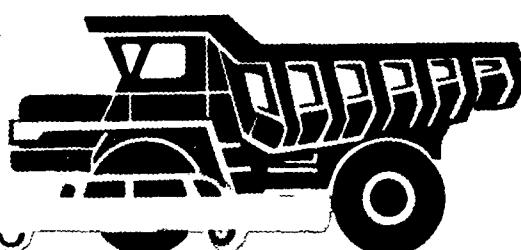


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1972

9



СОДЕРЖАНИЕ

<p>Е. А. Устинов, В. А. Кузин, Н. Я. Лирман — Славные традиции автомобилестроителей</p> <p>ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА</p> <p>В. И. Кантор — Опыт создания АСУ «Москвич» на базе ЭВМ третьего поколения</p> <p>КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ</p> <p>Н. П. Третьяков, А. А. Егоров — Исследование влияния режима работы двигателя с искровым зажиганием на процесс горения</p> <p>П. С. Макаревич — Влияние геометрии кулачка на работоспособность пары кулачок — толкатель</p> <p>Ф. Н. Авдоныкин — Изменение технического состояния трансмиссии автомобилей в процессе эксплуатации</p> <p>Е. А. Индикт — Исследование надежности капитально отремонтированных автомобилей</p> <p>Е. С. Саввушкин, Н. А. Стародубец, Ю. М. Немцов — Исследование напряженного состояния вала сошки рулевого механизма автомобиля</p> <p>Ю. Ю. Беленький, С. А. Шуклин, В. Б. Московкин — О мощностном балансе автомобиля при движении по твердым неровным дорогам</p> <p>Ю. Ф. Мордашов — Расчет регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля</p> <p>С. Н. Иванов, В. П. Мамаева — Крутильные колебания карданной передачи при наличии отклонений от фазовых углов между ведущими вилками карданных шарниров</p> <p>В. Г. Миронов, В. А. Абрамян, А. А. Федоров, Л. Б. Миронова — Алгоритм проектирования кузова наименьшего веса на один случай нагружения</p> <p>Н. М. Кислицин, Ю. В. Максимов — Определение углов установки управляемых колес при движении автомобиля</p> <p>Л. Л. Гинцбург — Устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории</p>	<p style="margin-top: 10px;">1</p> <p style="margin-top: 10px;">4</p> <p style="margin-top: 10px;">10</p> <p style="margin-top: 10px;">13</p> <p style="margin-top: 10px;">14</p> <p style="margin-top: 10px;">17</p> <p style="margin-top: 10px;">18</p> <p style="margin-top: 10px;">19</p> <p style="margin-top: 10px;">22</p> <p style="margin-top: 10px;">24</p> <p style="margin-top: 10px;">26</p> <p style="margin-top: 10px;">27</p> <p style="margin-top: 10px;">7</p> <p style="margin-top: 10px;">10</p> <p style="margin-top: 10px;">13</p> <p style="margin-top: 10px;">14</p> <p style="margin-top: 10px;">17</p> <p style="margin-top: 10px;">18</p> <p style="margin-top: 10px;">19</p> <p style="margin-top: 10px;">22</p> <p style="margin-top: 10px;">24</p> <p style="margin-top: 10px;">26</p> <p style="margin-top: 10px;">27</p>
ТЕХНОЛОГИЯ	
<p>А. М. Давидсон — О математической модели процесса резания металлов</p> <p>Г. В. Проскуряков, [В. С. Фомин], Е. В. Якуниченко — Раздача сварных цилиндров с торцевым подпором</p> <p>В. А. Романчук, С. И. Куликов — Выбор схемы и оснастки при хонинговании автомобильных деталей</p> <p>В. В. Мазуркевич, И. М. Добрынин — Шлифование ступенчатых валиков</p> <p>И. А. Соколов, В. И. Уральский, В. В. Грин, З. И. Коршунова — Штампуемость горячекатаной понжеронной полосы после дробеметной очистки</p>	<p style="margin-top: 10px;">31</p> <p style="margin-top: 10px;">34</p> <p style="margin-top: 10px;">35</p> <p style="margin-top: 10px;">37</p> <p style="margin-top: 10px;">38</p>
ИНФОРМАЦИЯ	
<p>Ю. П. Сорочан — Требования к сцепным качествам зарубежных грузовых автомобилей (автомобилей)</p> <p>В. П. Кочеулов — Двигатель с отключаемыми цилиндрами</p> <p>Г. В. Жужжалкин — Цикло-пальпидное нарезание спиральнозубых конических колес</p> <p>Новости в технологии машиностроения за рубежом</p> <p>Рефераты статей</p>	<p style="margin-top: 10px;">40</p> <p style="margin-top: 10px;">43</p> <p style="margin-top: 10px;">43</p> <p style="margin-top: 10px;">45</p> <p style="margin-top: 10px;">46</p>

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

В. А. Ануфриев, К. М. Атоян, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, А. С. Евсеев, Ю. А. Ечестов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Н. А. Матвеев, Д. Д. Мельман, А. А. Невелев, Ю. М. Немцов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, Г. А. Смирнов, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яиенко

Адрес редакции:

103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427.
Тел. 228-48-62 и 298-89-18

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. П. Озерова

Сдано в набор 7/VII 1977 г. Подписано к печати 9/VIII 1977 г. Т-15301
Усл. п.л. 6,0 Уч.-изд. л. 10,15 Тираж 14 408 экз. Формат 60×90/8 Зак. 2395

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9

СЕНТЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1977

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XLIII

УДК 629.113.001

Славные традиции автомобилестроителей

Е. А. УСТИНОВ, В. А. КУЗИН, Н. Я. ЛИРМАН

Министерство автомобильной промышленности,
НИИАвтоПром, НИИНавтоПром

В КАНУН 60-летия Великого Октября все советские люди обращаются мысленно к основным вехам, пройденным нашим государством, оценивают достигнутые результаты, намечают планы на будущее.

Одно из ведущих мест в революционном движении и строительстве новой жизни принадлежит автомобилестроителям — славному отряду рабочего класса. В подготовке и проведении Октябрьской революции, в отстаивании ее завоеваний на фронтах Гражданской и Великой Отечественной войн, в создании социалистической индустрии, в закладке традиций автомобилестроителей активное участие принимали коллективы старейших предприятий отрасли: Московского автозавода им. И. А. Лихачева производственного объединения «ЗИЛ», Ярославского моторного завода производственного объединения Автодизель, завода «Красная Этна», Мытищинского машиностроительного завода, Второго государственного подшипникового завода и др.

Ярким проявлением трудовой инициативы масс в первые годы Советской власти явились коммунистические субботники, положившие начало широкому развитию в стране различных форм социалистического соревнования, направленных на всемерное повышение производительности труда. В борьбе за досрочное выполнение первого пятилетнего плана, за ускорение темпов социалистической индустриализации соревнование трудящихся приобрело подлинно массовый характер, в нем участвовало три четверти всех рабочих.

На Московском автозаводе (ныне Московский автозавод им. И. А. Лихачева) одну из первых ударных бригад организовал А. П. Салов — секретарь партийной ячейки рессорного цеха, выступивший инициатором заводского соревнования за повышение производительности труда и снижение расценок на производимую продукцию.

К середине второй пятилетки социалистическое соревнование охватило подавляющую часть рабочих страны. 31 августа 1935 г. забойщик шахты Ирмино-Центральная в Донбассе А. Г. Стаканов добыв за смену 102 т угля, перекрыв норму выработки в 14 раз, показав пример подлинно коммунистического отношения к труду. Почин его всколыхнул всю страну и вылился в замечательное стахановское движение.

Первым на рекорд А. Г. Стаканова уже через несколько дней откликнулся кузнец Горьковского автозавода А. Х. Бусыгин, который превысил американские нормы выработки и отковал

966 коленчатых валов в смену при норме 675 шт. Вскоре начинание А. Г. Стаканова и А. Х. Бусыгина подхватили кузнецы-штамповщики Московского автозавода Г. Лапин, Краснолемский и П. Д. Морозов, которые систематически перекрывали технически обоснованные нормы.

Движение стахановцев-бусыгинцев как новая, более совершенная форма социалистического соревнования сыграло огромную роль в улучшении всех количественных и качественных показателей работы. Выступая на Первом Всесоюзном совещании стахановцев, директор Московского автозавода И. А. Лихачев отметил, что стахановское движение началось в кузнице завода, товарищи показали там образцы действительно большевистской, пролетарской работы.

В основе стахановского движения была прежде всего рационализаторская работа. Так, в кузнице Горьковского автозавода — родине бусыгинского метода — была организована четкая система обслуживания, резко сократившая потери рабочего времени: когда кузнец приходил на работу, он получал подготовленный к штамповке молот, разожженную печь, завезенный материал. В результате производительность труда резко поднялась. Немаловажным в успехе работы А. Х. Бусыгина было и то, что он заботливо инструктировал членов своей бригады, воспитывал хозяйственное отношение к оборудованию, организовал стабильный ритм работы.

В обращении Слета стахановцев автотракторной промышленности ко всем рабочим, мастерам, техникам, инженерам и хозяйственникам тяжелой промышленности СССР от 10 октября 1935 г. говорилось, что стахановско-бусыгинское движение открывает в промышленности новый этап ленинского соревнования.

Славные трудовые традиции, зародившиеся в годы первых пятилеток, еще более окрепли в суровые годы Великой Отечественной войны.

С первых дней войны на предприятиях страны работали под лозунгом: «Все для фронта, все для победы!». Развернулось движение фронтовых комсомольско-молодежных бригад. Инициатором создания таких бригад в нашей отрасли стал работник Горьковского автозавода В. Ф. Шубин. Широкое распространение получил почин комсомолки ГПЗ-1 Е. Г. Барышниковой: «С меньшим количеством рабочих дать больше продукции для фронта!». Комсомольско-молодежная бригада Е. Г. Барышниковой обязалась почти вчетверо перевыполнить произ-

водственное задание, сократив вдвое свой состав: три человека давали продукцию за шестерых.

Советское автомобилестроение успешно выдержало тяжелые испытания Великой Отечественной войны. Автомобильная промышленность, частично перебазированная в восточные районы страны, справилась с задачей обеспечения фронта и народного хозяйства автомобилями, а также различными средствами военной техники.

В годы войны автомобилестроители Московского и Горьковского автозаводов, завода им. КИМ (ныне Автозавод им. Ленинского комсомола), подшипниковых предприятий и других заводов с оружием в руках защищали завоевания Октября от фашизма, показав массовый героизм. За боевые подвиги многие из них награждены орденами и медалями.

В послевоенные годы задачи восстановления и дальнейшего развития народного хозяйства потребовали резкого увеличения производства автомобильной техники, нужны были более совершенные автомобили. Задачи, поставленные партией и правительством, мобилизовали тружеников, которые стали добиваться новых достижений.

Благодаря заботе и усилиям всего советского народа автомобильная промышленность за более чем полувековой путь своего развития превратилась в одну из передовых отраслей социалистической индустрии и имеет огромное значение в экономике страны. В настоящее время развитие народного хозяйства невозможно без автомобильной техники.

За годы Советской власти автомобильные предприятия превратились в высокомеханизированные заводы, оборудованные на основе новейших достижений науки и техники. На заводах отрасли выросли высококвалифицированные кадры, способные решать любые вопросы развития автомобильной индустрии. При современном развитии техники требуется постоянное развитие творческой инициативы трудящихся, изыскание возможностей увеличения производительности труда, совершенствование форм социалистического соревнования.

Многие почины, начатые коллективами крупнейших предприятий автомобильной промышленности, быстро облетали всю страну и подхватывались предприятиями других отраслей народного хозяйства. В этом проявляются добрые традиции автомобилестроителей, коммунистическое отношение к труду: стремление поделиться опытом, сделать его достоянием других коллективов.

Распространение передового опыта труда теснейшим образом связано с преемственностью лучших традиций рабочего класса, с воспитанием нового поколения строителей коммунизма.

Большое значение имеет передача опыта кадровых работников высокой квалификации, мастеров своего дела. Герой Социалистического Труда А. Г. Стаханов говорил, что опыт передовиков — это бесценное всенародное достояние, его необходимо передавать каждому, внедрять в производство, преумножать.

Опыт стахановцев, ударников труда 30-х годов освоен молодежью последующих поколений. После войны в стране развернулось широкое движение за коммунистические формы труда, являющееся высшим этапом соревнования, прямым продолжением ударничества первых пятилеток, стахановского движения. Инициатива, энтузиазм и дух ударничества сегодня являются активными двигателями технического прогресса.

Газета «Правда» в 1947 г. сообщала об успехе комсомольско-молодежной бригады А. Кузнецовой с Московского завода малолитражных автомобилей (ныне Автозавод им. Ленинского комсомола): бригада в содружестве с технологами и мастерами резко повысила производительность труда и освоила на ряде операций нормы 1950 г. В интервью с корреспондентом газеты «Комсомольская правда» А. Кузнецова сказала, что ее бригада считает первой комсомольской обязанностью не только распространять свой опыт через заводскую печать, плакаты, диаграммы, но и делом помогать в его освоении.

В автомобилестроении, как и в других отраслях народного хозяйства, трудятся десятки тысяч ударников коммунистического труда; соревнуются бригады, цехи, производственные участки и предприятия в целом за присвоение им высокого звания — коммунистического труда.

На предприятиях отрасли организованы школы коммунистического труда, в которых проводится воспитательная работа с молодежью и передается ей опыт ударников коммунистического труда. Большое значение в этой работе приобрела система наставничества, в которой активно участвуют ветераны труда, снискавшие заслуженный авторитет и уважение в коллективе. Молодежь учится у них честному и добросовестному, подлинно коммунистическому отношению к труду. В настоящее время за молодыми рабочими закреплено более 30 тыс. наставников, которые, как говорил Генеральный секретарь ЦК КПСС, Председатель Президиума Верховного Совета СССР товарищ Л. И. Брежнев на XVII съезде ВЛКСМ, как бы передают эста-

фету труда из настоящего в будущее. Социологические исследования, проведенные на Автозаводе им. Ленинского комсомола, показали, что 87% наставников главную свою цель видят в воспитании у подопечных чувства ответственности в труде; затем дисциплинированности, участия в общественной жизни и моральной устойчивости.

В 1974 г. на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева был открыт одним из первых в стране Университет наставников молодых рабочих, в мае 1976 г. двухгодичный курс Университета закончили более 100 наставников, получивших дипломы. В настоящее время в Университете учится более 250 человек.

Одной из форм связи поколений, а также передачи навыков труда и нравственных принципов советских людей, любви и уважения к своему трудовому коллективу являются потусторонние рабочие династии, которых немало и в автомобильной промышленности, особенно на предприятиях со славными революционными, боевыми и трудовыми традициями.

О ветеранах труда Московского автозавода им. И. А. Лихачева тепло отзывался на встрече с коллективом завода товарищ Л. И. Брежнев. Он сказал, что среди присутствующих немало очевидцев и участников памятных событий в жизни завода, в жизни страны, это старейшины коллектива, они положили начало рабочим традициям, сплотившим ныне тысячи людей в одну трудовую семью. В числе ветеранов товарищ Л. И. Брежнев упомянул бывшего рабочего, а ныне заместителя Генерального директора объединения «ЗИЛ» С. П. Карапанова, проработавшего на предприятии более 50 лет; общий трудовой стаж работы на заводе всей династии Карапановых составляет 300 лет.

Другая рабочая династия зиловцев — Дмитриевы — включает девять человек, среди которых слесари-монтажники, старшие мастера, конструкторы. Все члены династии — ударники коммунистического труда, отличные специалисты своего дела. Трудовой стаж династии Василия, Марии и Татьяны Калмыковых составляет 100 лет. Династия Сапроновых включает 10 квалифицированных рабочих различных профессий. На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева трудятся представители второго и третьего поколений семьи кузнеца Ф. И. Хромилина — зачинателя стахановского движения на заводе.

На ГПЗ-1 трудится рабочая династия Кондаковых, включающая семью человек. Долгое время на заводе трудилась семья старых коммунистов Маркиных — участником Великого Октября и гражданской войны; их сын Михаил работал на заводе слесарем цеха шлифовки роликовых колец, участвовал в Великой Отечественной войне и погиб за Родину.

На различных участках производства на Горьковском автозаводе трудится уже третье поколение семьи Бурдеевых, достойно продолжая дело своих отцов и дедов, пришедших на завод еще в 30-е годы. Три поколения семьи рабочего М. А. Корнева (10 человек) проработали на Ярославском моторном заводе в общей сложности более 200 лет.

Проблема преемственности трудовых традиций тесно связана с вопросами трудового воспитания молодежи, ее профессиональной ориентацией и производственным обучением. В нашей стране эти функции носят государственный, целенаправленный характер и осуществляются школой, семьей и производственными предприятиями. Овладеть многими профессиями можно сегодня лишь на основе разносторонних и глубоких знаний, полученных в средней школе, ПТУ и институте.

Однако партия и комсомол ставят перед молодыми рабочими задачу овладеть не только профессиональными навыками, но также высокой политической идеистостью, добросовестным отношением к труду как к естественной потребности всякого человека. В приветствии участникам Всероссийского совещания по вопросам трудового воспитания и профессиональной ориентации молодежи, состоявшемся в марте 1977 г., Л. И. Брежнев указывал на необходимость комплексной организации трудового воспитания молодежи: «Чтобы стать современным советским рабочим, надо быть идеально убежденным, обладать широким политическим кругозором, в совершенстве владеть профессией, творчески относиться к своей работе, уметь гармонически сочетать физический и умственный труд».

За последние годы в автомобильной промышленности происходят большие качественные сдвиги в структуре производства. Внедрение прогрессивных процессов, видов оборудования, оснастки и материалов, комплексная механизация и автоматизация производства, применение АСУ повышают уровень производительности труда и коренным образом изменяют привычный облик многих цехов и участков, а также характер и организацию труда на рабочих местах.

В механообрабатывающих цехах находят широкое применение автоматические линии, станки с программным управлением, производственные участки, управляемые при помощи ЭВМ. Особенно крупные изменения наблюдаются в заготовительных цехах, где до последнего времени преобладал тяжелый ручной,

малопроизводительный труд. В кузнечных цехах стали применяться электронагрев заготовок, прессы производительностью до 3 тыс. штамповок в час, автоматические линии. В литейных цехах изготовление стержней и форм осуществляется на автоматах и автоматических линиях; разливка металла автоматизирована. В холоднопрессовых цехах за последние годы резко повысился уровень механизации и автоматизации технологических процессов вследствие применения многопозиционных автоматов и прессовых машин. В сварочном производстве автоматические и полуавтоматические линии почти полностью вытеснили ручную сварку.

Все это коренным образом изменило характер труда в заготовительных цехах, где появились рабочие новых профессий — наладчики и операторы. Изменяется также характер технологического оборудования: технологический агрегат преобразуется в единый комплекс механических, пневматических, гальванических, электротехнических и электронных систем, а также приспособлений и инструмента. В таком агрегате трудно рассматривать обособленно какую-либо отдельную его часть.

Научно-техническая революция, создавшая высокомеханизированное производство со сложнейшими оборудованием и технологическими процессами, потребовала подготовки рабочих кадров высшей квалификации со средним и специальным техническим образованием. Встала задача огромной государственной важности — обеспечить в кратчайшие сроки подготовку специалистов, способных на высоком профессиональном уровне решать вопросы, предъявляемые к механике и технологии производства в условиях постоянного совершенствования технических средств.

Создание таких гигантов автомобильной промышленности, как Волжский автозавод им. 50-летия ССР и Камский комплекс по производству большегрузных автомобилей (КамАЗ), в основном было осуществлено силами молодежи, воспитанной Ленинским комсомолом под руководством нашей партии, молодежи, пришедшей со всех концов нашей многонациональной Родины. Выпуск автомобилей на Волжском автозаводе им. 50-летия ССР начался в то время, когда средний возраст работающих на нем составлял 28 лет, а на Камском автозаводе — 29 лет. В автомобильной промышленности в целом сейчас трудится 461 тыс. молодых людей до 30 лет.

В отрасли широко развернуты различные формы профессиональной подготовки молодежи: в ПТУ обучается 37 тыс. человек, в техникумах — 41 тыс. человек; сеть подготовки рабочих, пришедших прямо из общеобразовательных школ и обучаемых непосредственно в цехах предприятий, охватывает 60 тыс. человек в год. Эти формы обучения, конечно, только частично обеспечивают потребности автомобильной промышленности в деле подготовки рабочей молодежи.

Наряду с общеизвестными формами подготовки и повышения квалификации молодых рабочих (такими, как курсы целевого назначения, школы по изучению передовых методов труда и др.) в автомобильной промышленности нашли применение также новые методы, например система профессионального продвижения молодых рабочих на Волжском автозаводе им. 50-летия ССР и на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, система трехступенчатого обучения молодых рабочих, предусматривающая подготовку специалистов для инструментальных и ремонтных цехов в течение пяти-шести лет с одновременным повышением общеобразовательного уровня и др.

Качественные изменения технологического оборудования повышают требования к обслуживающему персоналу — рабочим и инженерно-техническим работникам.

Ремонт и наладка сложных технологических агрегатов в ряде случаев требуют понимания сложных схем, что становится невозможным без среднетехнического, а иногда и инженерного образования. Поэтому в отрасли на должностях наладчиков и бригадиров-ремонтников все шире используются специалисты со среднетехническим образованием. Становится целесообразным работа большинства молодых техников на должностях наладчиков и бригадиров.

Поскольку автоматические линии и агрегаты охватывают различные технологические процессы, то большое значение как для рабочих, так и для инженерно-технических работников получает высокообразовательный уровень, способности разбираться в различных схемах оборудования.

С 1971 г. функционируют и продолжают расширяться в масштабах отрасли специальные курсы подготовки наладчиков, на которых, как правило, обучаются молодые люди со среднетехническим образованием, получающие специальность наладчика широкого профиля, способного разобраться в современных технологических агрегатах. Уже подготовлено около 3000 таких наладчиков. Подобная практика приносит положительные результаты.

Изменение характера производства и технологического обо-

рудования потребовало переосмыслиния подготовки рабочих специальностей: ставится задача их обучения не только на определенных типах станков, но также на сложном оборудовании в комплексе с автоматическими линиями и агрегатами.

Подготовка квалифицированных наладчиков, операторов и ремонтников для обслуживания сложного оборудования с программным управлением и автоматических линий для строящихся и реконструируемых заводов осуществляется на действующих предприятиях отрасли, имеющих подобное оборудование. Эта практика оправдала себя при освоении производственных мощностей Волжского автозавода им. 50-летия ССР и Камского автозавода.

Не менее важным вопросом является подготовка рабочих-сборщиков. На сборочных конвейерах процесс полной автоматизации затруднен, сложен и дорог, и потому значительна здесь доля ручного труда. В связи с этим предъявляются серьезные требования к правильной организации труда на конвейерах и размещению рабочих с тем, чтобы создать благоприятные условия труда и уменьшить его монотонность. Поэтому заслуживает внимания система профессионального продвижения на сборочных конвейерах Волжского автозавода им. 50-летия ССР, где рабочие-сборщики обучаются без отрыва от производства специальностям ремонтников, наладчиков и затем планомерно переводятся на эти работы. Такая практика имеет важное значение для закрепления рабочих кадров, повышения их профессиональных знаний, особенно там, где применяются конвейеры.

Кроме того, на предприятиях отрасли проводится работа по профессиональной ориентации молодежи, для чего созданы методические кабинеты и специальные комиссии, которые поддерживают постоянную связь с базовыми профессионально-техническими учебными заведениями и подшефными общеобразовательными школами. Заслуживает внимания работа волжского, горьковского и минского автозаводов, на которых организованы учебно-производственные участки, где старшеклассники имеют возможность изучить технику и технологию, приспособления и инструмент, а также приемы работы на современном оборудовании. Для учащихся организуются экскурсии на предприятия и в музей трудовой славы их коллективов. В распоряжение молодых рабочих предоставлены также дворцы культуры, клубы, спортивные сооружения, пансионаты, базы отдыха и туристические лагеря, что способствует привлечению молодежи для работы на автозаводах.

В отрасли проводится также работа по развитию научно-технического творчества молодежи: созданы советы научно-технического творчества и школы молодого рационализатора; более 5000 комсомольцам и молодежи предоставлено право работать с личными кляймом качества. Во Всесоюзном смотре научно-технического творчества молодежи (1974—1975 гг.) приняло участие более 63 тыс. человек. Внедрено 19 тыс. рационализаторских предложений и изобретений с экономическим эффектом 9 млн. руб.

Опыт автомобильной промышленности показывает, что происходящие изменения в технике и технологии, в организации производства и труда вызывают необходимость дальнейшего совершенствования форм и методов трудового воспитания и профессиональной ориентации молодежи, подготовки и повышения квалификаций для того, чтобы молодые рабочие имели возможность в полную меру своих способностей и знанийнести достойный вклад в повышение эффективности производства и качества работы.

В современных условиях развития социалистической экономики огромное значение приобретает повышение эффективности общественного производства и улучшение качества выпускаемой продукции. Задача заключается в том, чтобы воспитывать молодое поколение рабочего класса в духе патриотического движения, возникшего на предприятиях страны: «Советское — значит отличное».

В докладе на XXV съезде КПСС товарищ Л. И. Брежnev подчеркнул, что высокое качество — это сбережение труда и материальных ресурсов, а в конечном счете лучшее, более полное удовлетворение потребностей общества. Чем выше качество продукции, тем богаче наша Родина, тем могущественнее ее экономический потенциал. Чем выше качество нашей работы, тем быстрее растет общественная производительность труда, его эффективность и, значит, открываются все новые возможности для улучшения жизни народа, повышения его материального и духовного благосостояния, для успешного выполнения величественных задач десятой пятилетки, намеченных XXV съездом КПСС.

Проблема качества охватывает все стороны производственной деятельности и зависит не только от объективных, но и субъективных факторов. Чтобы обеспечить высокий уровень качества, необходимо не только повышать технический уровень производства, его общую культуру, но и воспитывать

кадры в духе коммунистического отношения к труду, в духе преданности лучшим традициям рабочего класса, высокой нравственности и ответственности.

Сегодня качество продукции и качество труда определяются как две неразрывные, взаимосвязанные между собой категории. Это означает, что нужно добиваться повышения качества продукции на базе строгих научно обоснованных расчетов с минимальными издержками и образцовой организации труда.

Таким образом, традиции нашего автомобилестроения, как и всего народного хозяйства, живут и развиваются в духе со-

ветского патриотизма, направляемого великой ленинской партией. Сделать больше, лучше и с наименьшими затратами — главный лозунг нашей работы. Постоянное совершенствование продукции, оборудования, методов и форм труда, организации производства — все это подчинено одной цели: сделать нашу Родину еще могучее, еще прекраснее, всемерно способствовать построению коммунистического общества в нашей стране. Ради этой цели в духе советского патриотизма воспеваются новые поколения автомобилестроителей.

Экономика и организация производства

УДК 629.113.338.07[447.83]

Опыт создания АСУ-«Москвич» на базе ЭВМ третьего поколения

В. И. КАНТОР

Автозавод им. Ленинского комсомола

ОПРЕДЕЛЯЯ новые экономические задачи, XXV съезд КПСС отметил, что совершенствование системы управления экономикой — один из узловых вопросов экономической политики партии.

На любом уровне народного хозяйства, будь то отдельное предприятие или производственное объединение, управление является важнейшим условием слаженной, четко скоординированной работы участников производства. Генеральный секретарь ЦК КПСС, Председатель Президиума Верховного Совета СССР товарищ Л. И. Брежнев говорил, что поднять уровень всей работы по управлению, привести его в соответствие с современными научными требованиями — это задача огромного значения для развития экономики, это один из главных резервов нашего роста.

В числе первых промышленных предприятий столицы, приступивших к созданию и внедрению автоматизированных систем управления, был Автозавод им. Ленинского комсомола (производственное объединение «Москвич»).

Работы по созданию автоматизированной системы управления были начаты в 1966 г. Период 1966—1975 гг. охватил два характерных этапа в развитии АСУ завода: это первая (1966—1970 гг.) и вторая (1971—1975 гг.) очереди АСУ-«Москвич».

Первые задачи АСУ были реализованы на вычислительных перфорационных машинах МСС. В 1967 г. на базе МСС был создан информационно-вычислительный центр (ИВЦ), оснащенный ЭВМ «Минск-22». С помощью этой техники удалось охватить механизацией и автоматизацией обработки информации решение около 200 задач по различным участкам учетных плановых и вычислительных работ, таких, как учет заработной платы; учет материалов и инструментов; учет финансовых операций; учет потерь от брака; расчет по нормативам; расчеты годовых и квартальных планов производства; учет движения деталей в незавершенном производстве; учет готовой продукции на складах, отгрузки и реализации продукции; некоторые инженерно-технические расчеты.

Внедрение первой очереди АСУ-«Москвич» дало ощущимые результаты. Прежде всего за счет механизации была ослаблена напряженность труда в бухгалтерии, планово-экономическом и производственно-диспетчерском отделах завода, сократились сроки представления отчетной и другой информации для служб и отделов; условно-годовая экономия составила около 200 тыс. руб.

Критический анализ работы первой очереди АСУ-«Москвич» показал, что она представляет собой набор локальных задач и не носит характера взаимосвязанной системы в силу отсутствия системной увязки задач, единой информационной базы, разнородности и ограниченности технических средств и других причин.

В первой очереди АСУ отсутствие устройств сбора данных и формирования машинных носителей требовало большого объема работ по подготовке данных на перфокартах, что снижало

оперативность получаемой информации. Отчеты, выдаваемые комплексом программ первой очереди, включали всю номенклатуру завода без выделения позиций по дефициту.

Отклонения определялись ручным подсчетом разницы между плановыми и оперативными данными по учету. Для покупных деталей и материалов отклонения анализировались аналогично, но по результатам работы за месяц.

Непрерывный рост объема производства, ежегодное увеличение выпуска автомобилей (64 504 шт. в 1966 г., 156 615 шт. в 1974 г., 174 000 шт. в 1975 г.), постоянное совершенствование технологических процессов и повышение уровня механизации и автоматизации производства, усложнение внутриводских и внешних связей в условиях функционирования объединения «Москвич» явились одной из необходимых предпосылок создания автоматизированной системы управления — АСУ-«Москвич».

Управление таким сложным производством с периодической заменой и модернизацией автомобиля и соответствующим ростом номенклатуры запасных частей вызвало необходимость обработки почти вдвое возросшего потока информации о ходе производства.

Обеспечение руководителей и работников подразделений служб управления достаточным объемом оперативной и достоверной информации стало невозможно без использования современных средств автоматизации управления.

Поэтому планирование второй очереди АСУ-«Москвич» было нацелено на комплексный и системный подход с использованием наиболее современной вычислительной техники третьего поколения и развитой системой сбора и передачи информации, что позволило бы достаточно полно автоматизировать функции управления в области текущего планирования, подготовки и оперативного регулирования производства, управления трудовыми и материальными ресурсами, управления качеством и сбытом продукции.

Особое внимание при разработке и реализации функциональных задач второй очереди АСУ-«Москвич» было удалено оперативному управлению основным производством, вопросам оперативно-календарного планирования, контроля и регулирования хода производства. Главной задачей проекта являлось: синхронизировать работу всех участков и служб завода в интересах конечного продукта, подчинить деятельность заготовительных цехов интересам сборки.

