Phi Z}$ состояния фрикционов при проверке условия замыкания фрикциона — по формуле № 3, а при проверке условия размыкания фрикциона — по формуле № 4.

Таблица 1

Инерционные элементы	a_1	h_1	b_1	a_2	h_2	b_2	a_3	h_3	b_3	a_4	h_4	b_4
J_4	0	0	−1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J_5	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J_6	0	0	0	−1	0	0	−1	0	0	0	0	0
J_7	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J_8	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
J_9	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0
J_{10}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
J_{11}	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0

Таблица 2

Инерционные элементы	Φ_1	Φ_2	T_1	T_2	T_3	T_4
J_4	−1	0	0	0	0	0
J_5	1	0	0	0	0	0
J_6	0	−1	0	0	0	0
J_7	0	0	−1	0	0	0
J_8	0	0	0	−1	0	0
J_9	0	1	0	0	−1	0
J_{10}	0	0	0	0	0	−1
J_{11}	0	0	0	0	0	0

Таблица 3

Инерционные элементы	$M_{ра1}$			$M_{ра2}$			$M_{ра3}$			$M_{ра4}$		
	a_1	h_1	b_1	a_1	h_2	b_2	a_3	h_3	b_3	a_4	h_4	b_4
J_4	0	0	$-i_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J_5	0	$-(1-i_1)$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J_6	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0
J_7	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J_8	0	0	0	0	0	$-i_2$	0	0	0	0	0	0
J_9	0	0	0	0	$-(1-i_2)$	0	0	0	$-i_3$	1	0	0
J_{10}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$-i_4$
J_{11}	0	0	0	0	0	0	0	$-(1-i_3)$	0	0	$-(1-i_4)$	0

Таблица 4

Инерционные элементы	Упругие элементы			Диссипативные элементы		
	c_2	c_3	c_4	μ_2	μ_3	μ_4
J_4	−1	0	0	−1	0	0
J_5	1	0	0	1	0	0
J_6	0	−1	0	0	−1	0
J_7	0	1	0	0	1	0
J_8	0	0	0	0	0	0
J_9	0	0	0	0	0	0
J_{10}	0	0	0	0	0	0
J_{11}	0	0	0	0	0	0
J_4	0	0	−1	0	0	−1
J_5	0	0	1	0	0	1

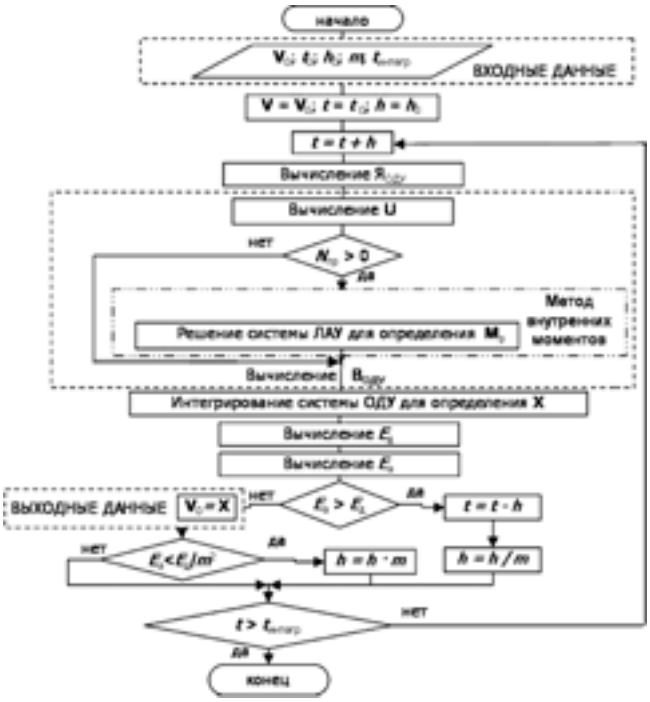


Рис. 2. Схема алгоритма вычислительного процесса для анализа переходных процессов в программном обеспечении SMM_ModeI

Для поиска внутренних моментов планетарных рядов необходимо сформировать систему уравнений (формулы № 5), в которой число уравнений равно числу планетарных рядов.

Внутренние моменты фрикционов при их замкнутом состоянии определяются по формуле № 6, число которых в системе равно числу замкнутых в коробке передач фрикционов.