Вторая очередь АСУ-«Москвич» помогла решить сложнейшую задачу синхронизации работы всех вспомогательных конвейеров с главным конвейером завода и поддержания его ритмичной работы. По мере поступления кузовов из цеха окраски диспетчер оповещения конвейера на основе разработанного ЭВМ суточного графика сборки подбирает комплект документов, характеризующий данный кузов, и с помощью специальных технических устройств посыпает сообщение о поступившем на конвейер автомобиле и его комплектации на телетайпы, установленные в цехах подсборки, а также в комп-

лекточочных складах завода. Последовательность этих сообщений является инструкцией сотрудникам указанных производственных участков на подачу соответствующих узлов и агрегатов автомобиля.

Таким образом достигается синхронизация работы главного конвейера со вспомогательными конвейерами. Это способствует устранению потерь рабочего времени, простоев оборудования и в итоге — достижения высокой ритмичности производства, без чего невозможно решать задачи повышения эффективности производства и качества продукции, улучшения управления.

Внедрение комплекса задач по управлению движением деталей и материалов обеспечило автоматизированный сбор данных о движении запасов, незавершенного производства и брака, контроль уровней запасов, составление оборотной ведомости по запасам, контроль данных обновления текущего производства, контроль уровней заделов. Этот комплекс охватил все цехи основного производства (16 цехов), 31 склад, по всей номенклатуре деталей (15 300 позиций) и материалов (12 400 позиций). Техническую базу системы сбора данных составили 36 регистраторов производства, установленных в цехах и на складах, и 14 концентраторов, принимающих информацию непосредственно на вычислительном центре.

Выходные отчеты обработки данных о движении деталей и материалов своевременно доставляются для использования службами завода, контролирующими состояние заделов и запасов, оперативными службами управления снабжением и ходом производства. Это создает условия для улучшения структуры и снижения уровней заделов и запасов материалов.

Внедрение комплекса задач составления графика сборки и окраски автомобилей позволяет полностью использовать технические возможности главного конвейера, связанные с адресованием и кодированием подвесок кузовов, более оперативно решать вопросы, связанные с подготовкой цехов к реализации графиков сборки, и координировать производственные процессы, обеспечивающие сборку автомобилей. Результаты решения задач используются руководителями производственных цехов, в первую очередь кузовного и сборочного производства, работниками производственно-диспетчерского отдела завода, операторами-диспетчерами по реализации графиков в цехах сборки и окраски. Решение задач такого рода вручную потребовало бы существенного увеличения персонала планово-диспетчерского отдела и отдела сбыта.

Внедрение этого комплекса задач обеспечивает: снижение уровня непроизводительных расходов; сокращение потерь рабочего времени и простоев конвейера за счет лучшего обеспечения конвейера комплектующими изделиями; увеличение объема выпуска автомобилей; сокращение трудозатрат в сфере управления по выполнению учетно-вычислительных работ; упорядочение и уменьшение запасов материалов и комплектующих изделий.

Комплекс задач «Оповещение главного конвейера и участков подсборки (в реальном масштабе времени)» предназначен для синхронизации работы всех вспомогательных конвейеров с главным конвейером и поддержания его ритмичной работы. Диспетчеры оповещения конвейеров работают на двух удаленных терминальных станциях, оборудованных телетайпами и устройствами считывания перфокарт. По мере поступления кузовов из цеха окраски диспетчер оповещения конвейера на основе суточного графика сборки подбирает комплект документации и вводит в устройство считывания сборочную перфокарту. Сообщение о поступившем на конвейер автомобиле и его комплектации передается на телетайпы, установленные на участках подсборки и подачи узлов и агрегатов. Последовательность этих сообщений на телетайпах является инструкцией на подачу соответствующих узлов и агрегатов.

Подсистема «Управление сбытом» предназначена для обработки заказ-нарядов и разнарядок на поставку автомобилей, включая контроль правильности заказов, выдачи оперативных справок (на видеозаданное устройство) о выполнении заказов, а также для обработки заказов на запасные части, включая контроль правильности заказов, составления приказов на отгрузку запасных частей и контроля их наличия.

Комплекс задач «Обработка заказ-нарядов и разнарядок на поставку автомобилей» автоматизирует контроль и редактирование заказов, контроль соответствия заказов оперативному плану производства, расчет потребностей в транспорте, отчеты о выполнении заказов.

До внедрения этого комплекса вся информация по заказам обрабатывалась вручную. Контроль и учет фондов был весьма трудоемок и связан с ведением большого количества картотек и журналов, что приводило к ошибкам, затрудняло составление отчетных сводок.

Внедрение комплекса задач позволяет устраниить ручную работу по учету и контролю фондов, своевременно информиро-

вать цехи и службы завода об автомобилях, передаваемых в производство, и вырабатывать согласованные между сбытом и производством планы сборки автомобилей.

Результатом работы справочной системы запросов и ответов на видеозаданное устройство является высокая оперативность и достоверность выдаваемой информации, что позволяет следить за состоянием заказов на автомобили, снизить количество санкций, связанных с отгрузкой, и оперативно управлять производством.

Внедрение подсистемы контроля качества позволяет производить статистический анализ качества по всей номенклатуре выпускаемых деталей, организовать отчетность служб отдела технического контроля о браке по цехам, по участкам, по конкретным виновникам и по стоимости забракованной продукции. В процессе внедрения был разработан единый классификатор дефектов по заводу. Внедрение подсистемы позволяет выполнить следующие мероприятия, направленные на улучшение качества: определение поставщиков, изделия которых не соответствуют стандарту; определение и контроль уровня качества в производственных цехах; выявление производственных процессов, при которых получается большое количество брака, для своевременной модернизации оборудования и технологического процесса; учет скорректированного по браку движения деталей для обеспечения ритмичной работы производства.

Основная цель разработки и внедрения подсистемы «Управление кадрами» — это совершенствование информационной системы управления кадрами предприятия и прежде всего совершенствование информационного обеспечения процессов принятия решений по планированию, улучшению качественного состава и закреплению кадров. Подсистема автоматизирует функции, возложенные на отделы рабочих и инженерно-технических кадров. Справочная и отчетная информация, получаемая в результате решения задач, позволяет анализировать состав кадров, их движение и текущесть и контролировать основные направления работы с кадрами. В распоряжении работников отдела кадров имеется пять типов запросов, ответы на которые формируются в пакетном режиме. Ответы на запросы аналитического характера, требующие просмотра всех личных дел, выдаются через 40—50 мин, тогда как трудоемкость формирования такой справки вручную оценивается в 1250 человеко-часов.

Основной источник экономической эффективности подсистемы — повышение качества решений и действенности мероприятий по закреплению кадров на предприятии за счет информации, вырабатываемой подсистемой.

В подсистеме управления технологической подготовкой производства внедрен комплекс задач по оценке технологической точности системы станок — оснастка — инструмент.

Подсистема «Управление конструкторской подготовкой производства» обеспечивает возможность оперативной выдачи данных для планирования и контроля хода выполнения опытно-конструкторских работ, технической подготовки производства новых образцов и модификации существующих типов автомобилей.

Оценивая в целом состав второй очереди автоматизированной системы управления производством, следует особо подчеркнуть, что он представляет собой не просто набор локальных задач, как это было в первой очереди АСУ-«Москвич», а взаимосвязанные комплексы задач, т. е. является комплексной взаимосвязанной системой, состоящей из так или иначе взаимодействующих подсистем. Комплексность и системность были достигнуты не только благодаря охвату значительного количества взаимодействующих функциональных подразделений предприятия, но и благодаря созданию для внедряемых подсистем общей и единой базы технического, информационного и математического обеспечения.

Центральное место среди указанных средств обеспечения автоматизированной системы обработки данных занимает информационная база, полный объем которой составляет около 70 млн. байт и включает 41 основных и более 100 промежуточных массивов. К их числу относятся массив постоянных данных, массив запасов, массив наименований и адресов поставщиков и грузополучателей, массив справочных данных об изделиях, массив личных дел, массив состояния заказов и др.

Информационная база разработана с учетом требований однократности записи информации и многократности ее использования для решения различных задач. По структуре, составу, математическому обеспечению и техническим средствам она является основой для создания банка данных и допускает расширение функциональных возможностей системы.

В конце 1975 г. вторая очередь автоматизированной системы управления Автозавода им. Ленинского комсомола была принята в промышленную эксплуатацию.

В акте приемки второй очереди АСУ-«Москвич» в промышленную эксплуатацию межведомственная приемочная комис-

сия отметила высокий научно-технический уровень АСУП завода и подчеркнула положительный опыт работы по созданию комплексной автоматизированной системы управления производством.

Работа специалистов завода проводилась совместно с сотрудниками Института проблем управления АН СССР во главе с член.-корр. АН СССР И. М. Макаровым.

Эта группа оказывает большую помощь Автозаводу им. Ленинского комсомола, осуществляя научную проработку проектных решений, разрабатывает технические проекты подсистем, методы внедрения АСУ, осуществляет методическое руководство развитием проекта автоматизированной системы управления.

Однако межведомственной комиссией были отмечены и недостатки, которые будут устранены впоследствии.

Большая часть из них сводится к тому, что процессом автоматизации функциональные подсистемы охвачены не полностью или не в полном объеме. Например, в подсистеме «Оперативное управление производством» отсутствие автоматизированного разделения технологических узлов увеличивает трудоемкость учетных операций. Трудоемкий процесс номерного учета автомобилей в подсистеме «Управление сбытом» необходимо автоматизировать. Подсистема «Управление качеством» не полностью охватывала сборочное производство.

В настоящее время специалисты завода приступили к разработке проекта развития АСУ «Москвич» на дальнюю перспективу.

В процессе этой работы будет использован передовой научно-технический и производственный опыт по созданию и внедрению интегрированных автоматизированных систем управления предприятиями как в нашей стране, так и за рубежом.

Десятая пятилетка — пятилетка качества. Проблеме качества продукции уделяется особое внимание. Настало время перейти от традиционного технического контроля к комплексному управлению и регулированию качества. Понятие «регулирование качества» включает в себя контроль, анализ и на этой основе регулирование технологического процесса производства, которое обеспечивает поддержание требуемого уровня качества. Такой комплексный подход стабилизирует качество и сокращает брак, позволяет увеличить выпуск продукции с единицы оборудования и соответственно снизить издержки производства.

Теперь службе качества продукции заводов объединения дана информация, позволяющая обеспечить снижение издержек производства путем сокращения выпуска бракованных изделий, улучшения качества сырья и материалов, повышения норм качества, регулярное их изменение на основе наблюдений и контроля; сокращение сроков выполнения отдельных технологических операций при помощи метода непрерывного контроля каждого этапа производственного процесса, что позволяет устранять замеченные дефекты сразу же, а не в готовых изделиях; широкое применение стандартов.

В настоящее время все убеждены в том, что без АСУ управлять качеством сложно. Особое значение приобретает возможность сбора (на базе сети заводских станций технического обслуживания и гарантийных пунктов) и обработки с помощью ЭВМ большого объема информации о характере износа деталей автомобиля как материала для внесения необходимых улучшений в конструкцию и технологию с целью повышения качества автомобиля «Москвич».

В 1976 г. на заводе вплотную занялись внедрением АСУ ТЭП (технико-экономическое планирование). В этой области завязались творческие связи с учеными Центрального экономико-математического института АН СССР во главе с заместителем директора института д-ром экон. наук А. А. Модиным, а также сотрудниками Научно-исследовательского института планирования и нормативов при Госплане СССР.

Автоматизация технико-экономического планирования предполагает переложить на ЭВМ расчеты годовых и перспективных производственных планов объединения, а также расчитать показателей техпромфинплана — основного документа, определяющего деятельность завода. Ученые Центрального экономико-математического института АН СССР предполагают разработать для завода математические модели решения задач прогнозирования, планирования и оперативного управления заводами объединения.

В условиях концентрации и прогрессирующего развития производства, новых перспектив в области совершенствования

управления повышаются требования к дальнейшему улучшению бухгалтерского учета, повышению достоверности и оперативности учетных данных и усилению контроля.

В этой связи Всесоюзный государственный проектно-технологический институт (ВГПТИ) ЦСУ СССР совместно с работниками бухгалтерии и в тесном сотрудничестве с другими экономическими и техническими службами разрабатывает комплекс проектов подсистемы «Бухгалтерский учет» в автоматизированной системе управления производством.

Эта подсистема имеет цель на основе первичных учетных документов, являющихся единым источником информации для всех других взаимосвязанных подсистем (технико-экономического планирования, оперативного планирования и управления производством, материально-технического обеспечения, управления качеством и др.), обеспечить при помощи средств электронно-вычислительной техники учет состояния всех обращающихся средств, отражение многообразия производственно-хозяйственных операций, контроль за законностью расходования и сохранностью социалистической собственности, содействие развитию хозрасчета, систематическое проведение экономических анализов и своевременное составление установленной государственной отчетности.

В целях успешного выполнения этих задач подсистема «Бухгалтерский учет» приведена организовать правильную и целесообразную постановку бухгалтерского учета с применением прогрессивных форм и методов, отвечающих возможностям современных технических средств, используемых для сбора и обработки информации.

Внедрением подсистемы достигается получение отчетной информации, дающей полную картину состояния производства, необходимую для оперативного руководства хозяйством. Освобождение учетного персонала от трудоемкой технической работы позволит сосредоточить основное внимание этого персонала на оказание помощи в организации первичного учета, на проведение систематического контроля и анализа, на совершенствование методологии. Ориентировочный расчет экономической эффективности от внедрения задач подсистемы «Бухгалтерский учет» предполагает годовой экономический эффект 175 тыс. руб.

С помощью ЭВМ предполагается в будущем автоматизировать ряд чертежно-конструкторских работ по проектированию кузова автомобиля, проводить большой комплекс многовариантных инженерно-технических расчетов. Особое значение для конструирования новых форм поверхностей кузовов автомобилей приобретают современные методы автоматизации проектирования.

Снятие координат с моделей будет осуществляться с помощью специальных электронных устройств. После обработки на ЭВМ данные будут использованы для управления чертежно-графическими автоматами и видеокомпьютерами устройствами.

Эта работа будет проведена совместно с учеными Московского института управления им. С. Орджоникидзе во главе с его ректором О. В. Козловой.

Весьма ценна помощь ученых Научно-исследовательского института материального снабжения Госснаба СССР во главе с заместителем директора по научной работе д-ром экон. наук О. Д. Проценко в очень важной работе по завершению подсистемы материально-технического снабжения заводов объединения. Специалисты автозавода придают большое значение созданию комплексной программы обслуживания и планово-предупредительного ремонта работ. Используя опыт Волжского автозавода им. 50-летия СССР в этой области, применение ЭВМ в этих работах создает возможность получать оперативную информацию о техническом состоянии оборудования. Уже в текущем году будет внедрена система регламентированного обслуживания (смазка) оборудования. В этом практическую помощь заводу оказывают ученые Московского автомеханического института во главе с известным специалистом по организации работ вспомогательных производств промышленных предприятий Б. В. Власовым.

Стратегия создания и внедрения интегрированной, комплексной АСУП зафиксирована в партийных документах ХХIV и XXV съездов КПСС.

Обмен опытом, информация об успехах, критика недостатков помогут более качественному выполнению огромной народно-хозяйственной задачи — внедрению автоматизированных систем управления и электронно-вычислительной техники в производство.

Исследование влияния режима работы двигателя с искровым зажиганием на процесс горения

Канд. техн. наук Н. П. ТРЕТЬЯКОВ, А. А. ЕГОРОВ

Усть-Каменогорский строительно-дорожный институт

ЗАКОНОМЕРНОСТЬ изменения скорости распространения пламени и характер горения заряда в двигателе с искровым зажиганием определяются газодинамическими и физико-химическими условиями, создающимися в камере горения. Они могут изменяться в широких пределах в зависимости от режима работы двигателя, свойств горючей смеси, конструктивных особенностей впускной системы и самой камеры горения [1—3].

Рассмотрим результаты исследований закономерностей распространения пламени и динамики тепловыделения в двигателе М-408, имеющем типичную для автомобильных карбюраторных двигателей конструкцию камеры горения.

Распространение пламени регистрировалось четырьмя ионизационными датчиками I—IV, размещенными в камере горения 1 (рис. 1). За основу методики исследования взято определение наиболее вероятного момента положения поршня 2, при котором фронт пламени достигает ионизационного датчика. Момент достижения фронтом пламени этого датчика определялся с учетом неравномерности протекания процесса горения в последовательных циклах.

В процессе обработки исходных данных эксперимента были определены средние скорости пламени между свечой зажигания 3 и датчиками I и II. Их расположение в камере горения позволяет проследить влияние различных факторов на характер воспламенения и распространения пламени в начальной фазе. Средние скорости пламени между датчиками II—III и III—IV характеризуют влияние факторов режима работы и конструктивных особенностей камеры горения на характер распространения пламени в основной фазе.

На рис. 2 показано изменение средней скорости фронта пламени U_{pl} между указанными датчиками при различных режимах работы двигателя. Графики скорости и перемещения фронта пламени по длине L (расстояние между свечой и датчиками) дают ценные показания для анализа характера протекания процесса горения в зависимости от таких факторов как форма камеры горения, режим работы двигателя.

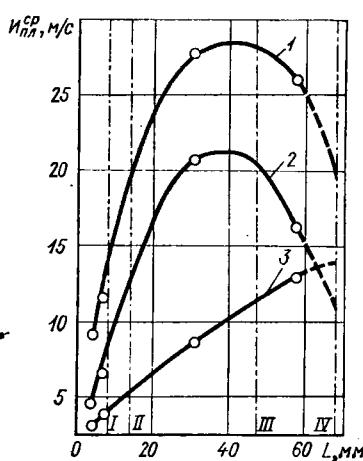


Рис. 2. Изменение средних скоростей фронта пламени по длине L камеры горения (угол опережения зажигания — оптимальный):
1 — $n = 3400$ об/мин, нагрузка 100%, $\alpha = 1,06$; 2 — $n = 3400$ об/мин, нагрузка 20%, $\alpha = 0,96$; 3 — $n = 1450$ об/мин, нагрузка 100%, $\alpha = 1,06$; 4 — $n = 1450$ об/мин, нагрузка 20%, $\alpha = 1,06$.

Рис. 1. Схема расположения ионизационных датчиков в камере горения двигателя М-408

ля, угол опережения зажигания. Однако эта информация не содержит полных сведений о характере протекания и динамике горения топлива. Такие данные можно получить из результатов обработки индикаторных диаграмм на ЭВМ.

В экспериментах индикаторные диаграммы записывались высокочастотной тензоаппаратурой и шлейфным осциллографом Н-105. Характеристика тепловыделения определялась интегрированием выражения

$$d\chi = d\chi_i + d\chi_w, \quad (1)$$

где $d\chi_i$ — активное тепловыделение на элементарном участке; $d\chi_w$ — доля тепла, расходуемая на теплоотдачу в стенки цилиндра и камеры горения на элементарном участке.

Элементарное приращение активного тепловыделения определяют из выражения

$$d\chi_i = \frac{C_v dT + p dv}{Q_{max}}, \quad (2)$$

где Q_{max} — количество тепла, выделившееся за цикл с учетом неполноты горения;

p — давление цикла;

C_v — теплоемкость, которая определялась с учетом текущей температуры t из выражения

$$C_v = a + bt + ct^2. \quad (3)$$

Потери тепла в стенки на элементарном участке составляют

$$d\chi_w = \alpha_k F_{\pi} (T - T_{st}) \frac{d\phi}{6n}, \quad (4)$$

где α_k — коэффициент конвективной теплоотдачи;

F_{π} — площадь цилиндра;

T_{st} — температура стенки цилиндра;

$d\phi$ — изменение угла поворота коленчатого вала.

$6n$

Коэффициент конвективной теплоотдачи определяли по уравнению, предложенному для карбюраторных двигателей в работе [4]

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{D} c + k \frac{w_{cm} p}{\eta RT} \lambda, \quad (5)$$

где R — газовая постоянная;

T — температура цикла;

λ — теплопроводность газа;

w_{cm} — скорость смеси в отверстии впускного клапана;

η — динамическая вязкость газа;

D — диаметр цилиндра;

c и k — коэффициенты, зависящие от конструкции двигателя.

На рис. 3 в качестве примера приведены графики основных параметров и характеристик рабочего процесса, построенные по результатам обработки индикаторной диаграммы с помощью ЭВМ. При анализе тепловыделения особое внимание уделяли доле активного тепла, выделившегося в характерных точках цикла: ВМТ — χ_i в мт, максимального давления — χ_{pmax} , максимальной температуры — χ_{Tmax} и конца горения — χ_{tmax} .

Между закономерностями изменения скорости распространения пламени и тепловыделения существует определенная взаимосвязь [5]. Параллельный анализ этих закономерностей позволяет глубже рассмотреть физическую сущность, механизм протекания и воздействие различных факторов на процесс горения в двигателе с искровым зажиганием.

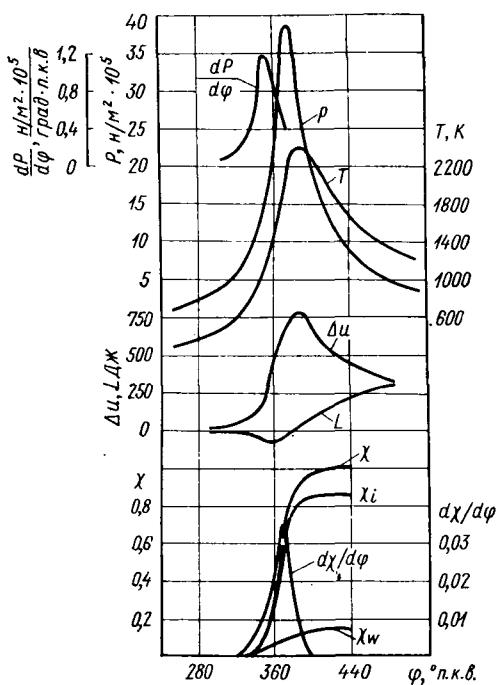


Рис. 3. Результаты обработки индикаторной диаграммы на ЭВМ: $\frac{dP}{d\varphi}$ — скорость нарастания давления; Δu — изменение внутренней энергии; χ — коэффициент полного тепловыделения; χ_i — коэффициент активного тепловыделения; χ_w — доля тепла, отводимого в стенку цилиндра и камеры горения; $\frac{d\chi}{d\varphi}$ — скорость тепловыделения

При анализе учитывали тот факт, что разделение процесса горения на отдельные фазы по индикаторной диаграмме несколько не совпадает с его делением согласно механизму распространения пламени по теории К. И. Щелкина [6].

Рассмотрим характер протекания распространения пламени и тепловыделения при изменении нагрузки, частоты вращения коленчатого вала двигателя, а также состава смеси и угла опережения зажигания.

К характерным особенностям протекания процесса горения при дросселировании относятся увеличение в составе заряда относительного содержания остаточных инертных газов и понижение интенсивности турбулизации заряда. Возрастание содержания остаточных газов с уменьшением нагрузки вызывает снижение скорости горения в начальный период — образования очага пламени (рис. 4, кривая 1). Понижение интенсивности турбулизации снижает скорость распространения пламени на участках между датчиками II—III и III—IV (соответственно кривые 3 и 2). Оба эти фактора приводят к уменьшению скорости выгорания топлива и увеличению продолжительности начальной и основной фаз горения. Следовательно, необходимо увеличить угол опережения зажигания с целью предотвращения затягивания процесса горения по такту расширения и снижения тепловых потерь.

На рис. 5, а показано, как изменяется доля активного тепла, выделившегося к следующим моментам: достижения поршнем ВМТ — χ_i в мт, максимального давления — $\chi_{i,pz}$; температуры — χ_{iTmax} и конца горения — $\chi_{i,max}$. Эти результаты характеризуют протекание процесса тепловыделения и, кроме того, при сопоставлении с характеристикой изменения скорости распространения пламени (рис. 4, а) позволяют сделать соответствующие выводы.

Снижение уровня турбулизации и разбавление смеси остаточными газами при уменьшении нагрузки ухудшают условия воспламенения заряда и распространения пламени. Уменьшение скорости реакции в зоне горения вызывает расширение последней.

С повышением частоты вращения коленчатого вала усиливается интенсивность турбулизации заряда в цилиндре двигателя. Это происходит вследствие увеличения скорости смеси на впуске и скорости движения поршня, а также сокращения времени на затухание турбулентности в процессе сжатия, что вызывает увеличение скорости распространения пламени в основной фазе горения между датчиками II—III и III—IV (рис. 4, б).

Скорость распространения пламени между свечой зажигания и датчиком II увеличивается при частоте вращения коленча-

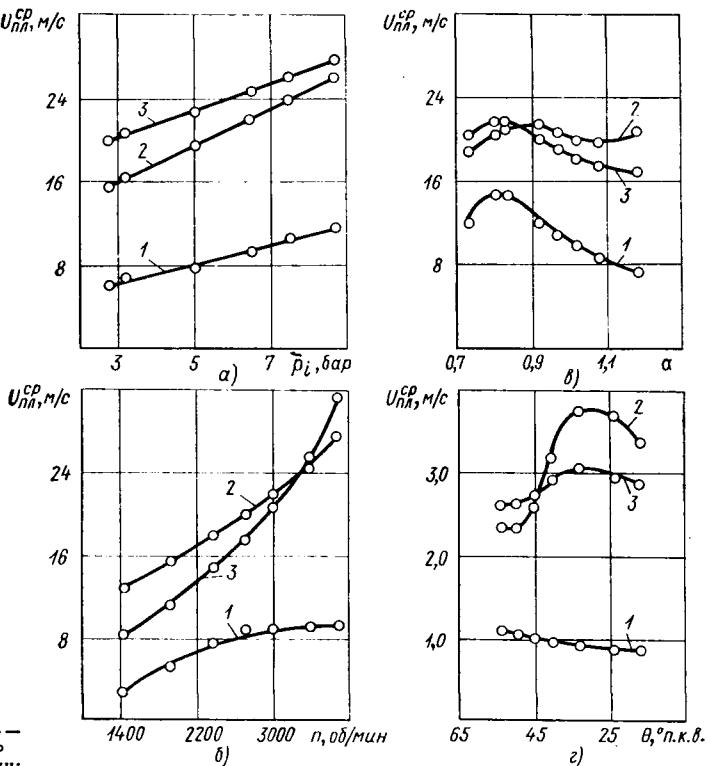


Рис. 4. Изменение средней скорости распространения пламени $U_{пп}^{ср}$ в зависимости от:

а — нагрузки при $n = 3400$ об/мин, $\alpha = 0,96$; б — частоты вращения коленчатого вала при нагрузке 100%, $\alpha = 1,06$; в — состава смеси при нагрузке 100%, $n = 3000$ об/мин; г — угла опережения зажигания при $n = 3400$ об/мин, нагрузке 100%, $\alpha = 0,98$; 1 — расстояние между свечой и датчиком I; 2 — расстояние между датчиками II и IV; 3 — расстояние между датчиками II и III

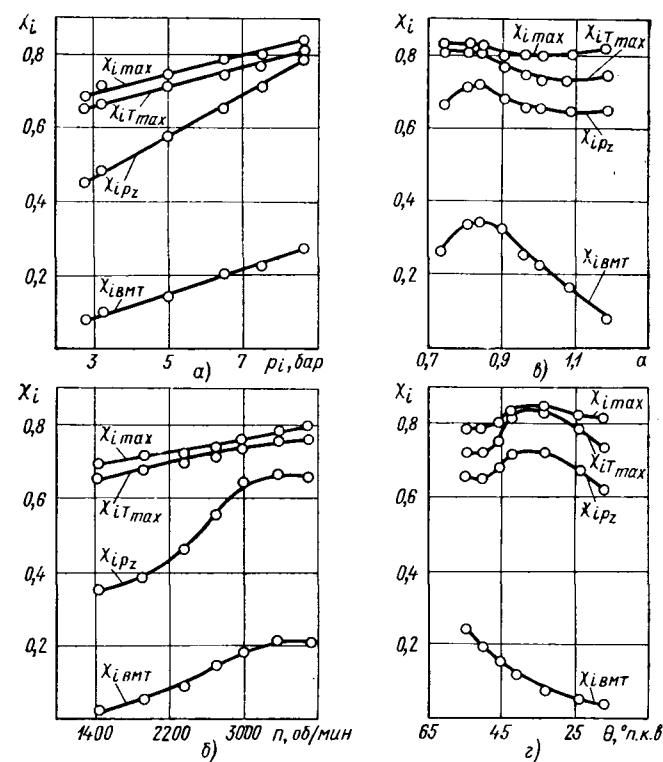


Рис. 5. Изменение доли активного тепла, выделившегося в характерных точках цикла в зависимости от:

а — нагрузки; б — частоты вращения коленчатого вала; в — состава смеси; г — угла опережения зажигания

того вала до 2800 об/мин. В дальнейшем скорость остается практически постоянной. В основной фазе сгорания с повышением частоты вращения коленчатого вала изменяется характер скорости распространения пламени между датчиками II-III и III-IV. Из рис. 4, б видно, что скорость распространения пламени между датчиками III-IV постепенно перестает расти и при $n > 3000$ об/мин становится меньше, чем между датчиками II-III. Это объясняется влиянием конструкции камеры сгорания. При $n > 3000$ об/мин средняя скорость распространения пламени ($U_{пл}^{ср} \geq 20$ м/с) обеспечивает охват пламени основного объема камеры сгорания к моменту достижения поршнем ВМТ. При этом задерживается воспламенение заряда, расположенного в узкой щели вытеснителя. На рис. 5, б показано, как изменяется доля активного тепла, выделившегося в характерных точках цикла. Доля тепла, выделившегося к моменту достижения ВМТ и конца сгорания, возрастает пропорционально увеличению скорости пламени с повышением частоты вращения коленчатого вала. Задержка воспламенения в щели вытеснителя при $n > 3000$ об/мин отрицательно влияет на долю тепла, выделившегося к моменту p_2 и T_{max} (рис. 5, б).

Таким образом, с возрастанием интенсивности турбулизации при повышении частоты вращения коленчатого вала увеличивается скорость распространения пламени, обеспечивается более своевременный ввод в реакцию основной массы заряда и улучшается протекание тепловыделения.

Изменение состава смеси заметно влияет на скорость распространения пламени в начальной фазе, что связано с зависимостью нормальной скорости от физико-химических свойств горючей смеси. Нормальная скорость распространения пламени достигает максимальных значений при коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 0.8 - 0.9$. При этих же значениях α получены максимальные скорости распространения пламени в начальной фазе воспламенения (см. рис. 4, в). Скорость сгорания в основной фазе определяется скоростью крупномасштабных пульсаций и в меньшей степени зависит от состава смеси. Незначительные колебания скорости распространения пламени на участках между датчиками II-III и III-IV при различных составах смеси происходят из-за сдвига участка сгорания по фазе цикла вследствие различной при этом скорости сгорания в начальной фазе.

Обеднение смеси или ее переобогащение вызывает снижение скорости химической реакции, в связи с чем после охвата пламенем всей массы заряда еще долго продолжается процесс догорания. При этом значительная доля тепла выделяется на участке от p_2 до T_{max} (рис. 5, б).

Графики, приведенные на рис. 4, г, построены по результатам измерений средних скоростей распространения пламени при изменении угла опережения зажигания. Отчетливо выявляется тенденция снижения скорости распространения пламени в щели вытеснителя (между датчиками III-IV) при больших углах опережения зажигания. Это явление можно объяснить переменным направлением движения заряда в щели вытеснителя при положении поршня около ВМТ.

На рис. 6 приведены расчетные графики изменения по углу поворота коленчатого вала скорости перетекания заряда в щели вытеснителя, рассчитанные по уравнению

$$w_{выт} = 0,1047 \frac{f_{выт}}{l_{выт}} \left(\frac{1}{\frac{2}{\varepsilon - 1} + \sigma} - \frac{1}{\frac{\Delta}{R_{kp}} + \sigma'} \right) \sigma', \quad (6)$$

где $f_{выт}$ и $l_{выт}$ — площадь вытеснителя и длина порожка; Δ — зазор между головкой блока и поршнем в ВМТ; R_{kp} — радиус кривошипа;

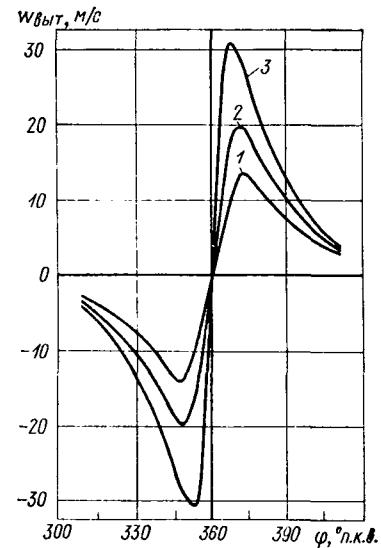
$$\sigma = 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi);$$

$$\sigma' = 1 - \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi.$$

В случае изменения угла опережения зажигания происходит сдвиг участка сгорания по фазе цикла и наложение его на различные газодинамические условия в цилиндре. При больших углах опережения зажигания и повышенных частотах вращения коленчатого вала двигателя фронт пламени подходит к щели вытеснителя в момент, когда направление движения заряда из щели противоположно вектору скорости распространения

Рис. 6. Расчетные графики скорости движения заряда в щели вытеснителя при различной частоте вращения коленчатого вала и величине зазора:

1— $\Delta=1,5$ мм, $n=2400$ об/мин;
2— $\Delta=1,5$ мм, $n=3400$ об/мин;
3— $\Delta=0,8$ мм, $n=3400$ об/мин



иения пламени. В этом случае задерживаются распространение пламени и сгорание последней части заряда. При уменьшении угла опережения зажигания и сдвиге момента прихода фронта пламени к щели вытеснителя за ВМТ, когда направление движения заряда совпадает с вектором скорости распространения пламени, объем заряда, расположенного в щели вытеснителя, воспламеняется без задержки и с повышенной скоростью. Максимальное значение средней скорости фронта пламени между датчиками III-IV при $n=3400$ об/мин и полной нагрузке получено при $\theta=30^\circ$ поворота коленчатого вала (рис. 4, г). Однако, как показали результаты обработки индикаторных диаграмм, такой угол опережения зажигания нельзя считать оптимальным, поскольку участок сгорания сдвигается далеко на торт расширения и повышение скорости распространения пламени уже не может компенсировать несвоевременность тепловыделения. Оптимальный угол опережения зажигания по индикаторным показателям будет при $\theta=35-40$ п. к. в., т. е. когда обеспечивается более своевременное и полное выделение тепла в основной фазе сгорания.

Из графиков, приведенных на рис. 6, видно, что скорость заряда в щели вытеснителя зависит не только от частоты вращения коленчатого вала, но и от величины зазора между плоскостью головки блока и поршнем, находящимся в ВМТ. Таким образом, совместный анализ графиков скоростей распространения пламени и характеристик тепловыделения показывает, что закон распространения пламени по камере сгорания в двигателе с искровым зажиганием определяет характер и своевременность ввода в реакцию всего объема заряда, а тем самым и протекание характеристики тепловыделения. Уменьшение скорости распространения пламени по какой-либо причине приводит к растягиванию процесса выгорания заряда по углу поворота коленчатого вала, снижению эффективности использования тепла и ухудшению мощностных и экономических показателей двигателя. Улучшения процесса сгорания при частичных режимах работы двигателя можно достичь путем усиления турбулизации заряда за счет конструктивных изменений в системе впуска или в форме камеры сгорания.

При конструировании камеры сгорания следует обращать внимание на желательность уменьшения объема заряда, подвергающегося защемлению в щели вытеснителя, и на совпадение векторов движения пламени и газа при подходе фронта пламени к порожку вытеснителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Соколик А. С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. М., Изд-во АН СССР, 1960.
- Стечкин Б. С., Генкин К. И., Золотаревский В. С., Скородинский И. В. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. М., Изд-во АН СССР, 1960.
- Воинов А. Н. Процессы сгорания в быстроходных поршневых двигателях. М., «Машиностроение», 1965.
- Костров А. В. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.
- Иноземцев Н. В., Кошкин В. К. Процессы сгорания в двигателях. М., Машигиз, 1949.
- Щелкин К. И. О сгорании в турбулентном потоке, — «ЖТФ», т. XIII, вып. 9—10, 1943.

Влияние геометрии кулачка на работоспособность пары кулачок — толкатель

П. С. МАКАРЕВИЧ

АНАЛИЗ работ [1 и 2] показал, что основная причина, вызывающая дефекты сопряженных поверхностей кулачков и толкателей двигателей, заключается в работе трения скольжения, которая определяется по формуле

$$\Delta A = \mu N (\Delta l_1 - \Delta l_2), \quad (1)$$

где μ — коэффициент трения скольжения;

N — нормальная сила в точке контакта;

Δl_1 и Δl_2 — соответственно путь, пройденный точкой контакта по профилю кулачка и по тарелке толкателя.

Поскольку величины Δl_1 и Δl_2 и их разность (абсолютное скольжение поверхностей) определяются геометрией кулачковой пары, правомерна постановка вопроса о связи геометрии сопряженных поверхностей с их износом. Для этого оценим влияние профиля кулачка (с цилиндрической образующей) и плоской тарелки толкателя (без учета его вращения) на напряженность и условия смазки поверхностей контакта.

За критерий напряженности поверхностей контакта примем отношение работы скольжения к площади, ометаемой линией контакта на поверхностях кулачка и тарелки толкателя:

для кулачка

$$q_k = \frac{\Delta A}{b \Delta l_1};$$

для толкателя

$$q_t = \frac{\Delta A}{b \Delta l_2},$$

где b — длина линии контакта.

Учитывая, что

$$(\Delta l_1 - \Delta l_2) = (r_0 + s) \omega \Delta t,$$

где r_0 — радиус начальной окружности кулачка;

s — подъем толкателя в рассматриваемой точке;

ω — угловая скорость кулачка;

Δt — время,

и принимая скорость точки контакта по поверхности кулачка v_k пропорциональной радиусу кривизны кулачка ρ [3]:

$$v_k = \rho \omega; \quad (2)$$

$$\rho = r_0 + s + s'', \quad (3)$$

а скорость точки контакта по тарелке толкателя v_t пропорциональной аналогу его ускорения s''

$$v_t = s'' \omega, \quad (4)$$

получим

$$q_k = \frac{\mu N(r_0 + s) \omega \Delta t}{[b \rho \omega \Delta t]} = \frac{\mu N(r_0 + s)}{b(r_0 + s + s'')} ; \quad (5)$$

$$q_t = \frac{\mu N(r_0 + s) \omega \Delta t}{b s'' \omega \Delta t} = \frac{\mu N(r_0 + s)}{b s''}. \quad (6)$$

Анализ выражений (5) и (6) показывает, что:

1) самые напряженные точки поверхности тарелки толкателя сопряжены с точками нулевого ускорения кулачка (нача-

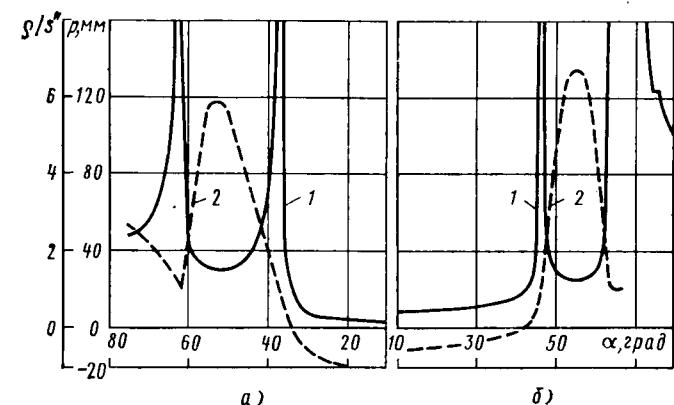


Рис. 1. Зависимости отношения напряженностей сопряженных поверхностей пары кулачок — толкатель (кривая 1) и оценки несущей способности масляной пленки в точке контакта (кривая 2) от угла поворота распределительного вала:
а — двигатель Даймлер-Ф8Л-413; б — опытный двигатель № 5

ло и конец движения толкателя, точки перемены знака ускорения);

2) самый напряженный участок поверхности кулачка находится на вершине;

3) у эквидистантных кулачков с увеличением r_0 возрастает напряженность поверхности тарелки толкателя и снижается напряженность поверхности кулачка;

4) при одинаковых r_0 и s с увеличением абсолютной величины аналога отрицательных ускорений напряженность поверхности кулачка на вершине возрастает, а соответствующего участка поверхности на тарелке толкателя — снижается;

5) для снижения напряженности тарелки толкателя необходимо избегать применения закона движения толкателя, имеющих участки с нулевым ускорением, кроме того, количество точек с нулевым ускорением должно быть минимальным, а участки с ускорениями, близкими к нулю, должны быть короткими.

Отношение выражений (5) и (6)

$$\frac{q_t}{q_k} = \frac{\rho}{s''} = 1 + \frac{r_0 + s}{s''} \quad (7)$$

показывает, какая из сопряженных поверхностей контакта нагружена в данный момент больше другой, и тем самым позволяет выявить, какая из них может явиться первоисточником дефекта.

Решающее влияние на напряженность поверхностей контакта оказывает аналог ускорения $s''(a)$. Положение опасных участков на поверхностях кулачка и толкателя можно определить по выражению (7) на стадии проектирования. При построении

зависимости $\frac{q_t}{q_k} = f(a)$ знак «минус» на участке отрицатель-

ных ускорений нужно опускать, так как он указывает только на разные направления перемещения точки контакта по сопряженным поверхностям.

Рассчитанная по выражению (7) зависимость отношения напряженностей поверхностей пары кулачок — толкатель от угла поворота распределительного вала приведена на рис. 1 (кривая 1). На рис. 2 величина этого отношения показана в зависимости от положения линии контакта на тарелке толкателя (стрелки на кривых показывают направление смещения линии контакта при подъеме и опускании толкателя). Из рисунка следует, что периферия поверхности тарелки толкателя нагружается на тех участках движения, на которых ускорение толкателя меняет знак, а центральная часть поверхности тарелки нагружается тогда, когда участки выбора зазора переходят в участки положительных ускорений. При недостаточном

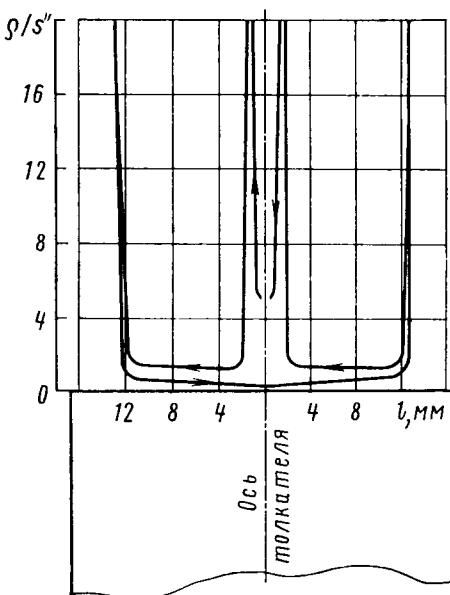


Рис. 2. Зависимость отношения напряженностей сопряженных поверхностей пары кулачок — толкатель от расстояния до оси толкателя

тепловом зазоре в приводе клапанов катастрофически возрастает напряженность центральной части поверхности тарелки толкателя, контактирующей с затылком кулачка на протяжении $190\text{--}220^\circ$ угла поворота распределительного вала, где ускорения толкателя равны нулю. При недостаточной теплостойкости металла поверхностные слои тарелки толкателя на диаметре $D = 2\left(\frac{b}{2} + \epsilon\right)$ (ϵ — смещение центра тарелки толкателя с серединой кулачка) под действием тепла от трения будут расплываться и наволакиваться на относительно холодную поверхность затылка кулачка. Очевидно, что при плохих условиях смазки сопряженных поверхностей максимально напряженные их точки будут очагами дефектов.

В двигателях внутреннего сгорания поверхности пары кулачок — толкатель омываются масляным туманом, находящимся в картере двигателя, а смазочная пленка в точке контакта создается и поддерживается относительным движением сопряженных поверхностей, которое зависит от вращения кулачка и от его геометрии. В процессе расчета и проектирования необходимо выбирать такую геометрию кулачка, которая обеспечивала бы необходимые динамические качества механизма и обладала бы максимальной способностью создавать несущую масляную пленку. Для достижения последнего условия воспользуемся следующими положениями гидродинамической теории смазки [4]:

1) наилучшие условия образования масляного слоя создаются при совпадении направлений перемещения линии (точки) контакта по сопряженным поверхностям;

2) при противоположном перемещении линии контакта по сопряженным поверхностям условия для образования масляного слоя менее благоприятны;

3) при равных, но противоположных направлениях скоростях перемещения линии контакта по сопряженным поверхностям невозможно образование несущего масляного слоя.

Кривые изменения скоростей точки контакта v_k и v_t по углу поворота кулачкового вала (рис. 3) показывают, что на участках положительных ускорений условия образования масляного слоя благоприятны (обе кривые расположены выше оси абсцисс), а на участке отрицательных ускорений они значительно хуже (кривые расположены по разные стороны оси абсцисс). В точках, где

$$v_k + v_t = 0, \quad (8)$$

невозможно образование несущего масляного слоя, а в точках, где $v_k + v_t$ имеет значения, близкие к нулю, несущая способность масляной пленки мала. После подстановки в равенство (8) выражений (2) и (4) получим условие невозможности образования несущего слоя в такой форме:

$$\rho + s'' = 0. \quad (9)$$

Величину, стоящую в левой части равенства (9), можно рассматривать как характеристику кулачка, определяющую несущую способность масляной пленки («смазочное число» [5]). Обозначим эту величину через p . Учитывая выражение (3), в общем виде можно записать для угла α_i

$$p_i = r_0 + s_i + 2s_i''. \quad (10)$$

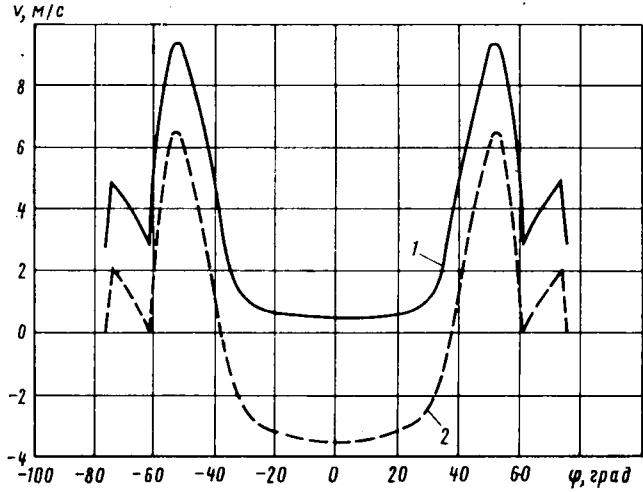


Рис. 3. Зависимости скорости перемещения точки контакта по рабочим поверхностям кулачка (кривая 1) и тарелки толкателя (кривая 2) от угла поворота распределительного вала

Зависимость $p_i = f_i(\alpha)$, рассчитанная по выражению (10), приведена на рис. 1 (кривая 2). Анализ этой кривой и выражения (10) показал:

на затылке кулачка при $s=0; s''=0$

$$p_0 = r_0;$$

в точках, где $s''=0$ ($s=s_{s''=0}$),

$$p_{s''=0} = r_0 + s_{s''=0}; \quad (11)$$

на вершине кулачка ($s=s_v, s''=s_v''$)

$$p_v = r_0 + s_v + 2s_v''. \quad (12)$$

Точки, в которых масляная пленка не имеет несущей способности, т. е.

$$r_0 + s_* + 2s_*'' = 0, \quad (13)$$

расположены (для непрерывной кривой ускорения толкателя) на участке отрицательных ускорений (одна на стороне подъема, другая на стороне спуска). Углы α_* поворота кулачка, соответствующие этим точкам, как правило, отстоят на $2\text{--}4^\circ$ от углов перемены знака ускорений толкателя, а линия контакта на тарелке толкателя — на расстоянии $0,2\text{--}0,4$ мм от точек максимальной напряженности (на ее периферии).

Таким образом, сопоставляя напряженность и условия смазки поверхностей пары кулачок — толкатель, можно выделить следующие, наиболее подверженные износу, места: на поверхности кулачка — точки вблизи вершины; на поверхности тарелки толкателя — точки периферии, сопряженные с точками перемены знака ускорений на кулачке.

Обычно радиус затылка кулачка r_0 принимается в качестве исходной (заранее заданной) величины, без учета условий смазки сопряженных поверхностей. Однако из выражения (13) следует, что радиус r_0 связан со значениями подъема толкателя и аналога его ускорения в точке α_* , где несущая способность масляной пленки равна нулю:

$$r_0 = -2s_*'' - s_*.$$

Используя зависимость Я. Л. Геронимуса [3], получим выражение

$$r_0 = -2s_*'' - \int_0^{\alpha_*} (\alpha_* - \varphi) s''(\varphi) d\varphi,$$

из которого следует, что при задании угла α_* радиус начальной окружности кулачка можно считать функцией закона ускорений толкателя. Если сохранять неизменным закон ускорений толкателя, то для изменения угла α_* (в пределах участка отрицательных ускорений) требуется соответственно из-

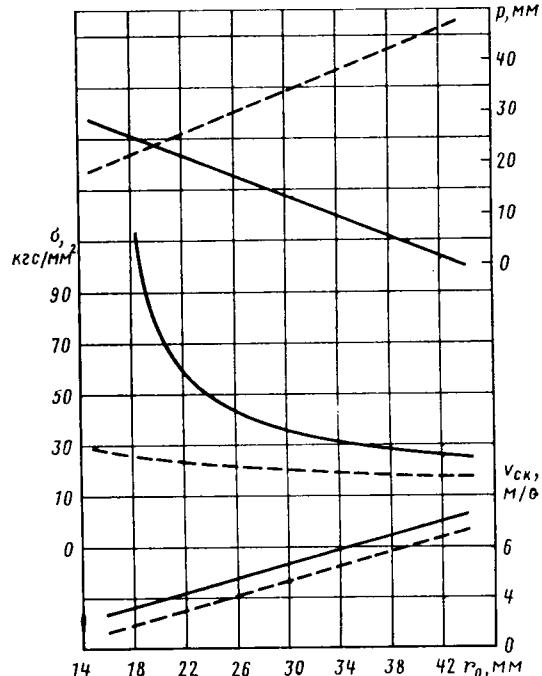


Рис. 4. Зависимости относительной оценки несущей способности масляной пленки, контактных напряжений и скорости скольжения (в наиболее подверженных износу точках пары кулачок — толкатель) от величины радиуса начальной окружности кулачка

Марка двигателя	Радиус начальной окружности в мм		Характеристика несущей способности масляного слоя			Оценка динамических качеств кулачка			Материал		Ресурс пары кулачок-толкатель, ч
	r_0 (действительный)	r_{op} (расчетный)	$p_s''=0$ (действительная)	p_{ver} (вершина)	$p_s''=0=p_{ver}$ (расчетная)	K при n_{nom}	Номинальное n в об/мин	Допустимое n в об/мин ($K=1,4$)	тарелки толкателя	кулачка	
Даймлер-Бенц F8L-413*	21,10	21,00	24,57	24,27	24,42	1,70	2650	3220	Серый чугун, легированный Cr, Ni, Mo, отбеленный, HRC 53–55	Сталь 45, закалка ТВЧ до HRC 50–55	~10 000
	20,6	20,2	24,00	23,00	23,50	1,86	3530	—	Серый чугун, легированный Cr, Ni, Mo, HRC 54–56	Сталь 45, закалка ТВЧ до HRC 54–56	—
Даймлер-Бенц DV-550*	26,39	20,74	29,09	18,00	23,53	1,70	2600	3160	Карбиды вольфрама	Сталь 45, закалка ТВЧ до HRC 54–56	>10000[6]
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Интернешенел DV-550*	19,05	15,71	22,55	15,83	19,02	1,60	3200	3660	—	—	—
	19,06	13,85	22,79	12,40	17,06	1,60	3660	—	—	—	—
Двигатель № 1*	19,50	15,68	23,01	15,39	19,20	1,70	3200	3880	То же	Сталь 45, закалка ТВЧ до HRC >54	≥5000
	19,50	13,60	22,93	11,28	17,11	1,70	3880	—	—	—	—
Двигатель № 2	21,00	13,99	23,92	9,89	16,91	1,69	3200	3860	Серый чугун, легированный Mn, Cr, Ni, Mo, закалка до HRC >55	Серый чугун, легированный Mn, Cr, Ni, Mo, закалка до HRC >50	~100
Двигатель № 3	19,50	13,90	22,47	11,39	16,93	1,70	3200	3880	То же	Сталь 18ХГТ, цементированная, закалка ТВЧ до HRC >56	~200
Двигатель № 4	19,00	14,67	21,40	12,74	17,07	1,43	3200	3270	—	Серый чугун, легированный Mn, Cr, Ni, Mo, закалка ТВЧ до HRC >50	~300
Двигатель № 5*	18,50	16,74	20,90	17,10	19,00	1,42	2600	2950	Серый чугун, легированный Cr, Ni, Mo, закалка ТВЧ до HRC >60	Сталь 18ХГТ цементированная, закалка ТВЧ до HRC 58–63	—
Двигатель № 6*	19,00	17,50	22,76	20,29	21,52	1,90	2600	3520	То же	Сталь 45, закалка ТВЧ до HRC 53–58	—
	16,56	23,96	18,30	21,13	2,00	3800	—	—	—	—	—

* В числителе приведены данные для впускного кулачка, а в знаменателе — для выпускного.

менить радиус начальной окружности кулачка. Как следствие, в каждой точке профиля кулачка будут меняться радиус кривизны и характеристика несущей способности масляной пленки.

Для практических целей наибольший интерес представляет изменение контактных напряжений, скорости скольжения и условий образования масляного слоя в наиболее подверженных износу точках сопряженных поверхностей (вершине кулачка и периферии тарелки толкателя) в случае применения эквидистантных кулачков. Результаты расчетов представлены на рис. 4. Анализ их показывает:

1. Среди семейства эквидистантных кулачков находится только один кулачок с радиусом начальной окружности (обозначим его добавочным индексом p), при котором одинаковы условия образования масляного слоя в наиболее подверженных износу точках сопряженных поверхностей, т. е. $p_{s''=0} = |p_v|$. Учитывая выражения (11) и (12), получим

$$r_{op} = -s'_v - \frac{s_v + s_{s''=0}}{2}.$$

2. У кулачков с $r_0 < r_{op}$ условия образования масляного слоя на вершине кулачка лучше, чем в точке перемены знака ускорения; при этом контактные напряжения $\sigma > \sigma_p$, а скорости скольжения $v_{ek} < v_{ek,p}$. Повышенные контактные напряжения могут быть причиной дефектов вершины кулачка, а меньшая несущая способность масляной пленки — причиной дефектов на периферии тарелки толкателя.

3. У кулачков с $r_0 > r_{op}$ условия образования масляного слоя на вершине кулачка (рис. 4, сплошные линии) хуже, чем в точках перемены знака ускорений (рис. 4, штриховые линии); при этом $\sigma < \sigma_p$, а $v_{ek} > v_{ek,p}$. Дефекты могут быть вызваны повышенными скоростями скольжения и меньшей несущей способностью масляной пленки — на вершине кулачка, а также повышенными скоростями скольжения — на периферии тарелки толкателя.

С целью выбора величины характеристики несущей способности масляной пленки p , обеспечивающей надежную работу пары кулачок — толкатель, проведен анализ профилей кулачков некоторых двигателей (см. таблицу).

Динамические качества кулачка, влияющие на разрыв кинематической цепи механизма газораспределения, были оценены величиной K , равной числу собственных колебаний привода, укладывающихся на участке положительных ускорений толкателя.

При плавной кривой ускорений для удовлетворительной работы механизма необходимо, чтобы $K \geq 1,4$ [3, 6, 7]. Анализируя таблицу, можно сделать следующие выводы:

1. Надежную и долговечную работу пары кулачок — толкатель при $p = 18 \div 24$ мм (на вершине кулачка) обеспечивают дешевые конструкционные материалы: серый легированный чугун (для тарелки толкателя) и сталь 45 (для кулачка).

2. Для обеспечения надежной работы пары кулачок — толкатель при $p = 11 \div 16$ мм (на вершине кулачка) необходимо применять на тарелке толкателя прочные теплостойкие материалы, например, карбиды вольфрама.

3. Законы движения толкателя, для которых величина r_{op} оказывается малой, нецелесообразны из-за малой жесткости распределительного вала при $p_{s''=0} = |p_v|$ и необходимости применения дорогих теплостойких материалов на тарелке толкателя при условии $|p_v| \ll p_{s''=0}$, вызванном повышением жесткости распределительного вала до необходимой величины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костецкий Б. И. Износостойкость деталей машин. М., Машигиз, 1950.
2. Ионушас Р. А. К вопросу износа профиля кулачка. — «Труды академии наук Литовской ССР». Серия Б, 1, 1958.
3. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения двигателей. М., «Машиностроение», 1964.
4. Розенберг Ю. А., Виноградова И. Э. Смазка механизмов машин. М., «Недра», 1969.
5. Müller R. — „MTZ”, 1966, № 2.
6. Макаревич П. С., Пушкин А. Г. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 6.
7. Narkiewicz W. — „Technika lotnicza”, 1965, № 10—11.

Изменение технического состояния трансмиссии автомобилей в процессе эксплуатации

Д-р техн. наук Ф. Н. АВДОНЬКИН

Саратовский политехнический институт

ПЫТ эксплуатации автомобилей показывает, что вероятность отказа агрегата трансмиссии увеличивается не только по мере износа, изменения размеров и геометрической формы деталей рассматриваемого агрегата, но и других последовательно связанных с ним сопряжений. Рассмотрим, например, последовательно связанные сопряжения редуктора заднего моста. Подшипники качения редуктора заднего моста не являются динамически нагруженными, но из-за влияния динамически нагруженных последовательно связанных с ними сопряжений зубчатых передач нагрузка на подшипники качения, а следовательно, и интенсивность изнашивания деталей подшипников по мере износа зубьев шестерен увеличиваются [1]. Аналогичное взаимное влияние можно проследить и по другим агрегатам трансмиссии.

Можно получить аналитическую зависимость влияния интенсивности изнашивания сопряжений одного агрегата на величину нагрузления другого, последовательно с ним связанного. Например, зависимости величины дополнительного крутящего момента, который возникает на карданном валу из-за изнашивания зубьев шестерен коробки, от интенсивности износа последних имеет вид

$$M_{kp} = M_0 + b' S_\Phi,$$

где S_Φ — зазор в сопряжениях зубчатых передач;

M_0 — крутящий момент, получаемый сопряжением (агрегатом — коробкой передач) для дальнейшей передачи;
 b' — коэффициент, характеризующий изменение M_{kp} на единицу износа сопряжения (коробки передач в данном случае).

Экспериментальным подтверждением взаимозависимости изменения технического состояния любого агрегата трансмиссии от технического состояния остальных последовательно с ним связанных могут быть исследования, приведенные в работе [2].

Все сопряжения, за небольшим исключением, динамически нагруженные, поэтому закономерность интенсивности изнашивания каждого из последовательно связанных сопряжений в процессе эксплуатации экспоненциальная.

При помощи данного положения можно определять техническое состояние всех агрегатов автомобиля по изменению технического состояния одного из них; устанавливать изменение (в зависимости от пробега автомобиля с начала эксплуатации) срока службы, а следовательно, расход деталей, трудоемкость устранения отказа, коэффициент технической готовности автомобиля.

Поскольку техническое состояние одних агрегатов трансмиссии зависит от состояния других, должна существовать и взаимная зависимость износа агрегатов трансмиссии. Например, величина износа сопряжений главной передачи

$$S_{gl} = S_{0 gl} e^{b_{gl} l},$$

а суммарный износ последовательно связанных сопряжений от коробки передач до колеса включительно

$$S_\Sigma = S_{0\Sigma} e^{b_\Sigma l},$$

где b_{gl} , b_Σ — коэффициенты;

l — пробег автомобиля с начала эксплуатации.

Соотношение величин износа составит

$$S_{gl} / S_\Sigma = \frac{S_{0 gl} e^{b_{gl} l}}{S_{0\Sigma} e^{b_\Sigma l}} = S_{0 gl} e^{\Delta b l},$$

где $S_0 = S_{0 gl} / S_{0\Sigma}$.

$$\Delta b = b_{gl} - b_\Sigma.$$

При малых значениях Δb

$$S_{gl} / S_\Sigma \approx S_0 (1 + \Delta b l) \approx S_0 + S_0 \Delta b l$$

или

$$S_{gl} = S_\Sigma (S_0 + b' l),$$

где

$$b' = S_0 \Delta b.$$

В условиях практики техническое состояние последовательно связанных сопряжений и агрегатов оценивают по соотношению

$$S_{gl} \approx S_0 S_\Sigma.$$

Величина допущенной при этом погрешности составляет $b' l$. она пропорциональна пробегу между проверками. В табл. 1 приведены зависимости соотношения зазора в сопряжениях главной передачи к суммарному зазору (центральный тормоз-колесо) от пробега l автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 с начала эксплуатации. Из табл. 1 видно, что отношение износа главной передачи к суммарному износу за 100 тыс. км пробега автомобиля между проверками увеличивается с 0,697 до 0,78, т. е. на 11%.

Таким образом, по изменению технического состояния одного из агрегатов можно определить изменение технического состояния другого при известной между ними связи.

При ухудшении технического состояния агрегата повышается интенсивность изнашивания других последовательно связанных с ним агрегатов, уменьшается пробег автомобиля до очередной замены или ремонта агрегата. Аналитическую зависимость изменения среднего пробега агрегата до ремонта от пробега автомобиля с начала эксплуатации можно получить из выражения

$$l_{arg} = \frac{S_{np}}{\alpha},$$

где S_{np} — предельный износ основного сопряжения агрегата; l_{arg} — пробег агрегата до ремонта, приведенный к началу эксплуатации;

α — интенсивность изнашивания.

Даже при наличии одного динамически нагруженного сопряжения в последовательно связанных сопряжениях интенсивность изнашивания каждого сопряжения в зависимости от пробега экспоненциально увеличивается

$$\alpha = a_0 e^{bl}$$

поэтому

$$l_{arg} = \frac{S_{np}}{a_0 e^{bl}} = l_{0 arg} e^{-bl},$$

где b — коэффициент.