Внутренние моменты планетарных рядов и фрикционов находятся исходя из совместного решения методом Гаусса систем линейных алгебраических уравнений № 5 и 6.

Рассмотренная методика построения динамических моделей планетарных коробок передач реализована в прикладном программном обеспечении SMM_Model, в котором автоматизировано как формирование математической модели в матричной форме, так и ее решение. Алгоритм вычислительного процесса для анализа переходных процессов [1] приведен на рис. 2. На нем: t — время; h — шаг интегрирования; V — вектор фазовых переменных; m — коэффициент изменения шага интегрирования; $U_{вн}$ (t) — вектор внешних воздействий; N — число планетарных рядов; ЛАУ — линейные алгебраические уравнения; ОДУ — однородные дифференциальные уравнения; $Я_{ЛАУ}$, $B_{ЛАУ}$ — матрица Якоби и вектор правых частей системы ЛАУ; $M_р$ — вектор внутренних моментов в планетарных рядах и элементах управления ими; $Я_{ОДУ}$, $B_{ОДУ}$ — матрица Якоби системы и вектор правых частей ОДУ; X — вектор значений фазовых координат, полученных в результате интегрирования; $E_д$ — допускаемая погрешность на текущем шаге интегрирования; $E_а$ — погрешность аппроксимации на текущем шаге интегрирования, обусловленная заменой производных отношениями конечных разностей.

Наиболее общий случай математической модели на макроуровне есть ее представление в виде системы ОДУ вида $F(dV/dt, V, t) = 0$, где F — вектор-функция. Она состоит из компонентных и топологических уравнений. От пользователя не требуется составления этих уравнений, он оперирует лишь динамическими схемами, которые состоят из набора элементов, соединенных между собой надлежащим образом, и ему достаточно уметь правильно составить динамическую схему, описать ее на входном языке и сформулировать задание на выполнение. Затем математическая модель в матричной форме будет получена автоматически.

При наличии в динамической модели планетарных рядов необходимо на каждом шаге интегрирования вычислять элементы вектора правых частей $B_{ЛАУ}$. Элементы $Я_{ЛАУ}$ матрицы Якоби рассчитываются только при изменении состояния коробки передач (при включении и переключении передач). Формирование $Я_{ЛАУ}$ и $B_{ЛАУ}$ осуществляется на основе метода внутренних моментов [2]. Решение системы ЛАУ методом Гаусса позволяет определить внутренние моменты планетарных рядов и замкнутых фрикционных элементов управления (устанавливаемых в коробке). Внутренние моменты планетарных рядов добавляются к матрице внешних воздействий, а внутренние моменты фрикционных муфт и тормозов коробки служат для проверки условий размыкания элементов управления.

Формирование $Я_{ОДУ}$, $B_{ОДУ}$ осуществляется на основе структурно-матричного метода [3]. Для интегрирования системы дифференциальных уравнений предусмотрено два мето-