Полученные коэффициенты корреляции (табл. 2) соответ-

Таблица 2

Агрегат	Пробег до первого ремонта l_0 агр. тыс. км	Коэффициент b в 1 км 10^3	Коэффициент корреляции r
Сцепление	86,7	-9,52	-0,66
Коробка передач	384,4	-9,56	-0,63
Крестовина карданного вала:			
задняя	27,6	-2,49	-0,78
передняя	100,6	-8,97	-0,75

ствуют умеренной и высокой тесноте связи статистических данных и аналитических результатов для автомобиля-самосвала с карбюраторным двигателем. Значение численных значений параметров связи пробега агрегата до ремонта с пробегом автомобиля с начала эксплуатации имеет важное значение для планирования расхода запасных частей.

Приведенная зависимость пробега автомобиля с карбюраторным двигателем до очередного ремонта агрегата с начала эксплуатации подтверждена и по другим моделям автомобилей.

самосвалов, например, с дизелем. Так, пробег до очередного ремонта дизеля $l_{\text{дв}}$ уменьшается в зависимости от пробега автомобиля l с начала эксплуатации

$$l_{\text{дв}} = 158e^{-0.0075l} \text{ тыс. км},$$

крестовины карданного вала $l_{\text{кр}} = 121,7e^{-0.00996l}$ тыс. км.

Следовательно, расход запасных деталей и удельные затраты на их приобретение должны экспоненциально возрастать по мере увеличения пробега автомобиля с начала эксплуатации;

$$C_{\text{з.ч}} = C_{\text{о.з.ч}} e^{bl},$$

где $C_{\text{о.з.ч}}$ — расход запасных деталей, приведенный к началу эксплуатации.

По результатам обработки статистических данных по расходу запасных деталей на поддержание работоспособности 15 автомобилей-самосвалов с дизелем удельные затраты на единицу пробега экспоненциально увеличиваются в процессе эксплуатации автомобиля и равны $0,568e^{0.02436l}$ руб/1000 км, а коэффициент корреляции этой зависимости составил 0,94.

Удельные расходы $C_{\text{з.ч}}$ на запасные части на 1000 км увеличиваются экспоненциально в любых условиях. Для группы автобусов удельные расходы на запасные части $C_{\text{з.ч}}$ на 1000 км в зависимости от срока службы t автобусов составили [3] $3,701e^{4.75t}$ руб/1000 км на городских маршрутах и $3,418e^{4.374t}$ руб/1000 км на внутриобластных маршрутах.

Трудоемкость устранения отказов на единицу пробега также будет увеличиваться пропорционально расходу запасных деталей

$$C_{\text{т.р}} = C_{\text{о.т.р}} e^{bt},$$

где $C_{\text{о.т.р}}$ — удельные трудовые затраты на устранение отказа на 1000 км, приведенные к началу эксплуатации, в человеко-часах.

Так, в одной из строительных организаций трудоемкость обслуживания автомобиля-самосвала с дизелем возросла с 4,5 при 40 тыс. км пробега до 22 человека-часов на 1000 км при 125 тыс. км, т. е. примерно в 5 раз; стоимость устранения отказов соответственно с 12,5 до 105 руб., т. е. в 8 раз.

Зависимость изменения удельных затрат на устранение износа редуктора заднего моста автомобиля-самосвала с дизелем

$$C_{\text{о.т.р}} = 0,0039e^{0.0305l} \text{ руб/1000 км.}$$

Минимальные суммарные удельные затраты на устранение отказа и на приобретение составили 0,982 руб/1000 км при пробеге автомобиля 131 тыс. км (стоимость редуктора 101 руб.).

Приведенную зависимость расхода запасных частей на устранение отказа от пробега автомобиля l с начала эксплуатации можно аппроксимировать полиномом [4]

$$C_{\text{з.ч}} = C_{\text{о.з.ч}} l^{\omega_{\text{з.ч}}},$$

где $\omega_{\text{з.ч}}$ — угловой коэффициент уравнения расхода запасных частей (устранения отказа).

При прогнозировании затрат на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии необходимо учитывать условия эксплуатации, в том числе режим работы.

Простой автомобилей в ремонте будет увеличиваться по экспоненциальному закону по мере увеличения пробега с начала эксплуатации. На основе полученных зависимостей можно определить изменение коэффициента технической готовности в процессе эксплуатации

$$\alpha_{\text{т.р}} = 1 - \alpha_{\text{пр}} e^{bl},$$

где $\alpha_{\text{пр}}$ — коэффициент простоя в ремонте, приведенный к началу отсчета пробега, при $l=0$.

Зависимость от пробега коэффициента технической готовности можно скорректировать за счет увеличения числа рабочих постов и исполнителей организацией ремонта в межсменное время. Так, в одной из работ [3] приведены фактические данные по изменению интенсивности отказов O (число отказов на единицу пробега) и коэффициента технической готовности $\alpha_{\text{т.р}}$ в зависимости от срока службы t автобуса при работе в городских условиях и внутриобластных маршрутах. Интенсивность отказов O составила

на городских маршрутах

$$O_g = 0,646 e^{0.557t} / 1000 \text{ км};$$

на внутриобластных маршрутах

$$O_b = 0,229 e^{0.690t} / 1000 \text{ км.}$$

Коэффициент технической готовности соответственно

$$\alpha_{\text{т.р.т.р}} = 0,962 e^{-0.130t}, \alpha_{\text{в.т.р}} = 0,901 e^{-0.153t}.$$

где t — продолжительность эксплуатации автобусов в годах.

Таким образом, зависимость коэффициента технической готовности от срока службы автобуса за счет организационных мероприятий была изменена, она отличается от приведенной для установившихся условий работы.

Следовательно, организационными мероприятиями можно снизить убытки от простоя автомобилей в ожидании и в процессе ремонта. Затраты на запасные части и трудоемкость текущего ремонта на единицу пробега увеличиваются экспоненциально. Общие затраты на поддержание работоспособности агрегатов трансмиссии за единицу пробега автомобиля возрастают экспоненциально по мере увеличения пробега с начала эксплуатации, так как изменение технического состояния агрегата трансмиссии зависит и от технического состояния всех последовательно связанных агрегатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдоныкин Ф. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 8.
2. Шетинин С. Ф. Предельные износы и сроки службы автомобильных шестерен и деталей соединений. ЦИНТИАМ, 1963.
3. Андрухович В. и др. — «Автомобильный транспорт», 1973, № 10.
4. Шейнин А. М. — Эксплуатационная надежность автомобилей. М., МАДИ, 1973.

УДК 629.113.001.2*401.7*

Исследование надежности капитально отремонтированных автомобилей

Канд. техн. наук Е. А. ИНДИКТ
НАМИ

полностью подходит для автомобилей «вторичного» производства на втором цикле эксплуатации, т. е. после капитального ремонта до списания.

Автомобили «вторичного» производства, сгруппированные, как и новые, в контрольные партии, работают в аналогичных условиях эксплуатации. Информация по отказам и неисправностям собирается и обрабатывается в соответствии с ОСТ 37.001.005—74 «Методические указания по сбору информации о надежности изделий автомобилестроения в экспериментально-производственных автохозяйствах» и методиками, разработанными в НАМИ.

Рассмотрим результаты испытаний контрольной партии, состоящей из 40 автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности, капитально отремонтированных на авторемонтном заводе г. Москвы в 1970—1973 гг., за период их эксплуатации до списания, проводившихся в Московском экспериментально-производственном автохозяйстве НАМИ. Кроме того, полученные результаты сравнены с данными испытаний контрольной партии таких же автомобилей-самосвалов, выпущенных заводом-изготовителем в 1965 г., с начала их эксплуатации до капитального ремонта.

С ЦЕЛЬЮ выявления ремонтопригодности деталей, узлов и агрегатов, а также с целью определения количественных показателей их надежности в НАМИ проводятся специальные исследования капитально отремонтированных автомобилей.

Результаты исследований позволяют разрабатывать и внедрять мероприятия, направленные на повышение надежности автомобильных изделий, и научно обоснованно рассчитывать и корректировать нормы расхода запасных частей, планируемые на весь амортизационный период эксплуатации автомобиля, состоящий из двух циклов — первый с начала эксплуатации до отправки в капитальный ремонт и второй — после капитального ремонта до списания.

Испытания капитально отремонтированных автомобилей, или, как их принято называть автомобили «вторичного» производства, проводятся в реальных условиях эксплуатации экспериментально-производственных автохозяйств НАМИ, расположенных в различных климатических зонах и дорожных условиях страны.

Системный подход, принятый при проведении эксплуатационных испытаний на надежность новых автомобилей [1 и 2],

Такое сравнение правомерно в связи с тем, что автомобили, как капитально отремонтированные, так и новые, работали в идентичных условиях эксплуатации в составе автопоезда с двухосными прицепами-самосвалами на перевозках строительных грузов в условиях интенсивного движения транспорта г. Москвы, в основном на дорогах с асфальтобетонным покрытием, и лишь незначительная часть, примерно 2%, на подъездных путях к строительным объектам, по дорогам неудовлетворительного качества.

Сравнение можно обосновать еще и тем, что контрольная партия автомобилей-самосвалов выпуска 1965 г., эксплуатировавшаяся до отправки в капитальный ремонт, в 1968—1970 гг. закончила первый цикл эксплуатации, а контрольная партия автомобилей-самосвалов «вторичного» производства выпуска 1970—1973 гг. с ремонтного завода в 1972—1975 гг. закончила второй цикл эксплуатации, тем самым исчерпав весь амортизационный период пробега с начала эксплуатации до списания.

Сроки службы, 90%-ные и средние ресурсы указанных автомобилей до и после капитального ремонта, приведенные к первой категории условий эксплуатации базовой модели, а также норматив пробега, установленный для новых автомобилей выпуска 1965 г., до капитального ремонта даны в табл. 1.

Таблица 1

Средний ресурс и срок службы	Автомобиль-самосвал		Процентное отношение показателей долговечности новых автомобилей к капитально отремонтированным	Норматив пробега автомобилей до капитального ремонта в тыс. км	Процентное отношениересурса капитально отремонтированных автомобилей к нормативу новых
	новый	капитально отремонтированный			
Средний срок службы в годах	4,2	3,05	72,5	175	57,1
90%-ный ресурс в тыс. км	325,0	100,0	30,7	—	—
Средний ресурс в тыс. км	400,0	183,0	43,7	—	—

В результате проведения эксплуатационных испытаний новых и капитально отремонтированных автомобилей выявлено, что причиной отправки автомобилей в капитальный ремонт и списания служат одни и те же технические критерии, заключающиеся в необходимости замены или ремонта рамы, кабины и одновременно проведения ремонтных воздействий на трехчетырех агрегатах, таких, как двигатель, коробка передач, передний и задний мосты. Кроме того, необходимость списывать указанные автомобили-самосвалы определяли полным использованием амортизационных отчислений с учетом первого и второго циклов их эксплуатации [3].

В процессе обработки статистического материала было установлено, что эмпирическое распределение автомобилей до списания хорошо согласуется с теоретической кривой распределения Вейбулла в отличие от распределения постановок автомобилей на капитальный ремонт, которое согласуется с теоретической кривой нормального распределения. Плотность распределения $f(L)$ и кривые убыли $P(L)$ новых и капитально отремонтированных автомобилей-самосвалов приведены на рис. 1.

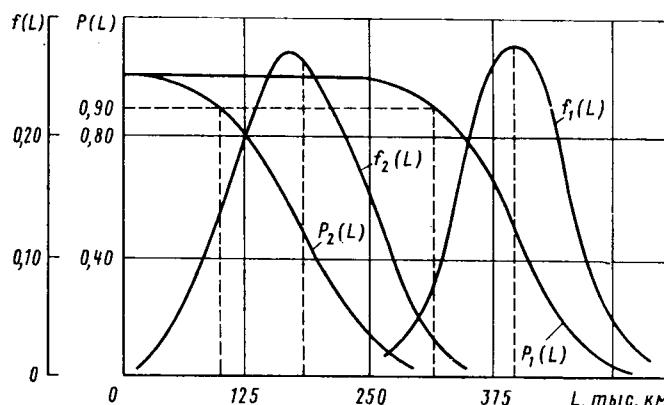


Рис. 1. Плотность распределения и кривая убыли автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности (индексы при обозначениях соответствуют):

1 — новым автомобилям; 2 — капитально отремонтированным

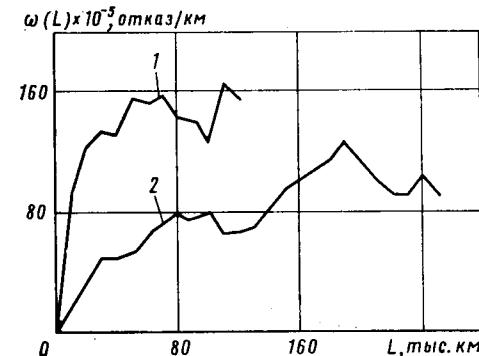


Рис. 2. Изменение параметра потока отказов автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности

Представляет интерес сравнение характера изменения параметра потока отказов капитально отремонтированных (кривая 1) и новых автомобилей (кривая 2, рис. 2). Характер изменения параметров потока отказов капитально отремонтированных и новых автомобилей качественно различается. Параметр потока отказов новых автомобилей постепенно возрастает с увеличением пробега автомобилей, а параметр потока капитально отремонтированных автомобилей резко возрастает в начале эксплуатации, достигая при пробеге 50 тыс. км $156 \cdot 10^{-5}$ отказов/км, а затем стабилизируется в среднем около $145 \cdot 10^{-5}$ отказов/км.

Резкое увеличение параметра потока отказов в начальный период эксплуатации можно объяснить недостаточным качеством капитального ремонта автомобилей на авторемонтном заводе по сравнению с новыми автомобилями. Параметр потока отказов капитально отремонтированных автомобилей значительно превышает параметр потока отказов новых автомобилей. Так, при пробеге 25 тыс. км, равном гарантийному пробегу нового автомобиля, параметр потока отказов капитально отремонтированных автомобилей в 3,2 раза больше, а при пробеге 117 тыс. км, равном их среднему фактическому пробегу до списания, почти в 2,5 раза больше, чем параметр потока отказов новых автомобилей. В этом случае наработка капитально отремонтированных автомобилей-самосвалов на текущий ремонт, приведенная к первой категории условий эксплуатации, составила 1800 км, т. е. в среднем за второй цикл эксплуатации почти один раз в декаду автомобиль останавливался для проведения текущего ремонта.

Аналогичная картина изменения стоимости расхода запасных частей для проведения текущих ремонтов у новых (кривая 1) и капитально отремонтированных (кривая 2) автомобилей-самосвалов (рис. 3). Если у новых автомобилей стоимость запасных частей возрастает постепенно с увеличением пробега, то стоимость запасных частей у капитально отремонтированных автомобилей резко возрастает уже в начале эксплуатации, достигая при пробеге 25 тыс. км 6 руб/1000 км, что в 2,4 раза больше, чем у новых автомобилей при том же пробеге. В дальнейшем динамика роста несколько замедляется, и при среднем пробеге 117 тыс. км удельная стоимость запасных частей капитально отремонтированных автомобилей составила 7,7 руб/1000 км, что в 1,4 раза больше соответствующего значения для новых автомобилей.

Средняя стоимость запасных частей, пошедших на устранение отказов капитально отремонтированных автомобилей-самосвалов, почти в 1,8 раза больше, чем соответствующая стоимость запасных частей новых автомобилей за аналогичный пробег.

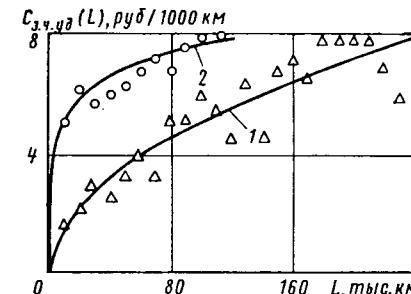
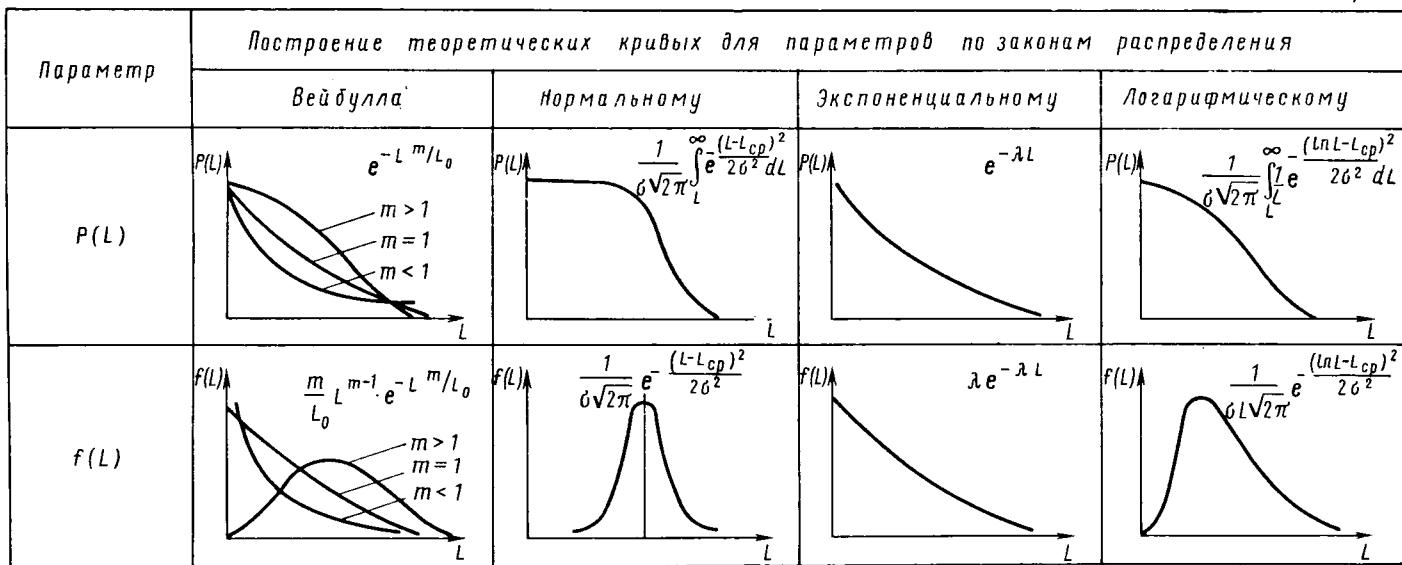


Рис. 3. Изменение удельной стоимости запасных частей автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности

Таблица 2



За второй цикл эксплуатации автомобилей-самосвалов после капитального ремонта до списания в результате анализа безотказности, долговечности и ремонтопригодности деталей, узлов и агрегатов было выявлено, что около 15% деталей лимитировали надежность данных автомобилей. По всем этим деталям, как у тех же автомобилей на первом цикле эксплуатации, рассчитаны средние ресурсы, построены теоретические кривые плотности распределения и вероятности безотказной работы с соответствующими доверительными границами, среднеквадратичные отклонения и коэффициенты вариации (табл. 2).

Процентное соотношение теоретических законов распределения отказов деталей капитально отремонтированных автомобилей изменено по отношению к соответствующему соотношению у новых автомобилей в сторону увеличения законов распределения отказов менее надежных деталей (табл. 3).

Таблица 3

Закон распределения	Процент отказов автомобилей по законам распределения	
	новых	капитально отремонтированных
Вейбулла	60	84
Нормальный	35	2
Экспоненциальный	3	13
Логарифмический	2	1

Для примера характера изменения распределений отказов деталей у новых (кривая 1) и капитально отремонтированных (кривая 2) автомобилей на рис. 4 представлены теоретические кривые вероятности безотказной работы $P(L)$ с соответствующими доверительными границами для крестовин карданного шарнира рулевого управления автомобиля-самосвала. У новых автомобилей распределение отказов крестовин карданного шар-

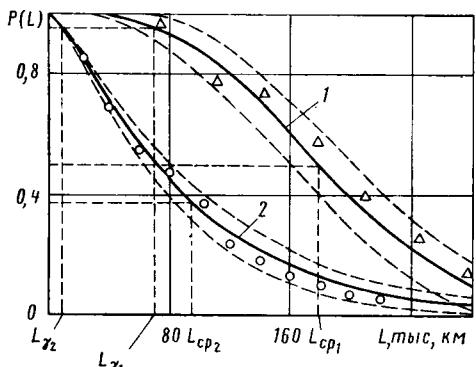


Рис. 4. Вероятность безотказной работы крестовины карданного шарнира рулевого управления автомобиля-самосвала

нира рулевого управления хорошо согласуется с распределением по нормальному закону при 95%-ном (для деталей и узлов автомобиля, влияющих на безопасность движения, методикой НАМИ принят нормативный ресурс, равный 95%) и среднем ресурсах соответственно $L_{95} = 70$ тыс. км и $L_{cp} = 184,5$ тыс. км с коэффициентом вариации $v = 0,37$. В этом случае вероятность безотказной работы описывается уравнением

$$P(L) = \frac{1}{69,4 \sqrt{\frac{2\pi}{2 \cdot 69,4^2}}} \int_L^{\infty} e^{-\frac{(L-184,5)^2}{2 \cdot 69,4^2}} dL.$$

Распределение отказов крестовин карданного шарнира рулевого управления у капитально отремонтированных автомобилей хорошо согласуется с законом Вейбулла при 95%-ном и среднем ресурсах соответственно $L_{95} = 8$ тыс. км и $L_{cp} = 90,9$ тыс. км с коэффициентом вариации $v = 0,85$. В этом случае вероятность безотказной работы описывается уравнением

$$P(L) = e^{-\frac{L^{1,18}}{227,37}}.$$

На данном примере видно, как сдвиг распределения отказов деталей у капитально отремонтированных автомобилей в сторону законов, описывающих наименее надежные детали, характеризует их показатели. Так, 95%-ный и средний ресурсы крестовины карданного шарнира рулевого управления нового автомобиля соответственно почти в 9 и 2 раза больше, чем у капитально отремонтированного. Кроме того, разброс ресурса этой детали у капитально отремонтированного автомобиля, характеризуемый коэффициентом вариации, также в 2 раза больше, чем у нового.

Представляет интерес сравнение технико-эксплуатационных и экономических показателей работы контрольных партий автомобилей-самосвалов на первом и втором циклах эксплуатации, проведенный на одном и том же пробеге, равном среднему пробегу капитально отремонтированных автомобилей.

Технико-эксплуатационные показатели работы автомобилей-самосвалов представлены в табл. 4.

Из приведенных данных видно, что время пребывания в наряде у капитально отремонтированных автомобилей на 18% меньше, чем у новых, а коэффициент выпуска σ_B на линию ниже на 24% при небольшом изменении остальных показателей в ту или другую сторону. Производительность или средняя вы-

Таблица 4

Технико-эксплуатационные показатели	Автомобиль-самосвал	
	новый	капитально отремонтированный
Время в наряде T_H в ч	11,1	9,1
Коэффициент выпуска σ_B на линию	0,877	0,666
Коэффициент использования:		
пробега β	0,625	0,53
грузоподъемности T	1,00	0,96

работка на один автомобиль на 7% ниже на втором цикле эксплуатации.

Себестоимость 1 км пробега нового автомобиля-самосвала 20,95 коп., а капитально отремонтированного — 23,21 коп., себестоимость 1 ткм составляет соответственно 4,08 и 5,29 коп.

Следовательно, себестоимость 1 км пробега и 1 ткм транспортной работы капитально отремонтированных автомобилей увеличилась соответственно на 10,8 и 29,7% по сравнению с себестоимостью 1 км и 1 ткм новых автомобилей. Это произошло в основном за счет увеличения таких элементов затрат, как расходы на запасные части и текущий ремонт автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Афанасьев Л. Л., Шейнин А. М. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 11.
- Индикт Е. А. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.
- Индикт Е. А., Кривенко Е. И., Черняйкин В. А. — «Испытания автомобилей на надежность в экспериментально-производственных автохозяйствах». М., НИИИавтоцем, 1971.
- Индикт Е. А. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

УДК 629.113.014.51

Исследование напряженного состояния вала сошки рулевого механизма автомобиля

Кандидаты техн. наук Е. С. САВВУШКИН, Н. А. СТАРОДУБЕЦ, Ю. М. НЕМЦОВ

Московский автомеханический институт,
Автозавод им. Ленинского комсомола

ПРИ СОЗДАНИИ новых конструкций рулевого механизма автомобиля с целью снижения его металлоемкости и повышения долговечности необходимо оценивать прочность и жесткость как всего рулевого механизма, так и входящих в него деталей.

Рассмотрим метод исследования напряженного состояния вала сошки рулевого механизма автомобиля «Москвич-412».

На вал сошки через ролик и сошку передаются силы и моменты. В месте контакта двухгребневого ролика с гребенчатым червяком на вал сошки действуют тангенциальное P , осевое A и радиальное R усилия, определяемые по известным формулам

$$P = \frac{[M]}{e}; A = \frac{[M]}{ir\eta}; R = P \operatorname{tg} \alpha,$$

где e и r — расстояния от осей вала сошки и червяка до точки контакта;

i — передаточное число гребенчатой пары рулевого механизма;

α — угол зацепления;

η — КПД червячной пары;

[M] — максимально допустимый крутящий момент на валу сошки из условия начала образования в нем пластических деформаций.

В месте крепления сошки действуют на вал сошки усилие t , возникающее в шаровом шарнире, и создаваемые им моменты M и M_1 :

$$M = [M] = ta;$$

$$M_1 = tb,$$

где a — расстояние от оси вала сошки до центра кривизны шаровой поверхности шарового пальца сошки;

b — расстояние вдоль оси вала сошки от места крепления сошки до указанного центра кривизны шарового пальца сошки.

При расчете изгибающих моментов вал сошки можно пред-

ставить как неразрезную балку с переменным моментом инерции ее поперечных сечений.

На рис. 1 показан случай нагружения вала сошки, при котором возникают наибольшие значения изгибающих моментов во время поворота его из среднего положения, и приведены эпюры изгибающих и крутящих моментов, возникающие по длине вала сошки от указанных силовых факторов.

При расчетах принято $e=3,9$ см; $r=1,35$ см; $\alpha=20^\circ$; $i=17$; $a=15,2$ см; $b=6,8$ см; $\eta=1$.

Как видно из рис. 1, опасным является сечение на опоре C .

Методом допускаемых напряжений для вала круглого поперечного сечения по теории прочности максимальных касательных напряжений находим эквивалентное напряжение

$$\sigma_e = \frac{1}{0,1d^3} \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_k^2}.$$

Подставляя значение $d=2,34$ см, получим $\sigma_e = 0,94$ [M] кгс/см². Приравнивая σ_e пределу текучести σ_t материала вала сошки из стали 40Х, равному 7500 кгс/см², находим [M]=79,5 кгс·м.

Пределный скручивающий момент [$M_{p,k}$], который можно приложить к рулевому колесу при условии начала появления пластических деформаций в рулевом механизме, определим по формуле

$$[M_{p,k}] = \frac{[M]}{i\eta}.$$

Зная значения изгибающих и крутящих моментов, а также моменты инерции, можно определить напряжения, возникающие в любом сечении вала сошки, и величину коэффициента запаса.

На практике встречается вал сошки такой конструкции, когда в его теле в зоне ролика делается отверстие. Рассмотрим, как влияет на напряженное состояние вала сошки наличие отверстия прямоугольной формы (рис. 2, а).

Анализ показал, что наличие отверстия изменяет напряженное состояние вала сошки только в зоне AB (см. рис. 1).

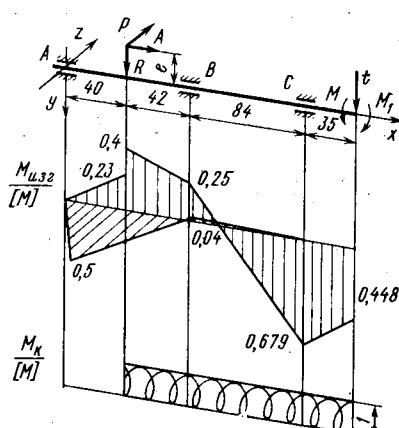


Рис. 1. Расчетная схема и эпюры моментов для вала сошки автомобиля «Москвич-412»

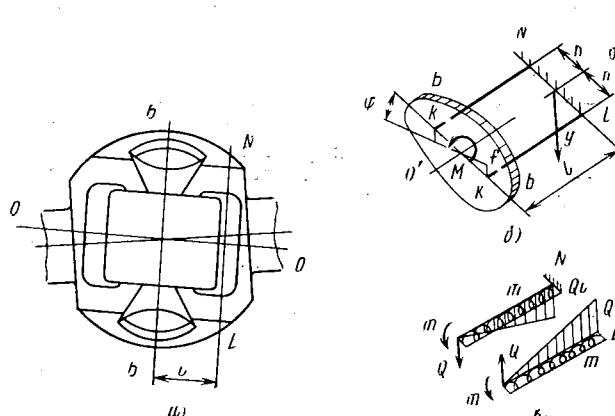


Рис. 2. Расчетная схема и эпюры моментов в зоне отверстия вала сошки

Нормальные напряжения, вызываемые изгибающими моментами от сил P , A , R , t , увеличиваются пропорционально изменению величин моментов инерции поперечных сечений, ослабленных отверстием, и расчет их ведется аналогично изложенному.

Определить напряжения, вызываемые скручивающим моментом M , можно по расчетной схеме (рис. 2, б).

Сечение $B\bar{B}$ проходит через ось ролика, и при расчете можно считать его жестким. Под действием момента M это сечение повернется относительно сечения NL на угол φ , а центры тяжести k ребер, отстоящие от оси $O'\bar{O}'$ на расстояние n , сместятся по направлению оси y на величину f .

Условие неразрывности деформаций можно записать так:

$$f = n\varphi. \quad (1)$$

Линейные перемещения возникают от сил Q , а угловые — от крутящих моментов m , приложенных в точках k ребер. На основании закона Гука получим

$$Q = Cf, \quad m = C_k \varphi, \quad (2)$$

где C и C_k — соответственно жесткости ребер на изгиб и на кручение.

Уравнение равновесия имеет вид

$$M = 2Qn + 2m. \quad (3)$$

Решая совместно уравнения (1) — (3), получим

$$Q = M \frac{Cn}{2(C_k + Cn^2)};$$

$$m = M \frac{C_k}{2(C_k + Cn^2)}.$$

Анализ полученных результатов показал, что под действием момента M ребра в основном работают на изгиб. Величина крутящего момента m незначительна по сравнению с изгибающим моментом от силы Q , как и вызываемые им касательные напряжения.

Изгибающие моменты в сечении LN от силы Q (рис. 2, в) складываются с изгибающими моментами в этом же сечении, взятыми с эпюра моментов от сил R , A , t .

Наибольшие нормальные напряжения от действия этих моментов будут в сечении L ребра BL . Как показали проведенные расчеты для вала сошки автомобиля «Москвич-412», коэффициент запаса по текучести в этом ребре при наличии прямоугольного отверстия размером $3,5 \times 2,75$ см равен двум.

Основываясь на предположении, что ребро вала сошки при

наличии отверстия работает в основном на изгиб, во время определения формы ребра в вертикальной плоскости (см. рис. 1) можно использовать поляризационно-оптический метод исследования напряжений.

Для исследования была взята плоская модель, изготовленная из эпоксидной смолы ЭД-5, отверженной метилтетрагидрофталевым ангидридом. Размеры модели и характер ее крепления подобны форме ребра и заделке его в теле вала сошки. Модель ребра выполнялась в форме консольной балки.

Заделка модели осуществлялась путем склеивания ее с двумя толстыми пластинами из отверженной эпоксидной смолы, которые затем прикреплялись в нагруженном приспособлении.

Нагрузка прикладывалась к модели через втулку из эпоксидной смолы, вложенную в отверстие модели.

Исследования проводили на поляризационно-оптической установке ППУ-7 в монохроматическом свете с зеленым светофильтром.

На рис. 3 показана (штриховой линией) исходная форма модели. Последовательно изменяли форму модели — устраивали мало напряженные участки S и T , и выбирали радиусы сопряжений в местах ее закрепления.

На этом же рисунке показана окончательная оптимальная форма модели и картина полос, позволяющая оценить характер распределения и величину напряжений в ребре вала сошки.

Приведенная картина полос получена при усилии F на тяге нагруженного приспособления 50 кгс, толщине модели 1 см и оптической постоянной материала модели $c_0^{(1,0)} = 16$ кгс/см полос. Цифрами обозначен порядок полос.

Предлагаемая методика исследования напряженного состояния трехпоршневого вала сошки автомобиля «Москвич-412» позволяет рассчитать и другие конструктивные схемы двухпоршневого, консольного и т. п. вала сошки.



Рис. 3. Картина полос в модели ребра вала сошки

О мощностном балансе автомобиля при движении по твердым неровным дорогам

Кандидаты техн. наук Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ, С. А. ШУКЛИН, В. В. МОСКОВКИН

Минский автозавод, НАМИ

МИНСКИМ автозаводом совместно с НАМИ выполнены эксперименты по уточнению мощностного баланса автомобиля (автопоезда) при движении по твердым дорогам различной ровности. Их проводили в развитие работ [1 и 2] с целью совершенствования расчетно-экспериментальных методов определения технико-эксплуатационных параметров автомобиля на стадии его проектирования.

В общем виде баланс мощности, подведенной к движителю автомобиля с неблокированным приводом, можно выразить уравнением

$$N_a = N_{f_k} + N_{\text{сопр}} + N_{\text{подр}}, \quad (1)$$

где N_{f_k} — мощность сопротивления качению колес;

$N_{\text{сопр}}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений воздуха, подъема, инерции, прицепа и др.;

$N_{\text{подр}}$ — потери мощности в элементах системы подрессоривания и кузова автомобиля, возникающие при колебаниях.

Изучены два вопроса — структура компонента N_{f_k} и взаимосвязь мощности сопротивления качению с качествами подвески.

Известны предложения [3] считать мощность сопротивления качению ведущих колес автомобиля суммой

$$N_{f_k} = N_{f_k}^c + N_{f_k}^t + N_{f_k}^b, \quad (2)$$

где $N_{f_k}^c$ — составляющая, обусловленная потерями мощности в свободном режиме качения;

$N_{f_k}^t$ — мощность, затрачиваемая на тангенциальное деформирование шин продольной силой;

$N_{f_k}^b$ — мощность скольжения (буксования) колес на неровностях.

Площадь контакта колеса с дорогой на неровностях часто резко уменьшается, что вызывает интенсивное буксование колеса, нагруженного продольной силой. Основываясь на этих представлениях, Ю. В. Пирковский [3] объясняет повышенное сопротивление качению колес по неровной дороге большой величиной $N_{f_k}^b$, полагая при этом, что составляющая $N_{f_k}^c$ не зависит от степени ровности дороги, в связи с чем ее можно определять при движении автомобиля по ровному покрытию.

Этот вопрос имеет практическое значение. Если потери на качение колес по неровной дороге отличаются от таких же потерь на ровной дороге только в зависимости от нагруженностного режима качения колеса, то сопротивление качению по неровной дороге нельзя считать характеристикой, связанной с конструкцией шины, и нет оснований предъявлять требования к конструкторам и изготовителям шин по снижению сопротивления качению по неровностям.

Смысл поставленных опытов заключался в исключении ведущего режима качения колес, при котором величина $N_{f_k}^b$ могла быть сколько-нибудь значительной. Для этого использовали метод выбега с аналитической обработкой результатов экспериментов, позволяющей существенно повысить точность измерений сопротивления движению и его физических состав-

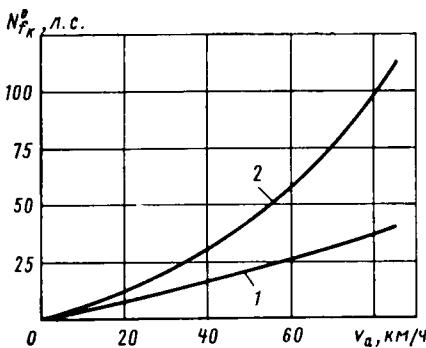


Рис. 1. Сопоставление потерь мощности в шинах $N_{f_k}^0$ автопоезда МАЗ пслным весом 16 т в составе тягача типа 4×2 и двухосного полуприцепа при движении в ведомом режиме (шины размера 320-508)

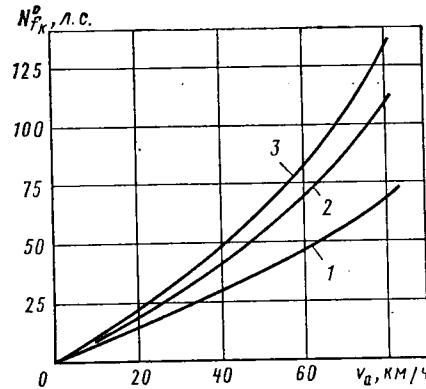


Рис. 2. Зависимость потерь мощности сопротивления качению колес трехосного автомобиля полным весом 19,8 т от скорости движения в ведомом режиме (шины размера 1300×530-533) 1 — на ровном шоссе с цементобетонным покрытием при блокировке и разблокировке подвески; 2 — на дороге с булыжным покрытием удовлетворительного качества, подвеска не заблокирована; 3 — там же, подвеска заблокирована

ляющих. Режим выбега для колес является ведомым режимом качения, который в части потерь мощности $N_{f_k}^0$ на твердых дорогах практически эквивалентен свободному режиму (это подтверждается и в работе [3]).

Чтобы результаты опытов, которые относятся к автомобилю в целом, были более наглядными, из суммарных потерь на движение исключались потери в трансмиссии, определенные методом, изложенным в работе [4], и аэродинамическое сопротивление. Следовательно, полученные данные с приемлемой для практических расчетов точностью можно отнести к шинам объектов исследования.

На автопоезде МАЗ, состоящем из тягача типа 4×2 и двухосного полуприцепа, оборудованного шинами размера 320—508, перед опытами были выровнены нормальные нагрузки на колеса (путем перемещения груза в кузове) и давления в шинах для создания практически одинаковых условий работы. Кривая 1 на рис. 1 характеризует потери мощности в шинах автопоезда во время движения его по ровному цементобетонному покрытию, кривая 2 — по булыжному покрытию в удовлетворительном состоянии [5] при среднеквадратичной высоте неровностей 1,5—1,9 см. Эти потери различны. Так, на цементобетонном покрытии при скорости движения автомобиля 80 км/ч они составили 37 л. с., а на булыжном покрытии при той же скорости — 97 л. с., т. е. в 2,6 раза больше.

Таким образом, нельзя считать, что величина $N_{f_k}^c$ в выражении (2) не зависит от ровности покрытия. Если возникнет желание использовать для ее определения потерю мощности при качении шины по неровному покрытию, к ним следует добавлять некоторую прибавку $\Delta N_{f_k}^c$, существенно зависящую от скорости движения автомобиля и от микропрофиля покрытия. Определить ее иначе, как экспериментально, пока не представляется возможным.

Опыт проведения таких экспериментов показал, что в данном случае возникает вопрос: как влияет качество подвески автомобиля на сопротивление качению колес? Это влияние зависит, естественно, от ровности покрытия. Количественно для грузовых автомобилей данный вопрос изучался очень мало.

Испытывали трехосный автомобиль, оборудованный одинарными колесами с широкопрофильными шинами размера 1300×530—533. Как и в предыдущих опытах, были выровнены нагрузки на колеса и давления в шинах. Специальными приспособлениями блокировали подвеску всех колес тягача. Результаты опытов (рис. 2) показали, что если автомобиль движется по ровному цементобетонному покрытию, то блокировка подвески не влияет на сопротивление качению колес, а если по булыжному покрытию удовлетворительного качества — то существенно влияет: потери мощности на качение колес при той же скорости увеличиваются на 15—20%.

Такой результат, казалось бы, противоречит физическим представлениям, поскольку при блокировке подвески исключаются потери мощности на трение в ней, т. е. почти весь компонент $N_{\text{под}}^0$ в формуле (1). Исходя из известной взаимосвязи работы подвески и шины, можно полагать, что в шинах, в большей степени берущих на себя роль амортизирующих элементов, чем с включенной подвеской, резко повышаются гистерезисные потери мощности при колебаниях, возбуждаемых неровностями дороги. Правомерно сделать вывод, что улучшение качеств подвески может стать одним из резервов снижения потерь мощности в шинах и соответствующего повышения технических показателей автомобиля при движении по неровным дорогам — тягово-динамических качеств и расхода топлива.

Дальнейшее изучение затронутых вопросов с этой точки зрения весьма перспективно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Беленький Ю. Ю., Татур Г. К. — В сб.: Труды БПИ. Минск, 1968, № 2.
- Беленький Ю. Ю., Гилелес Л. Х., Петрович А. И. — В сб.: Автомобилестроение. М., НИИНавтпром, 1970, № 4.
- Пирковский Ю. В. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
- Московкин В. В., Шуклин С. А. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.
- Лаптев С. А. Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон НАМИ. М., НИИНавтпром, 1969.

Расчет регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля

Ю. Ф. МОРДАШОВ

Горьковский автозавод

В СВЯЗИ с возросшими скоростями движения автомобилей повышаются требования к безопасности движения, во многом зависящей от тормозных качеств автомобилей. В этих условиях особенно важно правильно выбрать способ повышения устойчивости автомобиля при торможении. Работы [1—3], а также статистика характеристик тормозных систем современных автомобилей указывают, что необходимо увеличить соотношение тормозных сил передних и задних колес. Однако повышение тормозной силы передних колес автомобиля, особенно для смешанной системы тормозов (передние дисковые и задние барабанные), может привести к недогруженности задних тормозов [4]. Улучшить устойчивость автомобиля при торможении в настоящее время можно только установкой регулятора давления в гидроприводе задних тормозов. Бла-

годаря установке регулятора должна устраниться преждевременная блокировка задних колес автомобиля путем снижения тормозной силы задних колес, что приведет к недоиспользованию тормозной силы колес автомобиля.

Вследствие того, что соотношение тормозных сил передних и задних колес постоянно и не учитывает перераспределения веса автомобиля при торможении, одновременная блокировка передних и задних колес автомобиля происходит при единственном значении коэффициента сцепления. При меньших значениях коэффициента сцепления раньше блокируются передние колеса, при больших значениях коэффициента сцепления сначала блокируются задние колеса. Преждевременная блокировка колес любой оси автомобиля нежелательна, так как блокировка передних колес вызывает потерю управляемости

ности автомобиля, а блокировка задних колес — потерю устойчивости автомобиля при торможении. Таким образом, недоиспользование тормозной силы колес автомобиля определяется следующим соотношением:

$$\delta_t = \frac{P_\varphi - P_{t1}}{P_\varphi}.$$

Тормозная сила колес двухосного автомобиля по сцеплению

$$P_\varphi = P_{\varphi 1} + P_{\varphi 2} = G\varphi,$$

для передних колес

$$P_{\varphi 1} = \frac{G}{L} (b + \varphi h_g) \varphi,$$

для задних колес

$$P_{\varphi 2} = \frac{G}{L} (a - \varphi h_g) \varphi,$$

где G — вес автомобиля;

L — база автомобиля;

a, b, h_g — координаты центра тяжести автомобиля.

Тормозная сила колес автомобиля

$$P_t = P_{t1} + P_{t2} = \frac{G}{g} j,$$

для передних колес

$$P_{t1} = \frac{G}{gL} (b + \varphi_{\text{оп}} h_g) j,$$

для задних колес

$$P_{t2} = \frac{G}{gL} (a - \varphi_{\text{оп}} h_g) j,$$

где j — замедление автомобиля;

$\varphi_{\text{оп}}$ — оптимальное значение коэффициента сцепления.

Отношение тормозных сил передних и задних колес автомобиля

$$K = \frac{b + \varphi_{\text{оп}} h_g}{a - \varphi_{\text{оп}} h_g}. \quad (1)$$

Найдем недоиспользование тормозной силы задних колес автомобиля в условиях блокировки передних колес при $\varphi < \varphi_{\text{оп}}$

$$P_{t1}(j) = P_{\varphi 1}(\varphi),$$

откуда

$$j = \frac{b + \varphi h_g}{b + \varphi_{\text{оп}} h_g} \varphi g.$$

Недоиспользование тормозной силы колес автомобиля

$$\delta_t = \frac{(\varphi_{\text{оп}} - \varphi) h_g}{b + \varphi_{\text{оп}} h_g} \text{ при } \varphi < \varphi_{\text{оп}}, \quad (2)$$

$$\delta_t = \frac{(\varphi - \varphi_{\text{оп}}) h_g}{a - \varphi_{\text{оп}} h_g} \text{ при } \varphi > \varphi_{\text{оп}}. \quad (3)$$

Наибольший эффект регулирования тормозных сил колес автомобиля обеспечивает регулятор давления в гидроприводе задних тормозов, имеющий упругую связь с задним мостом автомобиля, который учитывает статическое и динамическое перераспределение веса автомобиля. Принимаем, что тормозная сила задних колес автомобиля с регулятором давления в гидроприводе задних тормозов

$$P_{\text{пер}} = A + B j;$$

включение регулятора происходит при $j = j_1$, откуда

$$P_{\text{пер}}(j_1) = P_{\varphi 2}(\varphi_{\text{оп}});$$

одновременная блокировка передних и задних колес автомобиля с регулятором происходит при $j = j_2$, поэтому

$$P_{t1}(j_2) = P_{\varphi 1}(\varphi_{\text{оп}}^1); \quad P_{\text{пер}}(j_2) = P_{\varphi 2}(\varphi_{\text{оп}}^1).$$

Недоиспользование тормозной силы колес автомобиля с регулятором найдем исходя из условия блокировки передних колес автомобиля

$$\delta_t = \frac{(\varphi \varphi_{\text{оп}} + \varphi \varphi_{\text{оп}}^1 - \varphi^2 - \varphi_{\text{оп}} \varphi_{\text{оп}}^1) h_g}{(b + \varphi_{\text{оп}} h_g + \varphi_{\text{оп}}^1 h_g) \varphi} \text{ при } \varphi_{\text{оп}} < \varphi < \varphi_{\text{оп}}^1. \quad (4)$$

Расчет коэффициента динамического регулирования. Принимаем, что

$$P_{t1} = K_{1p}; \quad P_{t2} = K_{2p},$$

где p — давление в гидроприводе тормозов;

K_1 и K_2 — статические коэффициенты тормозной силы передних и задних тормозов.

Давление в гидроприводе задних тормозов с регулятором в процессе торможения автомобиля (динамическая характеристика регулятора) принимаем равным

$$p_{\text{пер}} = C + K_{\text{пер}} p,$$

где $K_{\text{пер}}$ — коэффициент динамического регулирования.

Давление включения регулятора

$$p_{\text{вк}} = \frac{P_{\varphi 2}(\varphi_{\text{оп}})}{K_2}. \quad (5)$$

Давление в гидроприводе тормозов автомобиля с регулятором в момент одновременной блокировки передних и задних колес

$$p = \frac{p_{\varphi 1}(\varphi_{\text{оп}})}{K_1}; \quad (6)$$

$$p_{\text{пер}} = \frac{P_{\varphi 2}(\varphi_{\text{оп}})}{K_2}, \quad (7)$$

откуда

$$K_{\text{пер}} = K \frac{a - \varphi_{\text{оп}} h_g - \varphi_{\text{оп}}^1 h_g}{b + \varphi_{\text{оп}} h_g + \varphi_{\text{оп}}^1 h_g}. \quad (8)$$

Расчет жесткости упругого элемента. На рис. 1 дана схема для расчета равновесия поршня регулятора таково:

$$p_{\text{пер}} S_2 = p(S_2 - S_1) + F_{\text{эл}},$$

где S_1 — площадь штока поршня регулятора;

S_2 — площадь поршня регулятора;

$F_{\text{эл}}$ — усилие, создаваемое упругим элементом;

p — давление на входе в регулятор.

Жесткость упругого элемента регулятора должна быть выбрана таким образом, чтобы обеспечить включение регулятора для автомобиля с любой нагрузкой при $j = \varphi_{\text{оп}} g$

$$C_{\text{эл}} = \frac{(p_{\text{вк}}^{\text{рп}} - p_{\text{вк}}^{\text{сн}}) S_1}{H - (x - y)},$$

где $H = \frac{G_{\text{гр}} a_{\text{гр}} - G_{\text{сн}} a_{\text{сн}}}{C_p L}$ — максимальное перемещение кузова относительно заднего моста в статическом положении автомобиля;

$x = \frac{G_{\text{гр}} \varphi_{\text{оп}}^{\text{рп}} h_g^{\text{рп}}}{C_p L}$ — динамическое перемещение кузова относительно заднего моста при $j = \varphi_{\text{оп}}^{\text{рп}} g$;

$y = \frac{G_{\text{сн}} \varphi_{\text{оп}}^{\text{сн}} h_g^{\text{сн}}}{C_p L}$ — динамическое перемещение кузова относительно заднего моста при $j = \varphi_{\text{оп}}^{\text{сн}} g$;

C_p — жесткость задней подвески.

Получаем

$$C_{\text{эл}} = \frac{K_{\text{эл}} S_1 C_p}{K_2}, \quad (9)$$

где

$$K_{\text{эл}} = \frac{G_{\text{гр}} \varphi_{\text{оп}}^{\text{рп}} (a_{\text{гр}} - \varphi_{\text{оп}}^{\text{рп}} h_g^{\text{рп}}) - G_{\text{сн}} \varphi_{\text{оп}}^{\text{сн}} (a_{\text{сн}} - \varphi_{\text{оп}}^{\text{сн}} h_g^{\text{сн}})}{G_{\text{гр}} (a_{\text{гр}} - \varphi_{\text{оп}}^{\text{рп}} h_g^{\text{рп}}) - G_{\text{сн}} (a_{\text{сн}} - \varphi_{\text{оп}}^{\text{сн}} h_g^{\text{сн}})}. \quad (10)$$

Расчет диаметра поршня регулятора (рис. 1). Усилие, создаваемое упругим элементом при $j = \varphi_{\text{оп}} g$,

$$F_{\text{эл}} = F_{\text{вк}} - C_{\text{эл}} (B - z),$$

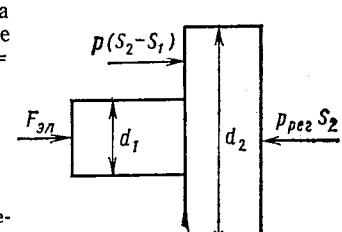


Рис. 1. Схема расчета равновесия поршня регулятора:
 d_1 — диаметр штока поршня;
 d_2 — диаметр поршня регулятора

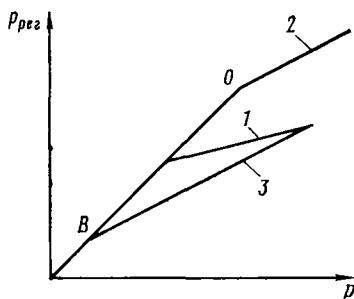


Рис. 2. Динамические и статические характеристики регулятора

где $B = \frac{G \varphi_{\text{оп}}^1 h_g}{C_p L}$ — динамическое перемещение кузова относительно заднего моста при $j = \varphi_{\text{оп}}^1 g$;

$z = \frac{G \varphi_{\text{оп}} h_g}{C_p L}$ — динамическое перемещение кузова относительно заднего моста при $j = \varphi_{\text{оп}} g$.

Получаем

$$d_2 = d_1 \sqrt{\frac{\varphi_{\text{оп}}^1 (b + \varphi_{\text{оп}}^1 h_g) - \varphi_{\text{оп}} (b + \varphi_{\text{оп}} h_g) + KK_{\text{эл}} h_g (\varphi_{\text{оп}}^1 - \varphi_{\text{оп}})}{\varphi_{\text{оп}}^1 (b + \varphi_{\text{оп}}^1 h_g) - K \varphi_{\text{оп}}^1 (a - \varphi_{\text{оп}}^1 h_g)}}. \quad (11)$$

Расчет коэффициента статического регулирования. На рис. 2 даны динамическая (кривая 1) и статические (кривые 2 и 3) характеристики регулятора автомобиля. В статическом положении (кривая 2) автомобиля регулятор имеет статическую характеристику. Если поднимать кузов автомобиля на стоянке, то с увеличением расстояния между задним мостом и кузовом давление включения регулятора будет уменьшаться, образуется ряд статических характеристик. Максимальное перемещение кузова относительно заднего моста соответствует максимальному перераспределению веса автомобиля (кривая 3), при этом давление включения регулятора будет минимальным.

Динамическая характеристика регулятора образуется из точек, принадлежащих ряду статических характеристик, так как определенному перемещению кузова (линия OB) относительно заднего моста автомобиля при торможении соответствует единственное значение давления в гидроприводе задних тормозов.

Принимаем, что давление в гидроприводе задних тормозов автомобиля в статическом положении (статическая характеристика регулятора)

$$p_{\text{рег}}^{\text{ст}} = D + K_{\text{пер}}^{\text{ст}} p \text{ при } p > p_{\text{рег}}^{\text{ст}}.$$

Давление включения регулятора автомобиля в статическом положении

$$p_{\text{рег}}^{\text{ст}} = p_{\text{вк}} + \frac{C_{\text{эл}} z}{S_1}. \quad (12)$$

Давление включения регулятора при максимальном перераспределении веса автомобиля

$$p_{\text{вк}1}^{\text{ст}} = p_{\text{вк}} - \frac{C_{\text{эл}}}{S_1} (B - z). \quad (13)$$

Исходя из условия, что динамическая и статическая характеристики, соответствующие максимальному перераспределению веса автомобиля, должны иметь точку пересечения при $\varphi = \varphi_{\text{оп}}$, находим

$$K_{\text{пер}}^{\text{ст}} = \frac{K (a - \varphi_{\text{оп}}^1 h_g) \varphi_{\text{оп}}^1 - (b + \varphi_{\text{оп}} h_g) \varphi_{\text{оп}} + KK_{\text{эл}} h_g (\varphi_{\text{оп}}^1 - \varphi_{\text{оп}})}{(b + \varphi_{\text{оп}}^1 h_g) \varphi_{\text{оп}}^1 - (b + \varphi_{\text{оп}} h_g) \varphi_{\text{оп}} + KK_{\text{эл}} h_g (\varphi_{\text{оп}}^1 - \varphi_{\text{оп}})}. \quad (14)$$

Расчет параметров регулятора давления в гидроприводе задних тормозов легкового автомобиля «Волга». Вес автомобиля «Волга»

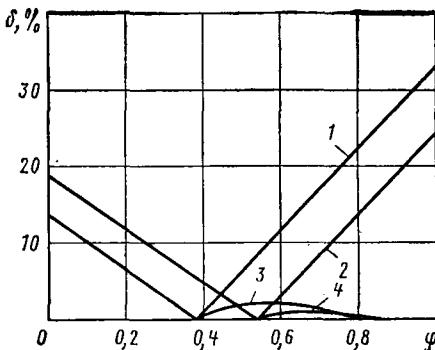


Рис. 3. Недоиспользование тормозной силы колес автомобиля «Волга» в зависимости от коэффициента сцепления:
1, 2 — без регулятора; 3, 4 — с регулятором
(1, 3 — автомобиль в снаряженном состоянии;
2, 4 — груженый автомобиль)

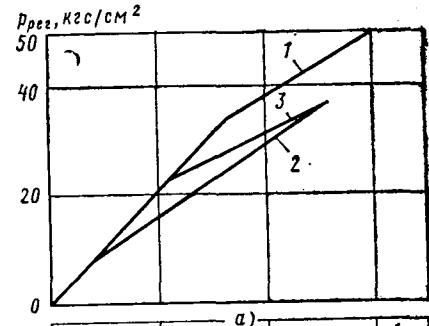


Рис. 4. Характеристики регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля «Волга» в снаряженном состоянии (а) и груженого (б)

в снаряженном состоянии и груженого и координаты центра тяжести сведены в таблицу.

Параметры	Автомобиль	
	в снаряженном состоянии	груженый
a в кг	1420	1820
a в мм	1350	1440
b в мм	1450	1360
h_g в мм	595	586

Техническая характеристика автомобиля следующая:

База автомобиля L в мм	2800
Жесткость задней подвески C_p в кгс/см	40
Соотношение тормозных сил передних и задних колес K	1,5
Статический коэффициент тормозной силы в см ² :	
передних тормозов K_1	15
задних тормозов K_2	10

Найдем по формуле (1) значения оптимального коэффициента сцепления автомобиля в снаряженном состоянии и груженого

$$\varphi_{\text{оп}}^{\text{ст}} = 0,387, \quad \varphi_{\text{оп}}^{\text{гр}} = 0,546.$$

Принимая, что одновременная блокировка передних и задних колес автомобиля в снаряженном состоянии с регулятором происходит при $\varphi_{\text{оп}}^1 = 0,8$, найдем по формуле (8) значение коэффициента динамического регулирования

$$K_{\text{пер}} = 1,5 \frac{1350 - 0,387 \cdot 595 - 0,8 \cdot 595}{1450 + 0,387 \cdot 595 + 0,8 \cdot 595} = 0,448.$$

Подставив в формулу (8) значения параметров груженого автомобиля и коэффициента динамического регулирования, найдем значение коэффициента сцепления, при котором будет происходить одновременная блокировка колес груженого автомобиля $\varphi_{\text{оп}}^1 = 0,813$.

Результаты вычислений недоиспользования тормозной силы колес автомобиля по формулам (2)–(4) приведены на рис. 3. Принимая диаметр штока поршня регулятора $d_1 = 8$ мм, по формулам (9)–(11) и (14) находим следующие параметры регулятора:

Коэффициент жесткости упругого элемента $K_{\text{эл}}$	1,1
Жесткость упругого элемента $C_{\text{эл}}$ в кгс/см	2,23
Диаметр поршня регулятора d_1 в мм	13
Коэффициент статического регулирования $K_{\text{пер}}^{\text{ст}}$	0,62

Найдем по формулам (5)–(7), (12)–(13) значения давлений в гидроприводе тормозов, при которых включается регулятор и происходит одновременная блокировка передних и задних колес автомобиля. На рис. 4, а, б приведены статические (кривые 1 и 2) и динамические (кривая 3) характеристики соответственно автомобиля в снаряженном состоянии и груженого.

Таким образом, параметры регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля зависят от параметров автомобиля, а также выбора соотношения тормозных сил передних и задних колес и жесткостью задней подвески автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Лиходей А. М. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 10.
- Генбом Б. Б. и др. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 1.
- Wollner F. — „Automobiltechnik“, 1970, № 4.
- Фалькевич Б. С. и др. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 2.

УДК 629.113-585.862

Крутильные колебания карданной передачи при наличии отклонений от фазовых углов между ведущими вилками карданных шарниров

канд. техн. наук С. Н. ИВАНОВ,
канд. физ.-мат. наук В. П. МАМАЕВА

НАМИ

АНАЛИЗ крутильных колебаний во вращающейся многошарнирной карданной передаче показал, что при расположении углов карданных шарниров в одной плоскости и при наличии между ведущими вилками карданных шарниров фазовых углов 0 или 90° в карданной передаче в зависимости от величин установочных углов карданных шарниров, а также величин жесткостей на кручение карданных валов и моментов инерции концевых масс могут возникать вынужденные кинематические и параметрические крутильные колебания [1]. Данный анализ проводили исходя из постановки линейной задачи исследования.

Фазовые углы между ведущими вилками карданных шарниров многошарнирной карданной передачи могут иметь отклонения на угол φ_0 , а сама задача исследования крутильных колебаний вследствие кинематики карданных шарниров в более точной постановке является нелинейной [2]. С учетом указанных факторов анализ крутильных колебаний многошарнирной карданной передачи, расположенной в одной плоскости, значительно усложняется.

Влияние на крутильные колебания многошарнирной карданной передачи возможного отклонения φ_0 фазовых углов от 0 или 90° с учетом нелинейных элементов в кинематике карданныго шарнира можно оценить, анализируя крутильные колебания, возникающие вследствие кинематики карданных шарниров в простой двухшарнирной карданной передаче (рис. 1) с фазовым углом между ведущими вилками карданных шарниров 90° . При фазовом угле 90° ведомая вилка первого карданныго шарнира и ведущая вилка второго шарнира расположены в одной плоскости.

В двухшарнирной карданной передаче (рис. 1), углы шарниров которой лежат в одной плоскости, ведущая вилка второго шарнира развернута на угол φ_0 в сторону вращения карданной передачи. Поскольку фазовый угол ведущей вилки второго шарнира отсчитывается от плоскости ведущей вилки первого карданныго шарнира в направлении вращения карданной передачи, кинематическое уравнение связи для первого карданныго шарнира запишем в виде

$$\dot{\varphi}_3 = \varphi_3 + \lambda_1 \sin 2\varphi_3, \quad (1)$$

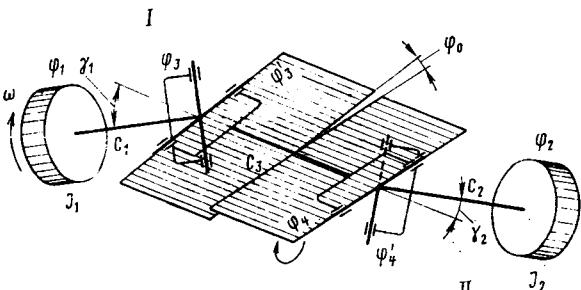


Рис. 1. Динамическая колебательная система анализируемой карданной передачи с двумя шарнирами (I и II): J_1, J_2 — моменты инерции приведенных масс трансмиссии; C_1, C_2, C_3 — коэффициенты жесткости; φ_1, φ_2 — углы поворота соответствующих масс; φ_3, φ_4 — углы поворота ведущих вилок шарниров; ψ_1, ψ_2 — установочные углы первого и второго шарниров

где $\lambda_i = \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}$ ($i=1, 2$) можно считать малым параметром и при углах в шарнирах, не превышающих 20° , а $\operatorname{tg}^2 \frac{\gamma_i}{2} \approx \left(\frac{\gamma_i}{2}\right)^2$ [1].