Таблица 5

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{\sum_{j=1}^{U} A_{Уij} M_{Уj} T_{Уij} + \sum_{k=1}^{D} A_{Дik} M_{Дk} T_{Дik} + \sum_{s=1}^{3N} A_{Жis} A_{Вis} M_{РАr}}{J_i} + \frac{\sum_{z=1}^{F} A_{Фiz} M_{Фλz} + \sum_{c=1}^{V} A_{Иie} M_{Иe}}{J_i}$; $\frac{d\varphi_i}{dt} = \omega_i$; $i = \overline{1,M}$; $r = \begin{cases} 1 \text{ при } s = 1 \\ \frac{1}{3}(s+2) \text{ при } s = 3r+1 \end{cases}$	И — число упругих элементов; M — число инерционных элементов; $A_У$ — матрица упругих элементов; $M_{Дi}$ — моменты в упругих элементах; $T_{Уij}$, $T_{Дik}$ — функции, учитывающие наличие и расположение в динамической схеме зубчатых передач с неподвижными осями; D — число диссипативных элементов; M_{Dk} — моменты в диссипативных элементах; N — число планетарных рядов в коробке передач; $M_{РАr}$ — внутренние моменты планетарных рядов; F — число фрикционных элементов; $M_{Фkz}$ — моменты на фрикционных элементах управления; V — число источников типа потенциала (внешних воздействий); $A_И$ — матрица источников внешних воздействий; $M_{Иe}$ — источники внешних воздействий типа потенциала; J_i — параметры инерционных элементов
2	$M_{Уj} = -c_{Уj} \sum_{i=1}^{M} A_{Уij} \varphi_i S_{Уij} \Phi_{Уij}$; $M_{Дk} = -\mu_k \sum_{i=1}^{M} A_{Дik} \omega_i S_{Дik} \Phi_{Дik}$; $M_{Фλz} = \lambda_{Фz} M_{Фz} \operatorname{sign}\left[(-1)\left(\sum_{i=1}^{M} A_{Фiz}\omega_i\right)\right] + (1-\lambda_{Фz}) M_{РФz}$	$c_{Уj}$ — параметры упругих элементов; $S_{Уij}$, $S_{УДik}$ — функции, учитывающие наличие и расположение в динамической схеме зубчатых передач с неподвижными осями; $Ф_{Уij}$, $Ф_{Дik}$ — функции, учитывающие наличие и расположение в динамической схеме фрикционных элементов, не используемых в коробке передач; μ_k — параметры диссипативных элементов; $\lambda_{Фz}$ — параметр, характеризующий состояние фрикционного элемента ($\lambda_{Фz} = 0$ — элемент замкнут, $\lambda_{Фz} = 1$ — разомкнут); $M_{Фz}$ — моменты трения фрикционных элементов управления, определяемые характеристики изменения давления в исполнительных цилиндрах фрикциона; $M_{РФz}$ — внутренние моменты фрикционных элементов управления, определяемые при замкнутом фрикционе
3	$\lambda_{Фz} = \begin{cases} 0 \text{ при } \left\lvert \sum_{i=1}^{M} A_{Фiz}\omega_i \right\rvert < \varepsilon; \\ 1 \text{ при } \left\lvert \sum_{i=1}^{M} A_{Фiz}\omega_i \right\rvert > \varepsilon \end{cases}$	ε — допустимое рассогласование угловых скоростей ведущей и ведомый частей фрикционов в момент их замыкания
4	$\lambda_{Фz} = \begin{cases} 0 \text{ при } \lvert M_{РФz} \rvert < M_{Фz}; \\ 0 \text{ при } \lvert M_{РФz} \rvert > M_{Фz} \end{cases}$	—
5	$\sum_{n=1}^{3}\left(\sum_{i=1}^{M}\left\langle \frac{A_{Вig}}{J_i}\left[\sum_{s=1}^{3N} A_{Жis} A_{Вis} M_{РАr} + \sum_{z=1}^{F} A_{Фiz} M_{Фλz} + \sum_{j=1}^{U} A_{Уij} M_{Уj} + \sum_{k=1}^{D} A_{Дik} M_{Дk} + \sum_{e=1}^{V} A_{Иie} M_{Иe}\right]\right\rangle\right) = 0$; $d = \overline{1,N}$; $q = \begin{cases} 3(d-1)+1 \text{ при } n = 1; \\ 3(d-1)+2 \text{ при } n = 2; \\ 3(d-1)+3 \text{ при } n = 3 \end{cases}$	d — номер уравнения
6	$\sum_{i=1}^{M}\left(\frac{A_{Фiz}}{J_i}\left[\sum_{s=1}^{3N} A_{Жis} A_{Вis} M_{РАr} + \sum_{g=1}^{F} A_{Фig} M_{Фλg} + \sum_{j=1}^{U} A_{Уij} M_{Уj} + \sum_{k=1}^{D} A_{Дik} M_{Дk} + \sum_{e=1}^{V} A_{Иie} M_{Иe}\right]\right) = 0$; $z = \overline{1,F}$; $r = \begin{cases} 1 \text{ при } s = 1; \\ \frac{s+2}{3} \text{ при } s = 3r+1 \end{cases}$	z — номер уравнения

да — Рунге-Кутта четвертого порядка и Гира второго порядка, причем последний используется для интегрирования плохо обусловленных систем.