Уравнение связи для второго карданныго шарнира запишем в виде

$$\dot{\varphi}_4 = \varphi_4 - \lambda_2 \sin 2(\varphi_4 + \varphi_0) + \lambda_2 \sin 2\varphi_0. \quad (2)$$

Крутильные колебания двухшарнирной карданной передачи с учетом уравнений связи (1) и (2) можно описать системой дифференциальных уравнений, представляющих собой уравнения Лагранжа второго рода, в координатах, характеризующих колебания системы около равномерного вращательного движения

$$q_1 = \varphi_1 - \omega t; q_2 = \varphi_2 - \omega t; q_3 = \varphi_3 - \omega t; q_4 = \varphi_4 - \omega t; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{q}_1 + C_1(q_1 - q_2) &= 0; \\ C_1(q_3 - q_1) + C_3(q_3 - q_4) &= -C_3 \lambda_1 \sin 2(q_3 + \omega t) + \\ &+ 2C_3 \lambda_1 (q_4 - q_3) \cos 2(q_3 + \omega t); \\ C_3(q_4 - q_3) + C_2(q_4 - q_2) &= C_3 \lambda_1 \sin 2(q_3 + \omega t) + \\ &+ C_2 \lambda_2 \sin 2(q_4 + \omega t + \varphi_0) + 2C_2 \lambda_2 (q_4 - q_2) \cos 2 \times \\ &\times (q_4 + \omega t + \varphi_0); \\ J_2 \ddot{q}_2 + C_2(q_2 - q_4) &= -C_2 \lambda_2 \sin 2(q_4 + \omega t + \varphi_0). \end{aligned} \quad (4)$$

Правая часть системы уравнений (4) представляет собой возмущение, вызванное кинематикой карданных шарниров. Если λ_1 и λ_2 равны нулю, что соответствует отсутствию карданных шарниров, то правая часть уравнений также равна нулю, а уравнения системы (4) при этом представляют собой линейные дифференциальные уравнения с постоянными коэффициентами. Таким образом, при отсутствии возмущения, вызванного кинематикой карданных шарниров, колебания системы будут чисто гармоническими, а при малых значениях λ_i — близкими к гармоническим. Рассматривая малые колебания системы, можно принять

$$\begin{aligned} \sin 2(q_4 + \omega t + \varphi_0) &\approx \left[D_2 (1 - 2q_4^2) - \right. \\ &- 2D_1 \left(q_4 - \frac{2}{3} q_4^3 \right) \left. \right] \sin 2\omega t + \left[D_1 (1 - 2q_4^2) + \right. \\ &+ 2D_2 \left(q_4 - \frac{2}{3} q_4^3 \right) \left. \right] \cos 2\omega t. \\ \cos 2(q_4 + \omega t + \varphi_0) &\approx \left[D_2 (1 - 2q_4^2) - \right. \\ &- 2D_1 \left(q_4 - \frac{2}{3} q_4^3 \right) \left. \right] \cos 2\omega t - \left[D_1 (1 - 2q_4^2) + \right. \\ &+ 2D_2 \left(q_4 - \frac{2}{3} q_4^3 \right) \left. \right] \sin 2\omega t, \end{aligned} \quad (5)$$

где $D_1 = \sin 2\varphi_0$; $D_2 = \cos 2\varphi_0$.

Примем также

$$q_i = Q_i a \cos \psi,$$

где a — некоторая функция времени.

Вводя обозначение

$$x = q_1 = Q_1 a \cos \psi;$$

$$q_k = \frac{Q_k}{Q_1} x \text{ при } k = (2; 3; 4), \quad (7)$$

систему дифференциальных уравнений (4) можно преобразовать в одно уравнение

$$\begin{aligned} \ddot{x} + p^2 x &= \frac{C}{J_1} (D_2 \lambda_2 - \lambda_1) \sin 2\omega t + \frac{C}{J_1} \lambda_2 D_1 \cos 2\omega t - \\ &- \frac{4C^2}{J_1 J_2} D_1 \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right] \lambda_2 x \sin 2\omega t - \\ &- \frac{4C^2}{J_1 J_2} \left\{ \left[\left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 - \frac{1}{C_1} J_2 \right] \lambda_1 - \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right] D_2 \lambda_2 \right\} x \cos 2\omega t + \\ &+ \frac{6C^3}{J_1 J_2^2} \left\{ \left[\left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right) J_2 - \frac{1}{C_1} J_1 \right]^2 \lambda_1 - \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right]^2 D_2 \lambda_2 \right\} x^2 \sin 2\omega t - \\ &- \frac{6C^3}{J_1 J_2^2} \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right]^2 D_2 \lambda_2 x^2 \cos 2\omega t + \frac{16C^4}{3J_1 J_2^3} \left\{ \left[\left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right) J_2 - \frac{1}{C_1} J_1 \right]^3 \lambda_1 - \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right]^3 D_2 \lambda_2 \right\} x^3 \cos 2\omega t. \end{aligned} \quad (8)$$

Это уравнение показывает, что при отклонении фазового угла от 90° увеличивается возмущение, вызванное кинематикой карданных шарниров.

Следует ожидать уменьшения возмущения в двухшарнирной карданной передаче при $\varphi_0 = 0$ [см. уравнение (8)].

В многошарнирной карданной передаче с n -м количеством шарниров ведущие вилки шарниров могут иметь относительно ведущих вилок первого шарнира фазовые углы как 90° , так и 0° .

При изготовлении многошарнирных карданных передач трудно добиться того, чтобы фазовые углы между ведущей вилкой первого шарнира и ведущими вилками остальных не имели бы отклонений. Отклонения фазовых углов от 0 или 90° возникают в результате существующих допусков на изготовление элементов карданных передач.

Если принять для рассматриваемой двухшарнирной карданной передачи угол φ_0 малой величиной, тогда в формуле (8) можно считать

$$D_1 = \sin 2\varphi_0 \approx 2\varphi_0; \quad D_2 = \cos 2\varphi_0 \approx 1.$$

В случае, если φ_0 будет одного порядка с λ_i , то возмущение, возникающее вследствие кинематики карданных шарниров из-за наличия отклонения φ_0 фазового угла от 90° , будет характеризоваться в уравнении (8) членами второго порядка малости, которыми можно пренебречь, так как при составлении уравнений колебаний двухшарнирной карданной передачи рассматривали только члены первого порядка малости. С учетом этого уравнение (8) будет иметь вид

$$\begin{aligned} \ddot{x} + p^2 x &= \frac{C}{J_1} (\lambda_2 - \lambda_1) \sin 2\omega t - \frac{4C^2}{J_1 J_2} \left\{ \left[\left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right) J_2 - \frac{1}{C_1} J_1 \right] \lambda_1 - \right. \\ &\left. - \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right] \lambda_2 \right\} x \cos 2\omega t + \frac{6C^3}{J_1 J_2^2} \left\{ \left[\left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right) J_2 - \frac{1}{C_1} J_1 \right]^2 \lambda_1 - \right. \\ &\left. - \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right]^2 \lambda_2 \right\} x^2 \sin 2\omega t - \\ &- \frac{16C^4}{3J_1 J_2^3} \left\{ \left[\left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right) J_2 - \frac{1}{C_1} J_1 \right]^3 \lambda_1 - \left[\frac{1}{C_2} J_2 - \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_3} \right) J_1 \right]^3 \lambda_2 \right\} x^3 \cos 2\omega t. \end{aligned} \quad (9)$$

Следовательно, исходя из условия, что φ_0 одного порядка с λ_i , можно принять для малых углов установки карданных шарниров

$$\varphi_0 \approx 0,25 \gamma_i^2. \quad (10)$$

Вследствие того, что углы установки карданных шарниров в трансмиссиях автомобилей выбирают не выше $4-4,5^\circ$, допустимые значения φ_0 отклонений фазовых углов между ведущими вилками шарниров карданных валов в соответствии с уравнением (10) не должны превышать 5° .

Выпускаемые автомобильной промышленностью карданные валы с двумя шарнирами для легковых, грузовых автомобилей и автобусов имеют между ведущими вилками карданных шарниров фазовый угол 90° . В этом случае ведомая вилка первого и ведущая вилка второго шарниров располагаются в одной плоскости. У применяемых для отдельных легковых и грузовых автомобилей трехшарнирных карданных передач фазовые углы между ведущими вилками 0 и 90° . Отклонения фазового угла от 90° или ведомой вилки первого и ведущей вилки второго шарниров из одной плоскости для карданных валов с двумя карданными шарнирами и отклонения фазового угла от 0 и

90° для трехшарнирных карданных передач принимают в пределах $2-8^\circ$.

Исследования показали, что с увеличением угла φ_0 двухшарнирной карданной передачи трансмиссии автомобиля ЛуАЗ возрастают размахи крутильных колебаний. Эти колебания исследовали на правой задней ведущей полуоси автомобиля, имеющей два карданных шарнира. Угол φ_0 не превышал 2° ; при исследованиях его искусственно увеличивали до $22,5^\circ$. Углы установки карданных шарниров составляли 5° .

Крутильные колебания, возникавшие на полуоси, регистрировались при максимальных скоростях движения автомобиля на высшей передаче с нагружением и без нагружения полуоси крутящим моментом двигателя, т. е. во время движения автомобиля с включенным и отключенным задним ведущим мостом.

На рис. 2. показано изменение размахов крутильных колебаний на правой задней полуоси автомобиля ЛуАЗ в диапазоне $700-900$ об/мин, соответствующих наибольшим скоростям движения автомобиля на высшей передаче.

При угле $\varphi_0 = 2^\circ$ размахи крутильных колебаний правой задней полуоси в случае отсутствия резонанса крутильных колебаний не превышают 2 кгс·м при нагружении полуоси крутящим моментом двигателя (рис. 2, а) и $1,7$ кгс·м — без нагружения (рис. 2, б). С установкой на задних полуосях угла $\varphi_0 = 22,5^\circ$ размахи крутильных колебаний увеличиваются до $2,6$ кгс·м при нагружении полуосей средним крутящим моментом двигателя (рис. 2, а) и до $2,1$ кгс·м — без нагружения (рис. 2, б). Исходя из зарегистрированных максимальных зна-

чий возникающих размахов крутильных колебаний, можно считать, что при $\varphi_0 = 22,5^\circ$ размахи крутильных колебаний задней ведущей полуоси увеличиваются на $23-30\%$ по сравнению с $\varphi_0 = 2^\circ$.

На рис. 3 показан характер крутильных колебаний, возникающих на задней ведущей полуоси во время движения автомобиля с отклоненным задним мостом по горизонтальному участку шоссе с максимальной скоростью, т. е. в том случае, когда на вращающиеся задние полуоси не действует крутящий момент двигателя. Из осциллограммы видно, что частота возника-

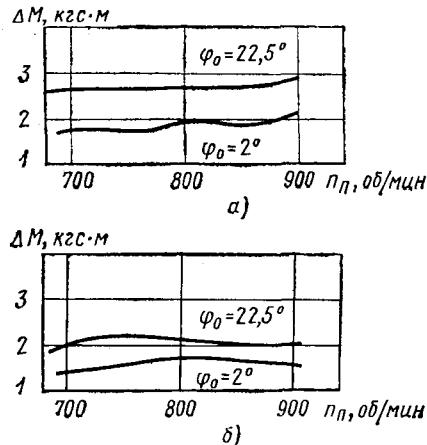


Рис. 2. Изменение размахов крутильных колебаний правой задней полуси при движении автомобиля ЛуАЗ по прямой на высшей передаче с наибольшими скоростями:
а — при нагружении полусоси крутящим моментом двигателя (задний мост включен);
б — без нагружения полусоси крутящим моментом двигателя (задний мост отключен)

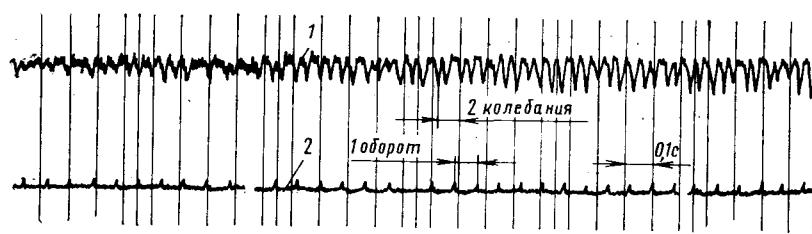


Рис. 3. Осциллограмма, показывающая характер крутильных колебаний правой задней полуси, не нагруженной крутящим моментом, при движении автомобиля ЛуАЗ:
1 — крутильные колебания полусоси; 2 — отборы полуоси

ющих крутильных колебаний на полуоси равна двум колебаниям за один оборот полуоси, а вид колебаний (отличный от чисто гармонических колебаний) указывает на нелинейность колебательной системы, содержащей карданные шарниры неравной угловой скорости.

Проведенные аналитические и экспериментальные исследования крутильных колебаний двухшарнирной карданной передачи показали, что если фазовый угол между ведущими вилками карданных шарниров будет отличаться от 90° на угол φ_0 в пределах 5° , то это не отразится на резком увеличении размахов крутильных колебаний вследствие кинематики карданных шарниров. При $\varphi_0 = 22.5^\circ$ размахи крутильных колебаний вследствие кинематики карданных шарниров увеличивались на 23—30%.

Следовательно можно считать, что для автомобильных карданных валов и трехшарнирных карданных передач принятые в пределах 5° отклонения фазового угла между ведущими вилками шарниров вполне приемлемы и не влияют на увеличение размахов крутильных колебаний карданной передачи из-за кинематики карданных шарниров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов С. Н., Мамаева В. П. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 3.
2. Мамаева В. П., Бояршинова Р. М. — «Труды Пермского политехнического института», 1974, № 152.

УДК 629.113.011.5

Алгоритм проектирования кузова наименьшего веса на один случай нагружения

**Д-р техн. наук В. Г. МИРОНОВ, В. А. АБРАМЯН,
Л. Г. КОРЯКОВЦЕВ, А. А. ФЕДОРОВ, Л. Б. МИРОНОВА**

Это условие одновременно регламентирует уровень энергоемкости, что позволяет использовать для решения задачи алгоритм, предложенный А. А. Комаровым [2].

Для статически определимой системы задача решается за одно приближение. Для статически неопределенной конструкции (рис. 1, а) распределение внутренних силовых факторов меняется с изменением жесткостей элементов, поэтому задача синтеза системы наименьшего веса может быть решена следующим образом:

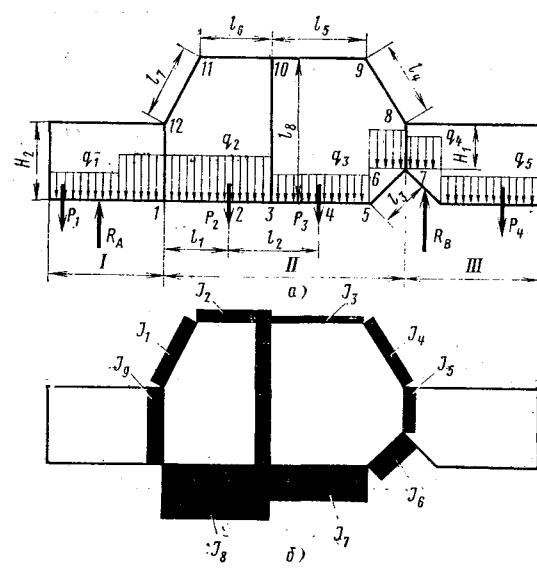


Рис. 1. Расчетная схема кузова (а) и изображения величины моментов инерции его силовых элементов (б):
1—12 — силовые элементы кузова; I — передняя часть кузова; II — салон; III — задняя часть кузова

ДОСТАТОЧНО полно разработанные методы статистического и динамического исследования машин являются только уточняющими методами расчета, которыми можно пользоваться лишь после выполнения проекта. При этом задача конструктора в данном случае ограничивается созданием более или менее удачной компоновки, например, кузова легкового автомобиля, на базе ограниченного числа имеющихся элементов кузова и личного опыта. Такой подход к созданию конструкции кузова возможен, когда вес его не имеет существенного значения. В противном случае должен быть проведен комплекс исследований и испытаний. В дальнейшем это влечет за собой сохранение заложенных ошибок или доводку, а в отдельных случаях создание новой конструкции. Однако целесообразно, используя имеющиеся работы как научную базу, разрабатывать методы исследований таким образом, чтобы расчет и конструирование можно было вести и планировать как соопережающие действия. Очевидно, что любое решение, принятое на основании расчетов на любом промежуточном этапе, должно быть оптимальным относительно свойств конструкции в целом. Следовательно, экспертная оценка качества изделия путем использования уточняющих методов расчета должна быть заменена процедурой прогнозирования нужных свойств кузова легкового автомобиля на ранней стадии разработки его проекта.

Рассмотрим алгоритм проектирования силовой части кузова наименьшего веса на один случай нагружения на примере использования расчетной схемы, предложенной в работе [1].

Исходными данными для решения этой задачи должны быть: скелетная схема силовой части, расчетные нагрузки, допускаемые напряжения, представленные как функции, сроков службы, высота всех сечений элементов скелетной схемы. Требуется определить моменты инерции сечений элементов, при которых вес кузова будет наименьшим.

Очевидно, условие обеспечения наименьшего веса кузова выполняется тогда, когда конструкция его не имеет избыточных запасов прочности, т. е. во всех элементах выполняется условие прочности

$$\sigma_{\max} = [\sigma]. \quad (1)$$

Рис. 2. Эпюры нагружения кузовов А и Б при экспериментальных исследованиях:
а — режим изгиба; б — режим кручения

1) распределяем материал по элементам конструкции произвольно, т. е. принимаем моменты инерции сечений $J_i^{(1)}$ одинаковыми или различными на основе прошлого опыта;

2) вычисляем внутренние усилия M_i , N_i , Q_i системы путем раскрытия статической неопределенности по принципу наименьшей работы с нахождением коэффициентов систем канонических уравнений [1];

3) определяем значение потенциальной энергии и системы.

Из условия прочности (1) находим новые значения моментов инерции

$$J_i^{(2)} = \frac{M_{i \max} h}{[\sigma]} \quad (2)$$

Поскольку полученные значения не удовлетворяют условию совместности деформаций, должны быть определены новые усилия M_i , N_i , Q_i с последующим повторением расчета до тех пор, пока величина энергии в ряде итераций не приблизится к некоторому постоянному значению.

Алгоритм проектирования кузова легкового автомобиля наименьшего веса на основании изложенного выше можно представить схемой

$$J_i^{(1)} \rightarrow J_i^{(2)} \rightarrow J_i^{(3)} \rightarrow \dots J_i^{(n)},$$

где $J_i^{(n)} \rightarrow M_i^{(n)}$, $N_i^{(n)}$, $Q_i^{(n)}$, \mathcal{U}_n .

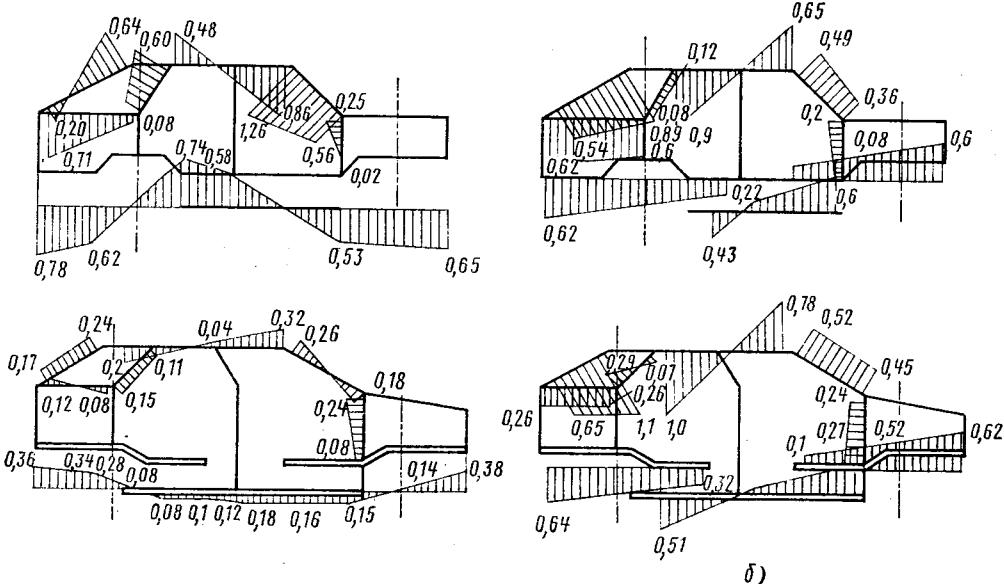
По предложенному алгоритму рассчитывают с использованием ЭВМ и графопостроителя (рис. 1, б) значения моментов инерции по всем силовым элементам конструкции. Этот алгоритм был опробован сначала на серийной конструкции кузова А и реализован для опытной конструкции Б с $[\sigma] = -800 \text{ кгс}/\text{см}^2$ для всех силовых элементов. Воплощение полученных результатов — следующий этап проектирования.

Однако нельзя считать, что только полученные характеристики сечений при их воплощении обеспечивают создание приемлемой конструкции. Кузов легкового автомобиля — это сложная пространственная система, которую можно создать только на основе знания, особенностей ее работы как в целом, так и в отдельных узловых элементах, на основе анализа и знаний предыдущих конструкций, а также на основе знания технологий и возможностей производства. Вследствие этого необходимо рассматривать процедуру деятельности конструктора, основанную на субъективном принятии решения, как процедуру оптимального преобразования, построенную на непрерывном пересмотре конструкций на основе опыта.

Так, например, было установлено, что предшествующая конструкция кузова А имеет ряд конструктивных недостатков по основанию: слабая связь порога с лонжеронами, отсутствие хорошей связи их с поперечинами, большая разница амплитуд колебаний в вертикальной плоскости между порогом и туннелем, вызывающая появление крутящих моментов относительно порога, и ряд других моментов. Все это было учтено при разработке конструкции кузова Б.

Таблица 1

№ силового элемента	Момент инерции в см^4		Напряжение в $\text{kgs}/\text{см}^2$	№ силового элемента	Момент инерции в см^4		Напряжение в $\text{kgs}/\text{см}^2$
	Оптимальный	Существующий			Оптимальный	Существующий	
1	299,7	185	424,7	6	17,81	25,5	1277,0
2	292,7	185	449,8	7	12,57	25,5	850,5
3	442,8	1058	31,0	8	11,54	14,5	1197,0
4	360,2	1058	38,0	9	10,8	25	1095,0
5	70,2	30	868,2				



б)

Таблица 2

№ элемента	Высота сечения в см		Момент инерции в $\text{kgs}/\text{см}^2$		Напряжение в $\text{kgs}/\text{см}^2$	
	Заданная	Существующая	Расчетный	Существующий	Заданное	Расчетное
1	19	16,6	320,3	485	800	580
2	19	16,6	249,5	450	800	680
3	5,3	5,3	15,2	21,4	800	902
4	6,4	4,3	2,1	16,0	800	542
5	6,5	7	8,4	20,9	800	680
6	6	8	5,9	19,1	800	804
7	6	8	40,0	19,1	800	521
8	5,2	6	14,3	8,4	800	539
9	6	6,3	14,9	15,4	800	812
10	8	9	122,3	67,2	800	949

В табл. 1 и 2 приведены результаты расчета соответственно кузовов А и Б, которые свидетельствуют о существовании резерва по снижению металлоемкости кузова А.

Учитывая имеющийся опыт, по результатам расчета разработали и изготовили опытный кузов Б, а также провели экспериментальные исследования, которые предусматривали:

1) определение удельного веса, жесткости на изгиб и кручение, собственных частот кузова при изгибе и кручении;

2) выявление особенностей работы силовых элементов кузова при виброиспытаниях;

3) испытания на усталость до появления первой трещины.

Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 3 и на рис. 2.

Таблица 3

Тип кузова	Параметры кузова				Резонансная частота в Гц
	Вес в кг	Горизонтальная площадь в м^2	Удельный вес в $\text{kgs}/\text{м}^2$	Жесткость на изгиб в $\text{kgs}/\text{мм}^2$	
А	279	5,85	47,6	368	471
Б	273	6,10	44,7	552	508

При меньшем удельном весе кузов Б имеет большую изгибную и крутильную жесткости, резонансные частоты его изгиба и кручения выше, чем у кузова А, эпюры вибросмещений как по нижнему, так и по верхнему поясу — незначительные, более плавного характера, без резких переходов. Можно предположить, что у кузова Б будет меньшая разница в сроках службы силовых элементов по сравнению с кузовом А. Это также подтверждается и тем, что при усталостных испытаниях кузова Б по принятой нами методике первые

трещины появились через 420 тыс. циклов нагружения, а на кузове — через 100—210 тыс.

Таким образом, предложенный алгоритм проектирования силовой части кузова легкового автомобиля, основанный на опыте проектирования предыдущих моделей, позволяет обеспечить создание более современной конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Школьников М. Б., Багров Г. М. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.
- Комаров А. А. Основы проектирования силовых конструкций. Куйбышев, Куйбышевское книжное изд-во, 1965.

УДК 629.113.075

Определение углов установки управляемых колес при движении автомобиля

Канд. техн. наук Н. М. КИСЛИЦИН, Ю. В. МАКСИМОВ

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова

ИЗНОС шин автомобиля, например, при выборе углов установки управляемых колес можно оценить с помощью математического ожидания проскальзывания (износа) [1]

$$\overline{S(x)} = \lambda_v \int_{-\infty}^{\infty} S(x) f(x) \lambda_n(x) dx,$$

где x — ход подвески;

$S(x)$ — проскальзывание (износ), определяемое углами схождения и раз渲ла, зависящими от x ;

$f(x)$ — плотность вероятности;

$\lambda_v, \lambda_n(x)$ — коэффициенты, учитывающие влияние на проскальзывание (износ) шин скорости движения и нагрузки на колесо.

Износ шин в первом приближении пропорционален проскальзыванию при изменении углов ϵ схождения и α раз渲ла колеса в пределах $\epsilon=0\div1^{\circ}40'$ и $\alpha=0\div3^{\circ}30'$ [1].

Определить $S(x)$ и решить некоторые другие задачи обычно сложно из-за того, что выяснить зависимости ϵ и α от x во время движения автомобиля трудно. На примере определения углов ϵ и α при математическом ожидании величины x рассмотрим экспериментальный метод, позволяющий анализировать влияние ряда факторов на изменение ϵ и α , и устройство для непосредственного определения углов схождения при движении автомобиля.

При разработке метода было учтено, что во время движения автомобиля, например, по равнинной дороге с асфальто-бетонным покрытием углы ϵ и α в общем случае определяются кинематикой подвески и рулевого привода (зависимостью ϵ и α от x при действии нормальных сил); величиной x ; силами и моментами, действующими на колеса; жесткостью рулевого управления и направляющего аппарата подвески. В связи с этим проведены следующие работы.

Находим зависимость ϵ и α от x на стенде для измерения углов установки колес с учетом действия нормальных сил при нагружке и разгрузке автомобиля с помощью балласта.

Математическое ожидание величины x при движении автомобиля

$$x_s = x_{sn} + x_{st} + x_{dv},$$

где x_{sn} — значение x при снаряженном автомобиле;

x_{st}, x_{dv} — изменение x вследствие загрузки автомобиля и при его движении.

леса, соединяют рычаг датчика с колпачком ступицы колеса тягой, несущей на концах шаровые шарниры (рис. 1), и проводят измерения. Например, при движении автомобиля ГАЗ-24 «Волга» со скоростью 50 и 90 км/ч среднее квадратичное отклонение равно 7 и 12 мм, $x_{dv}=-4$ мм и $x_{dv}=-9$ мм (передние колеса разгружаются).

Если углы ϵ и α малы, то постоянно действующей силой, возникающей при движении автомобиля, является продольная сила сопротивления качению, которая определяется известными методами или по коэффициенту сопротивления качению [3].

Разработано устройство (рис. 2), позволяющее определять влияние продольных сил на углы ϵ и α . На стенде для измерения углов установки колес вместо поворотных кругов монтируют направляющие 1, на которые устанавливают колеса 2 тележек 3, а на последних размещают поворотные круги 4 стендса. Передние колеса 5 автомобиля устанавливают на поворотные круги, а задние — на подставки 6, к которым с помощью тяг 7 прикреплены оси роликов 8. Тросы 9 перекидывают через ролики 8, одни их концы соединяют с тележками 3, а другие с динамометром 10 и винтовым нагружателем 11 (соединенным с динамометром 10). Затем затормаживают колеса автомобиля и определяют углы ϵ и α при различных нагрузках, которые задают нагружателем 11 и регистрируют с помощью динамометра 10. Например, согласно измерениям каждые 5 г силы сопротивления качению на левом и правом колесах автомобиля ГАЗ-24 «Волга» уменьшают схождение на 0,16 мм.

Устройство, с помощью которого определяют схождение колес при движении [4], показано на рис. 3. К цапфе 1 одного колеса прикреплена рейка 2, а к цапфе 3 другого колеса прикреплена рейка 4, несущая на своих концах одинаковые плоские упругие пластины 5 и 6, свободные концы которых соединены параллельно расположенным тягами 7 и 8 с концами рейки 2. Длина тяг 7 и 8 выбрана такой, что упругие пластины 5 и 6 несколько изогнуты. На пластинах 5 и 6 наклеены тензометрические датчики 9 и 10, которые соединены последовательно и образуют одно плечо измерительного моста, а тензометрические датчики 11 и 12 аналогично образуют соседнее плечо измерительного моста, так что на ленте осциллографа непрерывно регистрируется разница изгибов пластин 5 и 6, т. е. в соответствующем масштабе величина схождения колес. Пластины 5 и 6 защищены от влияния воздушного потока обтекателями 13 и 14.

Чтобы определить влияние силы сопротивления воздуха на тягу и изгиб упругой пластины, впереди автомобиля закрепляли жесткую трубу 1 (рис. 4), несущую на концах кронштейны 3. К одному из них прикреплена тяга 2, а к друго-



Рис. 1

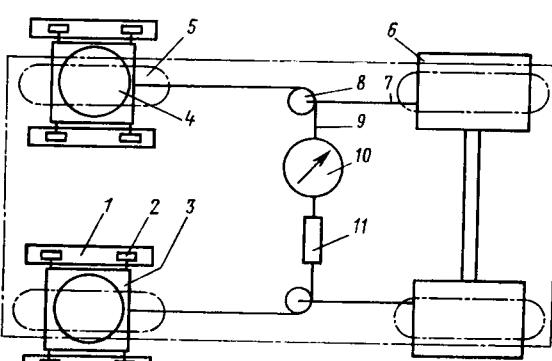


Рис. 2

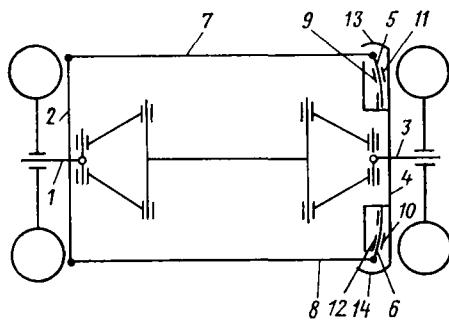


Рис. 3

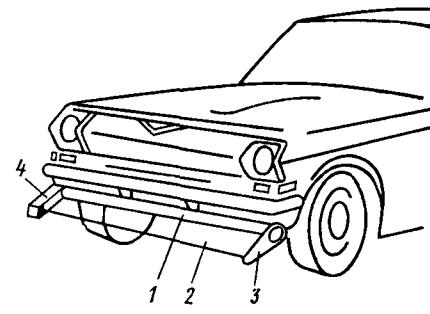


Рис. 4

му — упругая пластина с тензодатчиками, помещенная в обтекатель 4. Выбрана тяга диаметром 0,2 мм из стали 65Г, которая на скорости 120 км/ч дает ошибку измерения схождения колес менее 0,1 мм. Испытания автомобиля ГАЗ-24 «Волга» с углами продольного наклона шкворня — 30°, раз渲ала 0°00' и схождениями колес 0 и ±3 мм показали, что при движении по дороге с асфальтобетонным покрытием со скоростями 5, 70 и 120 км/ч схождение уменьшается соответственно на 0,2; 0,4 и 0,8 мм. При интенсивном разгоне и служебных торможениях схождение уменьшается соответственно на 0,5 и 0,5—3,0 мм.