На каждом шаге интегрирования определяется допустимая погрешность $E_д$ и погрешность $E_а$ аппроксимации. (Значения $E_д$ и $E_а$ необходимы для автоматического изменения величины шага интегрирования.) Вычисление $E_д$ и $E_а$ и автоматическое изменение шага интегрирования выполняются согласно рекомендациям [3]. Значение коэффициента m определяет плавность изменения шага интегрирования. Если погрешность аппроксимации $E_а$ превышает допустимую величину $E_д$, то необходимо возвратиться на предыдущий шаг интегрирования и уменьшить шаг интегрирования в m раз. Иначе говоря, занести результаты интегрирования **X** в вектор фазовых координат **V** и проверить возможность увеличения шага интегрирования в m раз.

Таким образом, теперь есть новый подход к построению динамических моделей, основанный на разбиении динамической системы на подсистемы и применении к ним различных методик динамического моделирования с целью сочетания преимуществ каждой из них. Этот подход может быть пригоден для моделирования гидромеханических систем, причем гидравлическая часть формируется структурно-матричным методом, а механическая — методом внутренних моментов, благодаря чему происходит сочетание преимуществ обоих методов.

Литература

1. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования: учебник — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 336 с.
2. Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Наука и техника, 1995. — 256 с.
3. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов. — Минск: ДизайнПРО, 2004. — 640 с.

УДК 629. 113 (075)

О выборе конструкции колесных тормозных механизмов АТС по экологическому критерию

С.В. ТЮРИН, В.Н. ФЕДОТОВ, А.В. ДРОЗДОВ

Волгоградский ГТУ (8.8442. 24-84-54)

Даны рекомендации к проектированию тормозной системы, направленные на снижение выбросов мелкодисперсных частиц (PM-5, PM-10) износа тормозных накладок в воздух улично-дорожной сети.

Ключевые слова: *тормозные механизмы автомобилей, изнашивание, мелкодисперсные частицы (PM-5, PM-10), экология.*

Tiurin S.V., Fedotov V.N., Drozdov A.V.

ABOUT THE CHOICE OF THE DESIGN OF WHEEL BRAKE MECHANISM OF AUTOMOBILE BY ECOLOGICAL CRITERION

Recommendations about a design of vehicle brake mechanisms with a view of decrease of emissions particles (PM-5, PM-10) of deterioration of brake overlays into street-road system air are made.

Keywords: *vehicle brake mechanism, wear process, particles (PM-5, PM-10), ecology.*

Все экологические воздействия, связанные с продукцией (услугой), определяются в основном входными и выходными потоками материалов и энергии. Причем изменение любого входного потока (например, применение продукции с более совершенными свойствами какой-то части конструкции) может привести к изменению выходных потоков (сокращению или росту опасных отходов, уменьшению или увеличению вредных выбросов). Поэтому и необходимо, чтобы разработка, направленная на повышение свойств продукции на одной стадии ее жизненного цикла (в частности, в эксплуатации) не привела к дополнительным негативным последствиям. В том числе негативным воздействиям на окружающую среду.

Формат такой системы менеджмента заложен в стандартах ИСО серии 14000, содержащих требования к производственной (или иной) деятельности [1]. И выполнение этих требований особенно актуально в области автомобильного транспорта, потому что его доля в загрязнении атмосферного воздуха очень велика. Например, в странах Западной Европы она составляет 60—80 %. И здесь учтены не только, как принято считать, отработавшие газы, но и пыль, более чем на 60 % состоящая из микроскопических и ультрамикроскопических частиц 0,25—10,0 мкм, которые образуются вследствие истирания шин и фрикционных накладок колодок тормозов. Особенно опасны частицы менее 10 мкм, которых в составе этой пыли более 50 %: под влиянием воздушных тепловых потоков и броуновского движения продолжительное время находятся во взвешенном состоянии.

Российские крупные города с этой точки зрения — не исключение. Например, установлено, что в ряде из них интенсивность движения может достигать 1200—1600 автомобилей в час и более, когда в воздух добавляется 0,03—0,05 кг/(км · ч) шинной пыли, 0,15—0,20 кг/(км·ч) частиц износа фрикционных накладок колодок тормозных механизмов [2]. Это означает, что их суммарная концентрация в 2 раза превышает предельно допустимую.

На интенсивность образования частиц износа шин и тормозных накладок, уровень их токсичности и степень загрязнения ими воздуха влияют, кроме интенсивности транспортных потоков, и другие факторы — конструкция шин и тормозных механизмов, материал, из которых они изготовлены, режим движения автомобиля. Скажем, если взять тормозные накладки, то использование в их составе асбеста давно уже запрещено, поскольку его пылевые частицы канцерогенны. Тем не менее негативное воздействие частиц износа даже безасбестовых накладок с каждым годом растет пропорционально числу автомобилей с дисковыми колесными механизмами.

Дело в том, что эффективность торможения таких механизмов при нагреве или попадании воды на поверхности трения меняется несущественно. Кроме того, у них меньшие время срабатывания и масса, они лучше охлаждаются (открытая конструкция, вентилируемые диски). Итог — повышение уровня безопасности движения, поэтому производители АТС начали их массовое применение.

Однако плохо то, что из-за меньшей площади фрикционных накладок давление на них больше в 3—4 раза. В результате интенсивность их изнашивания значительно выше, чем у накладок барабанного тормоза. И в связи с тем что дисковые тормоза имеют конструкцию открытого типа, частицы износа при движении беспрепятственно выбрасываются в атмосферу, тогда как в барабанном тормозе основная их часть (до 90 %) остается внутри барабана, закрытого тормозным щитом.

Есть и еще одна причина повышенного износа накладок дисковых тормозов, о которой не принято говорить. Это оборудование автомобилей антиблокировочной системой управления тормозами.

Таблица 1

АТС	Тип тормозного механизма	Толщина новой накладки, мм	Минимально допустимая толщина накладки, мм	Площадь накладки, мм^2	Объем изношенного материала накладки, см^3
ГАЗ-32213	Дисковый	17,5	3,0	9 360	135,7
ГАЗ-3110		17,5	3,0	9 360	135,7
ВАЗ-2101-2107		16,0	3,0	5 080	66,0
ВАЗ-2108-2115		17,5	3,0	6 490	94,1
КамАЗ-5320	Барабанный	19,0	7,0	26 320	315,8
Икарус-280		20,0	7,5	32 760	409,5
Mercedes Benz O 302 S		17,0	7,5	29 020	275,7

Таблица 2

АТС	Годовой пробег, км	Средний ресурс накладок, км	Число накладок одного автомобиля		Масса фрикционного материала накладок одного автомобиля, г	
			всего*	изношенных за один год	изнашиваемого за один год	выбрасываемого за один год
ГАЗ-32213	50 000	13 000	4	3,9	3176	3176
ГАЗ-3110	15 000	25 000	4	0,6	489	489
ВАЗ-2101-2107	15 000	25 000	4	0,6	238	238
ВАЗ-2108-2115	15 000	20 000	4	0,8	452	452
КамАЗ-5320	35 000	60 000	8	0,6	3032	303
Икарус-280	40 000	30 000	8	1,3	6388	639
«Мерседес-Бенц О 302 S»	40 000	30 000	8	1,3	4300	430

* Число накладок для одного моста: легковых автомобилей и микроавтобусов — переднего; грузовых автомобилей и автобусов — заднего.

При экстренных торможениях автомобиля, оснащенного АБС, колеса, как известно, не блокируются, т. е. относительное перемещение тормозных колодок и диска сохраняется в течение всего процесса торможения. Это увеличивает путь трения фрикционных накладок и массу изношенного фрикционного слоя на 1 км пробега АТС. Так, исследования, проведенные в ВолгГТУ, показали, что автоматизация процесса экстренного торможения способствует снижению ресурса элементов тормозной системы, в том числе тормозных колодок, барабанов и дисков, на 10—30 % [3].

Исследованием авторов выявлено и еще одно обстоятельство: каждый тип АТС комплектуется тормозными колодками с фрикционными накладками различной толщины и формы, но — изготовленными практически по одной и той же технологии и из одного и того же сырья. Правда, с различным соотношением компонентов (в состав формовочной смеси входят фенольные смолы, каучуки и металлические включения в виде порошков и стружки). В качестве же материала для контртела обычно используют чугун (в основном марки СЧ24 ГОСТ 1412—85) твердостью 187—241 НВ. Отсюда очевидно, что значения коэффициента трения в паре «фрикционная накладка—контртело» всех АТС будут приблизительно равны в тормозных механизмах различных транспортных средств. Другими словами, их ресурс, следовательно, и масса выбросов частиц износа в расчете на 1 км пробега зависят только от конструкции тормозных механизмов и системы управления тормозами.