Устройство (рис. 3) регулируют и проверяют его работу на стенде для измерения углов установки колес путем изменения длины пластин 5 и 6 или смещением мест крепления тяг 7 и 8 на рейке 2. Устройство пригодно к измерениям, если показания стенда и устройства идентичны при повороте колес вправо и влево, при нагружении автомобиля балластом

до деформации буферов сжатия и разгрузке подвески до отрыва передних колес, при изменении схождения колес с помощью регулировочных трубок рулевых тяг.

Рассмотренные метод и устройство могут быть применены для определения оптимальных углов установки управляемых колес и увеличения срока службы шин легковых и грузовых автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кислицин Н. М. Методика определения величины износашин. — «Труды Горьковского сельскохозяйственного института», т. 44. Горький, 1971.
2. Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки, 1959, № 23 (Авт. св. № 124688).
3. Шелухин А. С. — «Труды НАМИ», вып. 54. М., 1962.
4. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1975, № 26 (Авт. св. № 477331).

УДК 629.113.073:62-503.4

Устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории

Канд. техн. наук Л. Л. ГИНЦБУРГ
НАМИ

ПРИ СОСТАВЛЕНИИ математической модели водителя, которая описывает его управляющие воздействия на движение автомобиля, можно принять следующие предположения:

1) невозмущенным движением системы автомобиль — водитель является такое движение, при котором вектор скорости «опорной» точки автомобиля (выбирается водителем) направлен в ту точку траектории (называемую направляющей), в которую водитель намерен привести автомобиль, а относительная угловая скорость автомобиля отсутствует;

2) возмущениями движения являются отклонения вектора скорости от направляющей точки или появление угловой скорости относительно опорной точки;

3) действия водителя, производимые с целью устранить или по крайней мере уменьшить возникающие возмущения, запаздывают по времени;

4) водитель может менять коэффициент усиления от возмущений к повороту рулевого колеса, выбирая по своему усмотрению расстояние до направляющей точки;

5) для водителя характерно наличие зоны нечувствительности по возмущению;

6) реакция водителя (поворот рулевого колеса) на производные от возмущения (отклонения вектора скорости) учитывается как сокращение времени реакции на возмущения;

7) при прямолинейном движении автомобиля с передними управляемыми колесами считается, что водитель принимает за опорную точку середину передней оси.

Изложенные предположения позволяют предложить схему управляемого движения автомобиля по заданной траектории и характеристику водителя как регулятора системы автомобиля — водитель — дорога (рис. 1 и 2).

Если запаздывание водителя постоянно, а в режиме неуставновившегося движения он поворачивает рулевое колесо по закону, близкому к синусоидальному, то гистерезисные петли должны напоминать по форме полузвезды (рис. 2, a).

В работе [1] показано, что использование предложенной схемы управления автомобилем для описания движения при выполнении маневра «перестановка» (смена полосы движения) дает близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных. Учитывая особенности этого маневра (отклоне-

ние траектории и время выполнения маневра относительно величины), принимали зону нечувствительности водителя Y_0 и время реакции водителя равными нулю. Проанализируем с помощью этой же схемы поведение системы автомобиль — водитель в режиме прямолинейного движения, но с учетом времени реакции водителя и наличия у него зоны нечувствительности.

Допустим, что модель автомобиля плоская, двухосная, коэффициенты сопротивления уводу постоянны; поверхность дороги горизонтальна и скорость движения вдоль намеченной водителем траектории постоянна; углы, характеризующие направление движения и ориентацию автомобиля, малы, вследствие чего их синусы и тангенсы равны соответствующим углам, а косинусы — единицам.

Кроме того, можно несколько упростить вид характеристики водителя путем замены кривых, ограничивающих гистерезисные петли, отрезками прямых (рис. 2, б). Это правомерно, так как в последующем зависимость $(\theta + \delta_1) = f(Y_{bx})$ интегрируется и на окончательный результат влияет площадь,

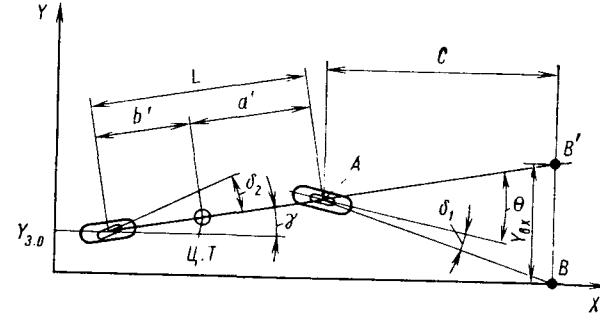


Рис. 1. Расчетная схема управления движением двухосного автомобиля: Y , X — направления движения; Y_{bx} — смещение задней оси в направлении Y ; Y_{bx} — рассогласование, которое водитель стремится устранить своим действиями; δ_1 , δ_2 — углы увода соответственно передней и задней осей; θ — угол поворота управляемых колес; B , B' — направляющая и следящая точки; ЦТ — центр тяжести

ограниченная гистерезисными петлями, а не форма ее границ. Если считать процесс управления колебательным с частотой ω и с мало меняющейся за период амплитудой, указанную зависимость можно линеаризовать, воспользовавшись методом гармонического баланса [2]. Метод позволяет приближенно выразить график функции на рис. 2, б линейной зависимостью

$$\theta + \delta_1 = \frac{B_1}{Y_{\max}} Y_{bx} + \frac{D_1}{Y_{\max} \omega} \dot{Y}_{bx}. \quad (1)$$

$$\text{где } B_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(Y_{bx}) \sin(\omega t) d(\omega t); \quad (2)$$

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(Y_{bx}) \cos(\omega t) d(\omega t); \quad (2')$$

\dot{Y}_{bx} — возмущение движения автомобиля;

Y_{\max} — максимальная величина возмущения.

После интегрирования получим

$$\begin{aligned} B_1 = & -\frac{Y_{\max}}{C'} \left[1 - \frac{1}{\pi} \left(\arcsin \frac{Y_0 + \Delta Y}{Y_{\max}} + \right. \right. \\ & + \frac{Y_0 + \Delta Y}{Y_{\max}} \sqrt{1 - \left(\frac{Y_0 + \Delta Y}{Y_{\max}} \right)^2} \left. \right) - \\ & - \frac{1}{\pi} \left(\arcsin \frac{Y_0 - \Delta Y}{Y_{\max}} + \frac{Y_0 - \Delta Y}{Y_{\max}} \sqrt{1 - \left(\frac{Y_0 - \Delta Y}{Y_{\max}} \right)^2} \right. \\ & \left. \left. - \arcsin \frac{\Delta Y}{Y_{\max}} - \frac{\Delta Y}{Y_{\max}} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta Y}{Y_{\max}} \right)^2} + \right. \right. \\ & \left. \left. + 2 \frac{\Delta Y}{Y_{\max}} \left(1 - \frac{\Delta Y}{Y_{\max}} \right) \right] = -\frac{Y_{\max}}{\Pi}; \quad (3) \end{aligned}$$

$$D_1 = \frac{4}{\pi} \frac{Y_{\max}}{C'} \frac{\Delta Y}{Y_{\max}} \left[1 + \frac{Y_0}{2 \Delta Y} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta Y}{Y_{\max}} \right)^2} \right) - 2 \frac{Y_0}{Y_{\max}} \right] = \frac{4}{\pi} \frac{Y_{\max}}{C'} \tau_L \omega \xi, \quad (4)$$

где τ_L — время, приближенно равное времени запаздывания изменения направления вектора скорости относительно точки B ;

$$\tau_L = \frac{\Delta Y}{Y_{\max} \omega}.$$

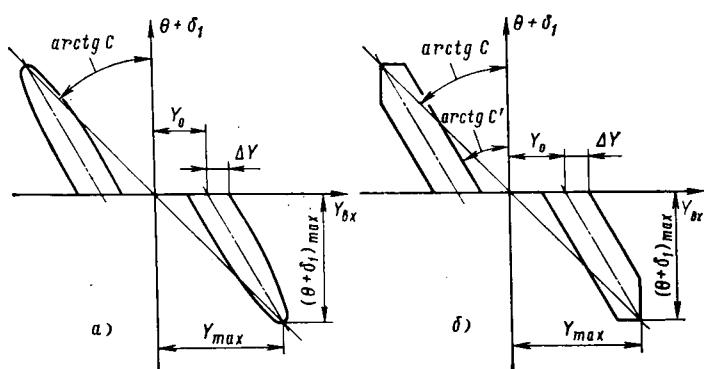


Рис. 2. Характеристика водителя как управляющего звена системы автомобиль — водитель — дорога

Коэффициент ξ зависит от зоны нечувствительности Y_0 водителя и его запаздывания ΔY . Его можно выразить в долях Y_{\max} следующим образом:

$$\xi = \left[1 + \frac{Y_0}{2 \Delta Y} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta Y}{Y_{\max}} \right)^2} - 2 \frac{Y_0}{Y_{\max}} \right) \frac{C}{C'} \right],$$

где $C = C' \frac{Y_{\max} - Y_0}{Y_{\max}}$.

При увеличении зоны нечувствительности коэффициент ξ быстро уменьшается.

Таким образом, характеристику водителя опишем уравнением

$$(\theta + \delta_1) = \frac{\xi}{C} \frac{4}{\pi} \tau_L Y_{bx} - \frac{1}{\Pi} Y_{bx}. \quad (5)$$

В соответствии с принятой схемой управления движением двухосного автомобиля (см. рис. 1) уравнение кинематических связей примет вид

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_{bx} = & \frac{v}{L} (L + C) (\dot{\theta} + \dot{\delta}_1) + \frac{v^2}{L} (\theta + \delta_1) - C \frac{v}{L} \dot{\delta}_2 - \\ & - \frac{v^2}{L} \dot{\delta}_2, \quad (6) \end{aligned}$$

где \ddot{Y}_{bx} , $\dot{\theta}$, $\dot{\delta}_1$, $\dot{\delta}_2$ — производные по времени соответствующих функций;

L — расстояние между осями;

v — скорость движения автомобиля.

Уравнение равновесия сил, действующих на заднюю ось, можно привести к виду [1]

$$\begin{aligned} b \Delta (\dot{\theta} + \dot{\delta}_1) + \frac{v}{L} (\theta + \delta_1) + (1 - b \Delta) \dot{\delta}_2 + \\ + \left(\frac{k_2}{m_2 v} - \frac{v}{L} \right) \dot{\delta}_2 = 0; \quad (7) \end{aligned}$$

$$a = \frac{a'}{L}; b = \frac{b'}{L}; \Delta = 1 - \frac{v^2}{abL^2},$$

где r — радиус инерции массы автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести (ЦТ); a' и b' — расстояния от передней и задней осей до центра тяжести (рис. 1);

k_2 — коэффициент сопротивления уводу задней оси;

m_2 — масса, приходящаяся на заднюю ось.

После преобразований уравнений (5)–(7) по Лапласу получим следующую матрицу коэффициентов, определяющих характеристическое уравнение системы:

$$\begin{vmatrix} -p^2 & \frac{v}{L} (L + C)p + \frac{v^2}{L} & -C \frac{v}{L} p - \frac{v^2}{L} & Y_{bx} \\ -\frac{4}{\pi} \frac{\xi}{C} \tau_L p & +1 & 0 & \theta + \delta_1 \\ 0 & b \Delta p + \frac{v}{L} & + (1 - b \Delta)p + \frac{k_2}{m_2 v} - \frac{v}{L} & \dot{\delta}_2 \end{vmatrix} \times$$

Характеристическое уравнение примет вид

$$\begin{aligned} C \left[(1 - b \Delta) \left(1 - \frac{4}{\pi} \xi \frac{v}{C} \tau_L \right) - \frac{4}{\pi} \xi \frac{v}{L} \tau_L \right] p^3 + \\ + C \left\{ \frac{v}{\Pi} (1 - b \Delta) - \left[\left(1 + \frac{L}{C} \right) \frac{4}{\pi} \xi \frac{v}{L} \tau_L - 1 \right] \frac{k_2}{m_2 v} + \right. \\ \left. + \frac{v}{L} \left(\frac{C}{\Pi} - 1 \right) \right\} p^2 + \frac{v}{L} \frac{k_2}{m_2 v} \times \\ \times \left[\frac{C}{\Pi} (L + C) - \frac{4}{\pi} \xi v \tau_L \right] p + \frac{v^2}{L} \frac{C}{\Pi} \frac{k_2}{m_2 v} = 0. \end{aligned}$$

Это уравнение в безразмерной форме имеет вид

$$\frac{C}{L} \left[(1 - b \Delta) \left(1 - \frac{4}{\pi} \xi \frac{L}{C} \frac{v}{L} \tau_L \right) - \frac{4}{\pi} \xi \tau_L \frac{v}{L} \right] p^3 \left(\frac{L}{v} \right)^3 +$$

$$+ \frac{C}{L} \left\{ \frac{L}{C} (1 - b \Delta) + \left[1 - \left(1 + \frac{L}{C} \right) \frac{4}{\pi} \xi_{\tau_L} \frac{v}{L} \right] K_b + \frac{C}{L} - 1 \right\} p^2 + \left[\left(1 + \frac{C}{L} \right) \frac{C}{L} - \frac{4}{\pi} \xi_{\tau_L} \frac{v}{L} \right] \times \times K_b p \left(\frac{L}{v} \right) + \frac{C}{L} K_b = 0$$

или в общем

$$a_0 p^2 \left(\frac{L}{v} \right)^3 + a_1 p^2 \left(\frac{L}{v} \right)^2 + a_2 p \frac{L}{v} + a_3 = 0, \quad (8)$$

где $K_b = \frac{k_2}{m_2} \frac{L}{v^2}$ — безразмерный коэффициент сопротивления уводу задней оси;

$\left(\tau_L \frac{v}{L} \right)$ — безразмерная величина пути запаздывания.

Увеличение $\tau_L \frac{v}{L}$ в реальном диапазоне значений $b\Delta$ и

C/L до 0,15—1,5 приводит к уменьшению до отрицательных значений коэффициентов при первом a_0 и втором a_1 членах уравнения, а при очень малых значениях C/L отрицательным может стать и коэффициент при третьем члене a_2 . Последнее практически маловероятно.

В соответствии с первым условием Гурвица для устойчивости системы все коэффициенты характеристического уравнения должны быть больше нуля. Соответственно увеличение $\tau_L \frac{v}{L}$ до величины, при которой один из коэффициентов a_1 , a_2 или a_3 меняет знак, приводит к неустойчивости системы и с увеличением отклонений — к автоколебаниям. Такое явление наблюдается при обучении водителя вождению, когда условные рефлексы у него еще не выработались и время его реакции на отклонение вектора скорости достаточно велико.

Второе условие Гурвица для уравнения третьей степени имеет вид

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0.$$

Анализ коэффициентов характеристического уравнения по Гурвицу приводит к составлению условий устойчивости:

$$1) \text{ если } (1 - b \Delta) \frac{L}{C} + \frac{C}{L} - 1 + \frac{b \Delta K_b}{1 + \frac{L}{C}(1 - b \Delta)} > 0, \text{ система}$$

устойчива при

$$(1 - b \Delta) - \frac{4}{\pi} \xi_{\tau_L} \frac{v}{L} - (1 - b \Delta) \frac{v}{L} \frac{4}{\pi} \xi_{\tau_L} \frac{L}{C} > 0; \quad (9)$$

$$2) \text{ если } (1 - b \Delta) \frac{L}{C} + \frac{C}{L} - 1 + \frac{b \Delta K_b}{1 + \frac{L}{C}(1 - b \Delta)} < 0, \text{ система}$$

ма устойчива при

$$\frac{C}{L} \frac{L}{C} (1 - b \Delta) + \left[1 - \xi \frac{4}{\pi} \tau_L \frac{L}{v} \left(1 - \frac{L}{C} \right) \right] K_b + \frac{C}{L} - 1 - \frac{a_0 L / C}{\left(1 + \frac{C}{L} \right) - \frac{4}{\pi} \xi \frac{v}{L} \tau_L \frac{C}{L}} > 0. \quad (10)$$

Предельное значение $\left(\tau_L \frac{v}{L} \right)_{\text{пр}}$ определяется из условия (9) или (10) соответственно. Последний случай возможен только в очень узком диапазоне значений конструктивных параметров и условий движения, когда $b\Delta$ мало отличается от $-0,5$, $C/L \leq 5$ и $K_b = \frac{k_2}{m_2} \frac{L}{v^2} \geq 1$ (скорость движения относительно невелика).

С увеличением зоны нечувствительности водителя Y_0 и с соответствующим уменьшением ξ устойчивость улучшается во всех случаях.

Если $\tau_L = 0$ и $Y_0 = 0$, условие устойчивости определяется неравенством

$$K_b > - \frac{(1 - b \Delta) \frac{L}{C}}{1 + \frac{C}{L}}. \quad (11)$$

Неустойчивость возможна только в случае, если при крене автомобиля задний мост поворачивается ввиду kinematiki подвески в сторону, противоположную крену.

В неравенствах (9) и (11) величина C/L входит в знаменатели положительных членов и в числителе отрицательных. Поэтому с уменьшением C/L величина левой части неравенства уменьшается, а устойчивость движения ухудшается (сокращается допустимое время τ_L).

Определим частоту, с которой происходят колебания в системе автомобиль — водитель — дорога, обусловленные наличием τ_L большего, чем предельное. Поскольку система нелинейна, с изменением величины возмущений меняются и коэффициенты ее характеристического уравнения. В определенных случаях это приводит к устойчивым колебаниям системы с постоянной амплитудой. Чтобы проверить возможности их возникновения в данном случае и определения их частоты, вновь воспользуемся методом гармонического баланса. Этот метод заключается в построении амплитудно-фазочных характеристик линейного и нелинейного (линеаризованного) звеньев системы. Точки пересечения характеристик определяют частоту и фазовое запаздывание режима устойчивых колебаний. Амплитудно-фазовая характеристика линейного звена (автомобиля) определяется по его передаточной функции W_a от $Y_{\text{вх}}$ к $\theta + \delta_1$.

$$W_a = \frac{1}{p^2} \frac{\left[(1 - b \Delta) \frac{v}{C} + \frac{v}{L} \right] p^2 + \left(1 + \frac{L}{C} \right) p \frac{v^2}{L^2} + K_b \frac{v^3}{L^2 C}}{(1 - b \Delta) p + (K_b - 1) \frac{v}{L}}. \quad (12)$$

Передаточная функция нелинейного звена W_b (характеристика водителя после преобразования по Лапласу) для режима устойчивых колебаний, когда зону нечувствительности можно считать пренебрежимо малой, имеет вид

$$W_b = - \cos(\omega \tau_k) + \frac{p}{\omega} \sin(\omega \tau_k). \quad (13)$$

При этом τ_k — запаздывание ($\theta + \delta_1$) относительно $Y_{\text{вх}}$ в режиме устойчивых колебаний — близко τ_L . Точное значение τ_k при $Y_0 = 0$ можно определить по формуле $\tau_k = \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{\Delta Y}{Y_{\text{max}}}$. Разница обусловлена аппроксимацией полуэллипсов на характеристике водителя отрезками прямых и допущениями метода линеаризации.

Заменив в выражениях (12) и (13) оператор Лапласа p на ω и приравняв почленно действительную и мнимую части, получим два уравнения для определения частоты ω и времени запаздывания τ_k режима устойчивых колебаний:

$$A \frac{\omega_0^2 - B + \Gamma B}{\omega_0^2 (\omega_0^2 + \Gamma^2)} \omega = - \sin(\omega \tau_k); \\ A \frac{\omega_0^2 (B - \Gamma) + \Gamma B}{\omega_0^2 (\omega_0^2 + \Gamma^2)} = \cos(\omega \tau_k), \quad (14)$$

$$\text{где } A = \frac{L}{C} + \frac{1}{1 - b \Delta}; B = K_b \frac{1 + \frac{C}{L}}{1 + \frac{C}{L} - b \Delta};$$

$$B = K_b \frac{1}{1 - b \Delta + \frac{C}{L}}; \quad \Gamma = \frac{1}{1 - b \Delta} (K_b - 1).$$

Экспериментальная проверка полученных выражений проведена на трех автомобилях типа «Москвич» (две модели А и одна модель Б). За счет сокращения расстояния C до направляющей точки B были созданы условия для движения автомобиля с устойчивыми колебаниями рулевого колеса с постоянной частотой, которая была определена по осциллографам. Эта же частота была определена расчетным путем по формулам (14). Во время эксперимента для уменьшения расстояния C левую сторону лобового стекла заклеивали сверху непрозрачным материалом. Автомобиль двигался по прямой полосе, размеченной на участке специальных дорог полигона. На ленте осциллографа регистрировались повороты рулевого колеса и изменения курсового угла. Скорость движения автомобиля от заезда к заезду возрастала. При определенной скорости частота и амплитуда поворотов рулевого колеса увеличивались, колебания становились незатухающими. Обра-

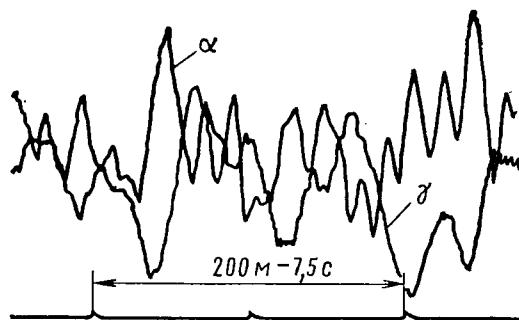


Рис. 3. Запись угла α поворота рулевого колеса и отклонений курсового угла γ при движении автомобиля с устойчивыми колебаниями

зец осциллограммы с записью поворотов рулевого колеса и продольной оси автомобиля во время такого движения приведен на рис. 3.

В таблице приведены исходные данные для расчетов, а также расчетные $\omega_{\text{расч}}$ и экспериментальные $\omega_{\text{эксп}}$ значения частот поворота рулевого колеса. Сопоставление показывает, что расчетные и экспериментальные частоты практически совпадают.

Автомобиль	L м	Δ	$b \Delta$	C/L	$v_{\text{кр}}$ в м/с	K_a	K_b	$\tau_{\text{в}}$ с	$\omega_{\text{расч}}$ в 1/с	$\omega_{\text{эксп}}$ в 1/с
A	2,4	-0,15	-0,07	4,17	22,2	0,127	0,156	0,093	1,2	1,21
A	2,4	-0,15	-0,07	4,17	26,7	0,085	0,165	0,065	1,36	1,41
B	2,53	-0,1	-0,04	3,97	25	0,105	0,105	0,083	1,21	1,31

Проведенный анализ позволяет найти допустимое время τ_k , отводимое водителю для реакции на возникающее возмущение. Время представляет собой сумму

$$\tau_k = \tau_{\text{в}} + \tau_{\delta}, \quad (15)$$

где τ_{δ} — запаздывание изменения $(\theta + \delta_1)$ относительно изменения θ .

Запаздывание τ_{δ} можно определять по передаточной функции от θ до $(\theta + \delta_1)$. Дополнив уравнения (5)–(7) уравнением равновесия боковых сил на переднюю ось, получим систему, характеристическое уравнение которой не отличается от уравнения (8). Искомая передаточная функция имеет вид

$$W_{\delta} = \frac{(1 - \Delta)p^2 + \left[(1 - a\Delta) \frac{k_2}{m_2 v} + (1 - b\Delta) \frac{k_1}{m_1 v} \right] p + \frac{k_2}{m_2 v} \frac{v}{L} - \frac{k_1}{m_1 v} \frac{v}{L} + \frac{k_2}{m_2 v^2} \frac{k_1}{m_1}}{\frac{k_1}{m_1 v} \left[(1 - b\Delta)p + \frac{k_2}{m_2 v} - \frac{v}{L} \right]}, \quad (16)$$

а фазовый сдвиг между θ и $(\theta + \delta_1)$

$$\operatorname{tg} \varphi_{\delta} = \omega_{\delta} \frac{(1 + \Delta)(1 - b\Delta) \omega_{\delta}^2 - (1 - b\Delta) K_b + (1 - a\Delta)(K_b - 1) K_b}{(1 - b\Delta)[(1 - a\Delta) K_b + (1 - b\Delta) K_a] \omega_{\delta}^2 - (1 - \Delta)(K_b - 1) \omega_{\delta}^2 + (K_b - 1)[(K_b - 1) K_a + K_b]}, \quad (17)$$

где k_1 — коэффициент сопротивления уводу передней оси;
 m_1 — масса, приходящаяся на переднюю ось $\omega_{\delta} = \omega \frac{L}{v}$;

ω — частота поворота рулевого колеса;

$K_a = \frac{k_1}{m_1} \frac{L}{v^2}$ — безразмерный коэффициент сопротивлению увода передней оси.

Время запаздывания изменения $\theta + \delta_1$ относительно θ равно

$$\tau_{\delta 1} = \frac{\arctg \varphi_{\delta}}{\omega_{\delta}} \frac{L}{v^2}.$$

Графики зависимости безразмерного времени запаздывания

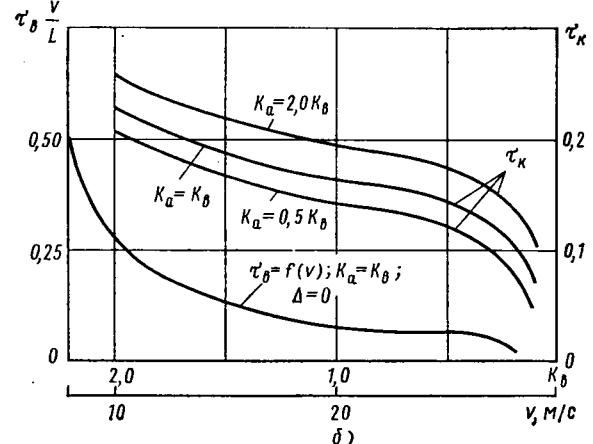
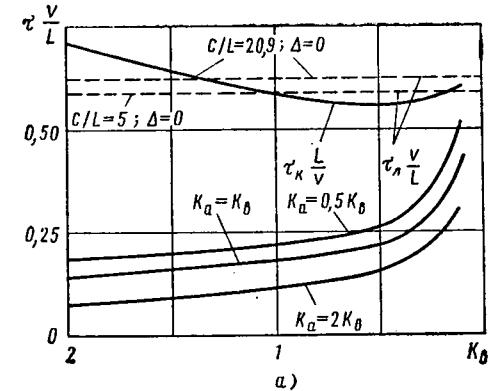


Рис. 4. Зависимость безразмерного времени запаздывания от величины безразмерного коэффициента K_b сопротивления уводу осей и скорости v движения автомобиля

$\tau_{\delta} \frac{v}{L}$ поворота вектора скорости относительно возмущений $Y_{\text{вх}}$ от безразмерных коэффициентов сопротивления уводу приведены на рис. 4, а. Значения $\tau_{\delta} \frac{v}{L}$ определены для режима устойчивых колебаний. Как следует из графиков, уменьшение коэффициента сопротивления уводу задней оси K_b увеличивает запаздывание $\tau_{\delta 1}$, особенно в диапазоне $K_b < 0,2$. Соответственно уменьшается время τ_k , отведенное

водителю. Увеличение безразмерного коэффициента сопротивления уводу передней оси K_a всегда увеличивает время τ_k .

Если $\tau_k - \tau_{\delta} < 0$, то $\tau_k < 0$ и устойчивое движение без колебаний невозможно, так как в этом случае время, остающееся водителю для поворота управляемых колес от момента появления рассогласования $Y_{\text{вх}}$, равно или меньше нуля.

Для реальных значений параметров автомобиля и скорости движения время τ_k , рассчитанное по формулам (14)–(17), колеблется от 0,01 до 0,2 с (рис. 4, б).

Время реакции водителя оценивалось экспериментально по записям изменения курсового угла автомобиля и угла поворота рулевого колеса при прямолинейном движении по дороге с неровностями. В зависимости от взаимного положения графиков этих углов во времени полученные осциллограммы можно разделить на три группы:

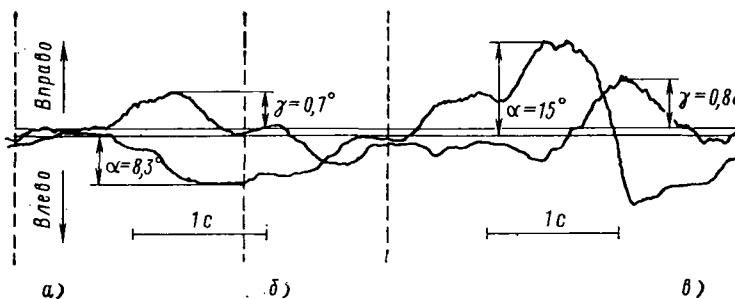


Рис. 5. Ускоренная запись угла α поворота рулевого колеса и отклонений курсового угла γ при прямолинейном движении автомобиля

1) изменение курсового угла γ опережает повороты рулевого колеса — сначала изменяется угол γ (рис. 5, а), а затем (или одновременно) водитель поворачивает рулевое колесо в противоположную сторону;

2) автомобиль возвращается к исходному направлению, следуя за поворотом управляемых колес, причем изменение угла γ отстает от изменения угла α (рис. 5, б);

3) поворот рулевого колеса происходит без предварительного изменения γ (рис. 5, в).

Для оценки времени реакции водителя представляет интерес только первый случай. Время реакции выражается как разница в моментах начала резкого поворота кузова и начала вращения рулевого колеса. Изучение записей углов поворота продольной оси автомобиля и рулевого колеса при прямолинейном движении четырех легковых и пяти грузовых автомобилей показало, что время реакции колеблется от 0,02 до 0,3 с в зависимости от скорости движения, дорожного покрытия и резкости изменения угла γ . Всего было обследовано 120 осциллограмм, полученных при заездах, которые выполняли девять водителей на дорогах с булыжным и асфальтовым покрытием. Длина участка 600—800 м.

На рис. 5, а приведена осциллограмма, на которой время реакции водителя практически равно нулю. Чувствительность гироскопа, использовавшегося в качестве датчика угла поворота продольной оси автомобиля, не позволяет регистрировать время меньше 0,02—0,03 с.

Время реакции оценивалось также при выполнении маневра «переставка». На участке, где записывались осциллограммы угловой скорости автомобиля и рулевого колеса (рис. 6), максимальному углу поворота рулевого колеса соответствует нуль угловой скорости автомобиля и, следовательно, максимальный курсовой угол γ . Разница во времени между этими моментами не превышала 0,05 с.

Таким образом, время запаздывания поворота рулевого колеса относительно изменения курсового угла, когда автомобилем управляет опытный водитель, может лежать в пределах, соответствующих расчетным.

Небольшое время реакции водителя на возмущение по $Y_{\text{вх}}$, очевидно, объясняется тем, что водитель реагирует не только на само отклонение, но и на его производные по времени.