Этот вывод подтверждается результатами оценки долговечности фрикционных накладок колесных тормозных механизмов грузовых автомобилей КамАЗ, автобусов «Икарус», «Мерседес-Бенц», микроавтобусов ГАЗ и автомобилей ГАЗ, ВАЗ. В табл. 1 приведены технические характеристики фрикционных накладок исследуемых автомобилей. При этом для расчета использовалась формула $m = nz\rho V$, в которой m — масса изнашиваемого фрикционного материала накладок одного автомобиля в год, г; n — число накладок на одном автомобиле; z — число изношенных накладок за год; ρ — плотность фрикционного материала (принята 1,5 г/см^3); V — объем изношенного материала, см^3. Результаты расчета сведены в табл. 2.

Вывод, который напрашивается из приведенных в ней данных, очевиден: масса изнашиваемого фрикционного материала накладок колодок колесных тормозных механизмов в первую очередь зависит от величины пробега, а масса мелкодисперсных частиц износа, выбрасываемых в воздух улично-дорожной сети, — от типа тормозного механизма. Поэтому на АТС с высоким годовым пробегом целесообразно устанавливать барабанные тормозные механизмы, у которых конструкция ограничивает выброс мелкодисперсных частиц износа в атмосферу.

Литература

1. ГОСТР ИСО 14040. Управление охраной окружающей среды. Оценка жизненного цикла продукции. Принципы и руководство.
2. Киселев Н.Д. Очистка воздуха от высокодисперсной пыли методом искусственной ионизации. — М.: Машиностроение, 1966. — 71 с.
3. Полуэктов М.В., Ревин А.А. Исследование влияния АБС на ресурс тормозных цилиндров колес автомобиля // Автомобильный транспорт в XXI веке: Сборник научных статей Международной научно-технической конференции. — Н. Новгород: НГТУ, 2003. — С. 130—131.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Маслова Н.Ю. — Автомобильная промышленность. Глобализация и ее инструменты . . . 1
Ширяева Ю.С. — Оценка уровня новизны изделия при формировании политики управления опытным производством . . . 3
АСМ-факты . . . 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Девянин С.Н., Савастенко А.А., Никишин И.А. — Неравномерность крутящего момента ДВС и тяговые качества мобильной машины . . . 5
Крохотин Ю.М. — Математическое обоснование ступенчатой характеристики впрыскивания в топливных системах непосредственного действия . . . 8
Тарасик В.П., Горбатенко Н.Н., Егоров А.Н., Регина В.В. — Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала . . . 12
Тимофеев Б.П., Дайнеко В.Ю. — Шестеренные насосы масляных систем АТС 15
Шутов А.И., Лазарев Д.А., Кущенко С.В. — Расчет коэффициента трения заблокированного автомобильного колеса . . . 17
Ревин А.А., Заболотный Р.В. — Определение времени и пути трения фрикционных элементов тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС . . . 20
Читатель предлагает
Пищулин М.В. — Неравновесная термодинамика и смесеобразование в ДВС . . . 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шкрет Л.Я. — Проблемы эксплуатации турбодвигателей . . . 26
Кочуров А.А., Картуков А.Г. — Влияние конструктивных особенностей и срока службы свинцового аккумулятора на его ЭДС . . . 30
Шарупич П.В., Шарупич В.П., Богач К.А. — От гаражной мастерской к гаражному сервису . . . 32

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Астащенко Т.В., Калимуллин Р.Р., Швеев А.И., Родькин И.М. — Оценка состояния металла зубчатых колес после химикотермической обработки . . . 33
Евсеенко И.А. — Методика автоматизированного построения динамических моделей планетарных коробок передач . . . 36
Тюрин С.В., Федотов В.Н., Дроздов А.В. — О выборе конструкции колесных тормозных механизмов АТС по экологическому критерию . . . 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

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 (ответственный секретарь), 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

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 В.Г. Быстров
Сдано в набор 31.03.2010. Подписано в печать 13.05.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усп. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,37. Зак. 451.
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.