Проведенный анализ позволяет сделать несколько выводов:

1) предлагаемая схема управления направлением движения автомобиля может быть использована при анализе устойчивости управляемого движения автомобиля;

2) устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории (траекторная управляемость) в основном зависит от времени реакции водителя и автомобиля на отклонения вектора скорости от намеченного направления движения. Чем больше это время, тем более вероятно неустойчивое движение. Если оно равно нулю, то неустойчивость возможна только при отрицательных коэффициентах сопротивления уводу задней оси;

3) устойчивость управляемого движения улучшается (допустимое время реакции увеличивается) с увеличением зоны нечувствительности водителя;

4) при уменьшении расстояния до направляющей точки ($C/L < 5$) вероятно возникновение неустойчивости движения;

5) увеличение коэффициентов сопротивления уводу передней и задней осей увеличивает допустимое время реакции водителя;

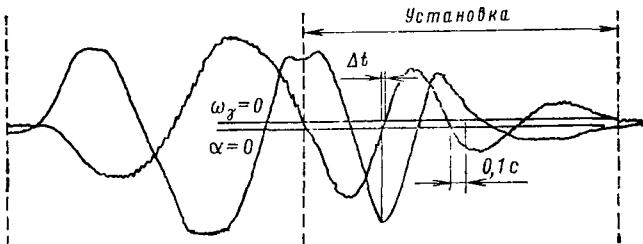


Рис. 6. Запись угла α поворота рулевого колеса и угловой скорости ω_γ при выполнении автомобилем маневра «переставка»

6) при уменьшении безразмерного коэффициента сопротивления уводу задней оси $K_b = \frac{k_3}{m_2} \frac{L}{v^3}$ до 0,2 с соответствующим повышением скорости движения автомобиля допускаемое время реакции водителя резко уменьшается;

7) автомобили (и шины) должны проектироваться так, чтобы безразмерный коэффициент сопротивления уводу задней оси был не менее 0,2—0,1.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Гинцбург Л. Л. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 3.
- Боголюбов Н. И., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в нелинейной механике. М., Гостехиздат, 1955.



УДК 621.9:65.012.12

О математической модели процесса резания металлов

Канд. техн. наук А. М. ДАВИДСОН

Запорожский проектно-конструкторский и технологический институт

В РАБОТЕ [1] Тейлор предложил метод исследования процесса резания металлов с использованием математической модели вида

$$A = Cv^x Svt^z, \quad (1)$$

где A — искомая величина (в зависимости от задачи она может обозначать стойкость инструмента T , силу резания P , температуру в зоне резания θ и т. д.); v, S, t — независимые переменные (факторы), характеризующие режим резания; C, x, y, z — параметры.

При исследовании процесса резания по этому методу с использованием математической модели (1) изменялся только один из независимых переменных v, S, t . Однако, как показывает опыт изучения процессов резания, эта модель не всегда с требуемой точностью описывает изучаемый процесс, так как не учитывает эффект взаимодействия между переменными v, S, t , наблюдающийся в действительности, а также влияние уровней факторов на параметры. В результате, описывая процесс резания с помощью уравнения (1), исследователи вынуждены сужать границы режимов резания либо дробить

значения режимов на мелкие интервалы и представлять изучаемый процесс несколькими одинаковыми по структуре уравнениями (1), но с различными числовыми значениями параметров для каждого интервала режимов резания. Следовательно, указанная математическая модель при исследованиях процесса резания металлов не является оптимальной, так как с ее помощью не представляется возможным адекватно описывать процесс в полном диапазоне практически используемых значений режимов.

В настоящее время в литературе появляются работы, в которых процессы резания изучаются с помощью метода планирования многофакторного эксперимента. Однако при этом используются существующие формы связи, полученные ранее с помощью постановки однофакторного эксперимента. Применение методов планирования с использованием таких форм связи обеспечивает только в определенной мере сокращение количества экспериментов, но не решает главной задачи — не выявляет наиболее полно действительный механизм явления процесса резания.

Рассматривая процесс резания как процесс, проходящий при неполном знании механизма изучаемых явлений, наиболее рационально его можно представлять полиномиальной моделью вида

$$B = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i z_i + \sum_{i < j} a_{ij} z_i z_j + \sum_{i=1}^k a_{ii} z_i^2 + \dots, \quad (2)$$

где B — искомая величина процесса ($P, T, \theta \dots$);

z_1, z_2, z_3 — независимые переменные, факторы (режимы резания, геометрические параметры режущей части инструмента, механические свойства обрабатываемых материалов и др.);

a_0, a_1, a_2, a_3 — коэффициенты уравнения.

Полиномиальная модель очень удобна, так как она позволяет улучшать аппроксимацию, повышая порядок полинома, при этом аппроксимирующая функция остается линейной по параметрам, что облегчает все последующие статистические процедуры, а именно: применение метода наименьших квадратов для оценки параметров, выбор оптимального расположения точек в пространстве независимых переменных и т. д. Численные значения коэффициентов модели находятся с помощью эксперимента. Таким образом, чем больше коэффициентов содержит модель, тем больше опытов окажутся необходимыми. Следовательно, надо иметь такую математическую модель, которая содержит как можно меньше коэффициентов, но при этом удовлетворяет требованиям адекватности.

Стратегия статистического планируемого эксперимента [2] заключается в последовательном анализе вначале линейной модели, затем неполной квадратной модели и т. д., получаемых из исходного полинома (2), и на основании статистического анализа — выборе такой модели, которая при минимальном количестве коэффициентов обеспечит условия адекватности. Для отыскания такого предпочтительного полинома используем имеющиеся априорные сведения в виде уравнения (1), которое после логарифмирования примет вид

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3, \quad (3)$$

где y — логарифмы функции отклика;

b_0, b_1, b_2, b_3 — параметры;

x_1, x_2, x_3 — логарифмы переменных v, S, t .

Сравнение линейной части уравнения (2) с уравнением (3) с целью нахождения зависимости, лучшим образом описывающей изучаемый процесс, показывает, что предпочтение следует отдать уравнению (3). Подтверждением сказанному служат результаты исследований с использованием степенной формы связи [1]. В работе [3] приводятся данные о том, что сравнивая модель, ограниченную даже многочленом второй степени, полученным из уравнения (2), с моделью (3) во время исследований зависимости усилия резания при течении, видим, что предпочтение с математико-статистической точки зрения имеет модель (3). Однако если линейной частью уравнения (2) в подавляющем большинстве случаев вообще не удается выразить форму связи между указанными величинами, то и уравнением (3), тождественным уравнению (1), также не всегда возможно, как об этом уже говорилось, с необходимой точностью описать изучаемый конкретный процесс резания, хотя оно представляет его и лучшим образом по сравнению с уравнением (2).

Таким образом, можно предположить, что уравнение (3) можно рассматривать как линейную часть такого исходного полинома степени k , который обеспечит получение адекватной модели с минимальным числом коэффициентов регрессии. Следовательно, надо ожидать, что получаемая наиболее рациональным и эффективным способом модель из полинома степени k , содержащего логарифмы независимых переменных, будет наилучшим образом описывать процесс резания.

В общем виде такой исходный полином записывается

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \dots, \quad (4)$$

где y — логарифм одной из искомых величин ($P, T, \theta \dots$); x_1, x_2, x_3 — логарифмы независимых переменных, факторов (режимов резания, геометрических параметров режущей части инструментов, механических свойств обрабатываемых материалов и др.); b_0, b_1, b_2 — коэффициенты уравнения.

Оценки параметров, которые определяются на основе логарифмического полинома, будут смещеными. Это обусловлено тем, что здесь минимизируется не сумма квадратов отклонений экспериментальных и расчетных значений натуральных величин функций, а сумма квадратов отклонений логарифмов этих величин. Однако широкое использование логарифмического преобразования переменных при изучении процессов резания свидетельствует об удовлетворительных результатах его практического применения в части точностных характеристик, что подтверждается, в частности, и конкретными примерами, приведенными ниже. При необходимости улучшения оценок параметров может быть применен прием введения «весовых» множителей.

Практическое использование исходного полинома (4) подтвердило его эффективность при решении широкого круга задач резания металлов. Приведем некоторые из них.

Решалась задача по установлению зависимостей силы резания при наружном течении подшипниковой стали ШХ15 в широком диапазоне практически применяемых режимов резания. Скорость резания варьировалась в пределах 42—168 м/мин, подача 0,1—0,5 мм/об, глубина резания 0,5—2,5 мм. Первого постулировалась линейная модель, полученная из исходного полинома (4):

$$y_1 = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3, \quad (5)$$

где y_1 — логарифм силы P ;

b_0, b_1, b_2, b_3 — параметры;

x_1, x_2, x_3 — логарифмы соответственно переменных v, S, t .

С целью сокращения числа опытов и получения при этом всей необходимой информации для статистического анализа использовался метод многофакторного планирования экспериментов. Был реализован полный факторный эксперимент вида 2^3 (для краткости проследим за ходом получения зависимости только для силы P_2).

В результате получено уравнение

$$\hat{y}_1 = 1,813398 - 0,054334x_1 + 0,223242x_2 + 0,379722x_3. \quad (6)$$

Статистический анализ показал незначимость коэффициентов взаимодействия, полученных в результате реализации полного факторного эксперимента.

При постановке полного факторного эксперимента для получения значений всех коэффициентов как при линейных членах, так и при их взаимодействиях проверка адекватности полученного уравнения по F -критерию не имеет смысла, так как имеем дело с так называемым насыщенным планированием, когда остаточная сумма квадратов и число степеней свободы, определяющее ее, равны нулю [2]. Если же был реализован полный факторный эксперимент для получения коэффициентов линейной модели, то проверка по F -критерию обязательна, но недостаточна.

Довольно часто, ограничившись статистическим анализом с помощью F -критерия традиционно применяемых форм связи, исследователь утверждает о пригодности полученного уравнения и допускает при этом грубую ошибку. Дело в том, что F -критерий дает оценку по границам исследуемой области и не раскрывает того, что делается внутри нее.

Иными словами, необходимо оценить квадратичное влияние трех переменных и по этой оценке сделать окончательное заключение о пригодности уравнения (6). Если квадратичные эффекты окажутся значимыми, необходимо будет продолжить эксперимент и перейти к планированию второго порядка. Используя исходный полином (4), получим модель второго порядка в виде

$$y_2 = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \quad (7)$$

где величины x_1^2, x_2^2, x_3^2 учитывают квадратичное влияние трех переменных.

Поставленные опыты при реализации полного факторного эксперимента можно использовать для оценки модифицированного уравнения второго порядка. Так, в рассматриваемом примере получили

$$\hat{y}_2 = 1,813398 - 0,054334x_1 + 0,223242x_2 + 0,379722x_3 + 0,013306x_1 x_2 - 0,002372x_1 x_3 - 0,002113x_2 x_3 + 0,018316x_1 x_2 x_3 + 0,112x^2. \quad (8)$$

Таблица 1

Первая задача								Вторая задача								
v в м/мин	S в мм/об	t в мм	P_z в кг	P_{zI} в кг	Отклонение P_{zI} в %	P_{zII} в кг	Отклонение P_{zII} в %	v в м/мин	S в мм/об	t в мм	град	P_y в кг	P_{yI} в кг	Отклонение P_{yI} в %	P_{y2} в кг	Отклонение P_{y2} в %
84	0,22	1,12	51,5	64,5	25,0	51,1	1	74,2	0,18	0,8	14	30	37,2	24	28,8	4
168	0,22	1,12	45,0	56,9	26,5	44,7	1	52,5	0,10	1,2	8	24	31,4	30	22,9	4,6
84	0,22	2,5	130	154,5	18,5	133	2,3	74,2	0,16	1,4	6	32	40,1	25	29,6	7,5
120	0,35	1,67	102	125,7	23	105	3,0	74,2	0,12	1,8	3	34,5	41,7	20,5	32,6	5,5
120	0,15	1,67	58	73,1	26	60,5	4,0	74,2	0,14	1,0	4	22,9	31,6	38,0	22,4	2,2
120	0,15	0,75	25	30,6	22	25,7	2,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	0,15	1,67	66	82,8	25	69,2	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

В этом уравнении величина x^2 учитывает квадратичные эффекты трех переменных. Величина коэффициента при квадратичных эффектах вычислена с помощью информации, полученной в центре эксперимента. Опыты в центре эксперимента дали результат среднего значения логарифма силы $y_0 = -1,701815$. Элементы столбца x_0 в матрице планирования не отличны от элементов столбца x_i^2 (в обоих случаях они равны 1). Поэтому разность $(b_0 - y_0)$ может служить мерой кривизны поверхности [2]. В данном случае $b_0 - y_0 = -1,813398 - (-1,701815) = 0,111583$, что больше ошибки опыта ($S_{\{y\}} = 0,021$). Проведенный анализ кривизны поверхности в центре плана показал статистически значимое влияние квадратичных эффектов, что дает основание сделать вывод о непригодности линейной модели в исследуемом интервале режимов резания. Поэтому на основе исходного полинома (4) постулировалась модель второго порядка с переходом к плану B_3 , в котором проведенный полный факторный эксперимент используется в качестве ядра эксперимента. В результате получено уравнение

$$\hat{y}_3 = 1,711735 - 0,058080x_1 + 0,222964x_2 + 0,373675x_3 + 0,056702x_2^2 + 0,042601x_3^2. \quad (9)$$

Существенные преимущества имеют планы B при изучении процессов резания по сравнению с ротатабельными центральными композиционными планами. Планы типа B_i строятся на кубах i -й размерности с равным числом наблюдений в вершинах гиперкуба и центрах $(i-1)$ -мерных граней [5]. Эти планы близки к D -оптимальным, которые минимизируют объем эллипсоида рассеяния оценок параметров и совпадают с планами, минимизирующими максимальную дисперсию предсказания (G -оптимальные планы). Кроме того, планы B экономичны по числу опытов. Например, для построения полиномиальной модели второго порядка с $k=3$ у ортогонального плана $N=15$, у ротатабельного $N=20$, а у плана $B_3 N=14$; при $k=4$ число опытов N для этих планов соответственно равно 25, 31 и 24. С увеличением k разница в количестве опытов еще более ощутима. Главное преимущество планов B в том, что у них «звездные» плечи равны $\pm 1,0$, что очень важно при осуществлении опытов, связанных с резанием, так как обычно всегда возникают затруднения для обеспечения режимов, соответствующих «звездным» плечам ортогональных и ротатабельных планов. Так, при выполнении ротатабельного центрального композиционного плана для трех факторов необходимо обеспечить величину «звездных» плеч, равных $\pm 1,68$, что приводит к непрacticalным значениям режимов резания. При реализации плана B_3 величина «звездных» плеч принимается равной $\pm 1,0$ и не требуется дополнительных значений режимов резания.

После перехода к общепринятой степенной форме уравнения (6) и (9) соответственно записутся так:

$$P_{zI} = 334v^{-0,18} S^{0,64} t^{1,09}, \quad (10)$$

$$P_{zIII} = 440v^{-0,19} S^{0,464} \lg S + 1,242 t^{0,349} \lg t + 1,035 \quad (11)$$

В табл. 1 приведены сравнительные данные вычисленных значений P_{zI} и P_{zIII} по уравнениям (10) и (11) и отклонения их от измеренных P_{zI} изм., выраженные в %. Цифры таблицы подтверждают непригодность для практического использования уравнения (10) и свидетельствуют о вполне удовлетворительных результатах расчетов по уравнению (11).

Если разделить диапазон изучаемых режимов на несколько интервалов, то можно выбрать интервалы таким образом, что для каждого из них получим пригодные для практики линейные уравнения в логарифмических координатах, но с различными числовыми значениями параметров. Так было осу-

ществлено деление исследуемого диапазона режимов на такие три интервала (табл. 2).

Таблица 2

Интервалы	Режимы резания		
	Скорость v в м/мин	Подача S в мм/об	Глубина t в мм
1	84–168	0,22–0,50	1,12–2,5
2	60–120	0,15–0,35	0,75–1,67
3	42–84	0,10–0,22	0,5–1,12

В каждом интервале был поставлен полный факторный эксперимент и получены следующие адекватные линейные в логарифмических координатах зависимости соответственно для интервалов 1, 2, 3:

$$P_{zII} = 368,5v^{-0,20} S^{0,82} t^{1,20},$$

$$P_{zII} = 280v^{-0,19} S^{0,61} t^{1,05}; \quad (12)$$

$$P_{zII} = 116,4S^{0,54} t^{0,95}.$$

На рис. 1 и 2 представлены зависимости $P_z = f(t)$ и $P_z = f(S)$ в логарифмических шкалах, рассчитанные при фиксированных значениях остальных переменных, равных их средним для соответствующих интервалов. Точка O соответствует измеренным значениям усилий резания в середине каждого интервала. Графики наглядно подтверждают вывод о криволинейном характере силовых зависимостей в широком диапазоне режимов резания с увеличением кривизны к центру P_z , кгс.

Аналогично приведенным по структуре уравнениям для силы P_z были получены зависимости для P_y и P_x .

При решении второй задачи исследовалась динамика внутреннего фасонного течения стали ШХ15 [4]. Течение проводилось специальным проходным резцом, движущимся по заданной сложной траектории. Изучалось влияние режимов и переднего угла резца на силы

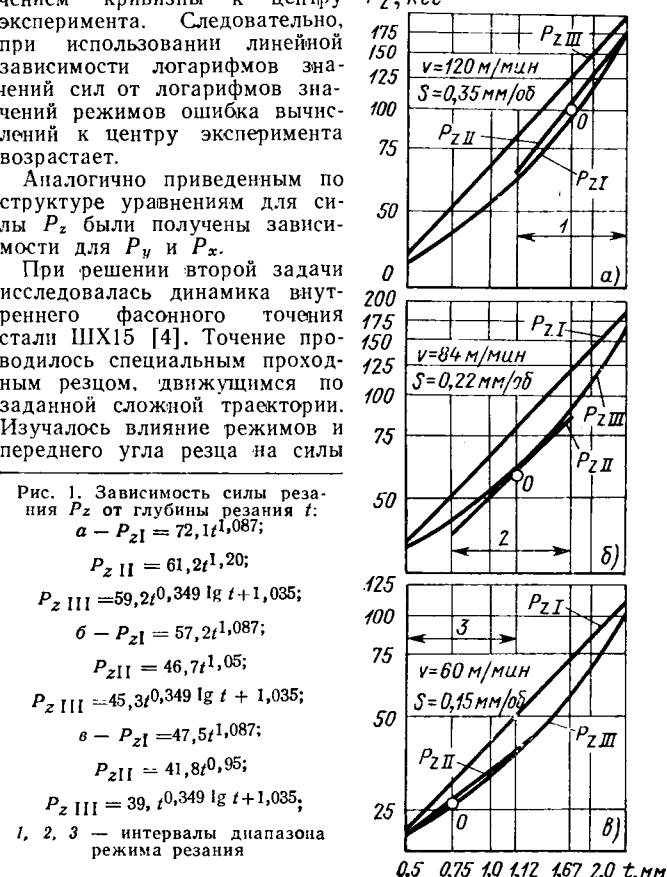


Рис. 1. Зависимость силы резания P_z от глубины резания t :
 $a - P_{zI} = 72,1t^{1,087}$;
 $P_{zII} = 61,2t^{1,20}$;
 $P_{zIII} = 59,2t^{0,349} \lg t + 1,035$;
 $b - P_{zI} = 57,2t^{1,087}$;
 $P_{zII} = 46,7t^{1,05}$;
 $P_{zIII} = 45,3t^{0,349} \lg t + 1,035$;
 $c - P_{zI} = 47,5t^{1,087}$;
 $P_{zII} = 41,8t^{0,95}$;
 $P_{zIII} = 39,1t^{0,349} \lg t + 1,035$;

1, 2, 3 — интервалы диапазона режима резания

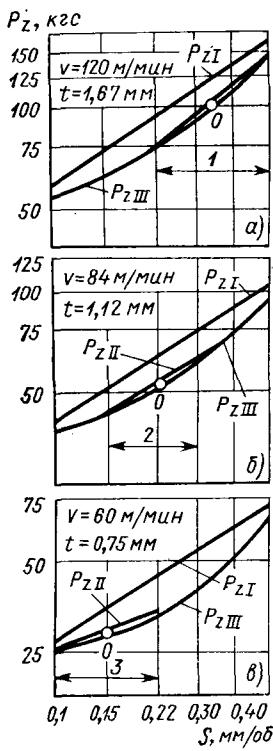


Рис. 2. Зависимость силы резания P_z от величины подачи S :
 $a - P_{zI} = 246,2S^{0,639}$,
 $P_{zII} = 261,7S^{0,82}$;
 $P_{zIII} = 309S^{0,464} \lg S + 1,242$;
 $b - P_{zI} = 170S^{0,639}$;
 $P_{zII} = 133S^{0,61}$;
 $P_{zIII} = 210,4S^{0,464} \lg S + 1,242$;
 $c - P_{zI} = 117S^{0,639}$;
 $P_{zII} = 88,5S^{0,54}$;
 $P_{zIII} = 150S^{0,464} \lg S + 1,242$

резания. Был поставлен полный факторный эксперимент вида 2^4 и в результате получены искомые зависимости. Для краткости приведем уравнение только лишь для одной силы P_y :

$$P_{y1} = \frac{293,4S^{0,633} t^{0,597}}{v^{0,197} \gamma^{0,104}}. \quad (13)$$

Как и при решении первой задачи, кривизна в центре пластина по уравнению (13) значительно превышала ошибку эксперимента. Поэтому был осуществлен переход к планированию второго порядка

реализацией плана B_4 , при котором сохранился проведенный полный факторный эксперимент в качестве «ядра». В результате были получены уточненные формулы сил резания. Для силы P_y уточненная формула получила вид

$$P_{y2} = \frac{101,71 \cdot 105S^{2,767} + 1,243 \lg S t^{0,604} + 0,537 \lg t}{v^{4,193} - 1,066 \lg v^{0,198} - 0,075 \lg \gamma}. \quad (14)$$

В табл. 1 приведены сравнительные данные вычисленных значений P_{y1} и P_{y2} по уравнениям (13) и (14) и отклонения их от измеренных P_y , выраженные в %. Как и в первой за-

даче, цифры таблицы подтверждают преимущества уравнения (14).

Полином (4) был использован также для получения математических моделей: стойкостной зависимости при обработке желоба наружных колец подшипников; отклонения настроенных размеров при копирном точении; установления мощности при сверлении и др. Во всех этих случаях использование исходного полинома (4) позволяло эффективно решать поставленные задачи. Получаемые в результате формулы имеют различную структуру в зависимости от значимости коэффициентов при факторах первого и второго порядка либо при их взаимодействиях. Так при установлении зависимости отклонения настроенного размера желобов подшипников Δd от режимов резания при копирном точении стали ШХ15 значимым оказалось взаимодействие между глубиной и скоростью резания [5].

В результате была получена следующая формула:

$$\Delta d = 30742v^{1,076} S^{0,482} t^{1,819} \lg v - 4,184. \quad (15)$$

Иногда получаемые формы связи в виде полиномиальных зависимостей настолько сложны, что становится затруднительным приводить их к традиционным степенным уравнениям. Видимо, в дальнейшем при более широком использовании при планировании исследований в области резания полученного исходного полинома (4) придется отказаться от традиционных степенных форм связи и пользоваться полиномиальными уравнениями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Taylor F. W. — „Trans ASME”, 1907, № 28.
2. Налимов В. В., Чернова Н. А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М., «Наука», 1965.
3. Акулов В. Д., Федоров В. В. — В сб.: Самолетостроение и техника воздушного флота, 1970, № 22.
4. Айвазян С. А. Статистические исследования зависимостей. М., «Металлургия», 1968.
5. Андрюкович П. Ф., Голикова Т. И. и др. Планы второго порядка на гиперкубе, близкие по свойствам к D -оптимальным. Новые идеи в планировании эксперимента. М., «Наука», 1969.

УДК 629.113:621.983

Раздача сварных цилиндров с торцевым подпором

Канд. техн. наук Г. В. ПРОСКУРЯКОВ, В. С. ФОМИН, Е. В. ЯКУНИЧЕВ

Тольяттинский политехнический институт

ОБОДЬЯ колес автомобиля «Жигули» изготавливают из ходнокатаной полосовой малоуглеродистой стали на полуавтоматической линии фирмы Кизерлинг (ФРГ). Рулоны ленты разматываются и рихтуются, после чего лента режется на полосы, которые гнутся в цилиндрические кольца и свариваются на стыковой сварочной машине. Грат удаляется строганием.

Сварной цилиндр поступает на горизонтальный пресс, где осуществляется раздача торцевых участков. Окончательный профиль колеса формообразуется на трех последовательно установленных профилировочных машинах и калибруется на горизонтальном прессе¹.

Характеристика металла образца	Значения показателей для образца	
	цельного	сварного
Относительное удлинение δ в %	21,8	18,3
Предел прочности σ_b в кгс/мм ²	34,5	31,1
Условный предел текучести $\sigma_{0,2}$ в кгс/мм ²	25,9	22,9

¹ Проскуряков Г. В., Фомин В. С. Изготовление ободьев колес легковых автомобилей «Жигули». — В сб.: Некоторые вопросы совершенствования технологических процессов, № 7, М., НИИ Навтопром, 1973.

При раздаче торцевых частей наблюдаются значительные деформации растяжения (утонение торца составляет 8—9%), которые могут привести к образованию трещин в зоне сварного шва.

Основной причиной разрушения заготовок в зоне сварного шва являются более низкие пластические и прочностные его характеристики по сравнению с основным металлом. Это подтверждается анализом результатов испытаний основного металла и металла сварного шва, свидетельствующим о снижении у сварного образца относительного удлинения δ на 12%, предела прочности σ_b на 10% и условного предела текучести $\sigma_{0,2}$ на 14% (см. таблицу).

Для ликвидации брака и с целью изучения возможностей процесса раздачи

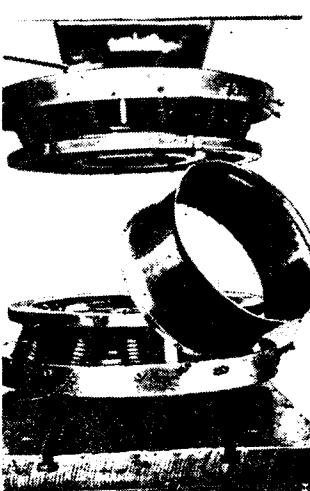


Рис. 1

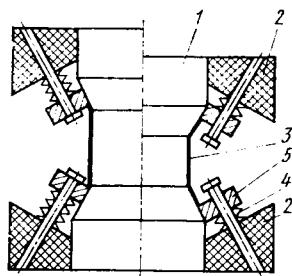


Рис. 2

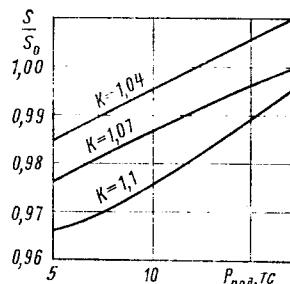


Рис. 3

с торцовыми подпорами были проведены экспериментальные исследования на сварных цилиндрах диаметром 316 и длиной 2,5 мм из стали 08kp. Образцами являлись заготовки ободьев колес, снятые с линии фирмы Кизерлинг. Все образцы были изготовлены из металла одной партии.

Раздача производилась в специальном приспособлении (рис. 1) на гидравлическом прессе усилием 160 тс, снабженном силоизмерительным устройством. Величина хода определялась по линейке пресса.

Пуансон 1 (рис. 2), запрессованный в базовое кольцо 2, осуществлял раздачу цилиндра 3. Усилие торцевого подпора обеспечивалось сменными пакетами тарельчатых пружин 4, которые после раздачи возвращали сектора 5 в первоначальное положение. Для увеличения диапазона величины подпора были использованы три типа пакетов тарельчатых пружин. Тарировка проводилась на машине УИМ-50. При сравнении данных по каждому типу пакетов оказалось, что разница в жесткости составляет не более 5%. Поэтому пакеты устанавливали в произвольном порядке.

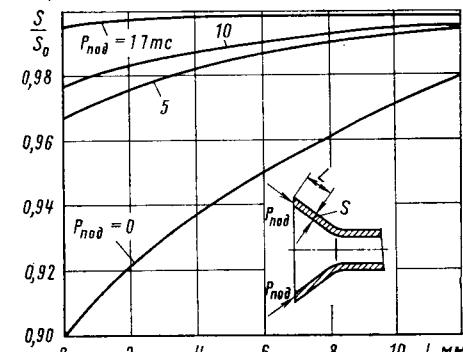


Рис. 4

Результаты исследований позволили определить зависимость между утонением торца S/S_0 (S , S_0 — начальная и конечная толщина стенки) и усилием подпора $P_{\text{под}}$ для различных коэффициентов раздачи K (рис. 3). Из графика видно, что с увеличением усилия подпора толщина материала в торцовой части заготовки увеличивается.

Чтобы определить распределение толщин вдоль направляющей, образцы измеряли при помощи устройства с индикатором часового типа. Распределение толщин по сечению (при $K=1.1$) показано на рис. 4.

Таким образом, использование данной схемы процесса обеспечивает получение оболочек с более жестким сечением за счет утолщения металла. Применение торцевого подпора позволяет блокировать опасную зону и увеличить коэффициент раздачи. При пластическом деформировании оболочек в зависимости от усилия подпора можно получать заданную толщину металла на торце.

УДК 621.923.52

Выбор схемы и оснастки при хонинговании автомобильных деталей

Кандидаты техн. наук В. А. РОМАНЧУК, С. И. КУЛИКОВ

Уфимский авиационный институт

В ПРОИЗВОДСТВЕ широко применяются две основные схемы хонингования, которые определяются следующим сочетанием инструмента и способа закрепления обрабатываемой детали: «плавающая» (шарнирная) хонинговальная головка — жестко закрепленная деталь и «плавающая» деталь — жестко закрепленная в шпинделе станка хонинговальная головка.

Первую схему используют при обработке отверстий средней длины ($l_0/d_0 > 1,5$) и деталей значительной длины ($l_0/d_0 > 5$), к которым относятся гильзы цилиндров, гидроцилиндры сцепления, главные тормозные цилиндры, блочные шестерни. Вторую схему применяют при обработке коротких отверстий ($l_0/d_0 \leq 1$) в деталях типа шестерен, колец, втулок, шатунов.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований схем хонингования [1—5] разработаны рекомендации по проектированию оснастки, обеспечивающей получение высокой точности геометрической формы обрабатываемых отверстий (в пределах 0,003—0,005 мм).

При использовании первой схемы хонингования в конструкциях хонинговальных головок рекомендуется применять универсальные шарниры (шарнир Гука), которые позволяют уменьшить трение по сравнению с шаровым шарниром и обеспечивают легкость «плавания» (поворота) корпуса головки. Если конструктивная встройка возможна, то шипы крестовины целесообразно устанавливать на игольчатых опорах (рис. 1).

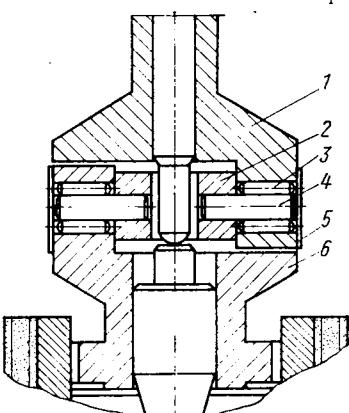


Рис. 1. Шарнир хонинговальной головки с опорами качения:
1 — стержень хонинговальной головки; 2 — крестовина; 3 — игольчатый подшипник; 4 — шип; 5 — защитный кожух; 6 — хонинговальная головка

В схемах второго типа необходимо стремиться к снижению веса подвижных частей «плавающего» приспособления, а его подвижные плиты монтировать на опорах качения. На рис. 2 и 3 представлены конструкции «плавающих» приспособлений,

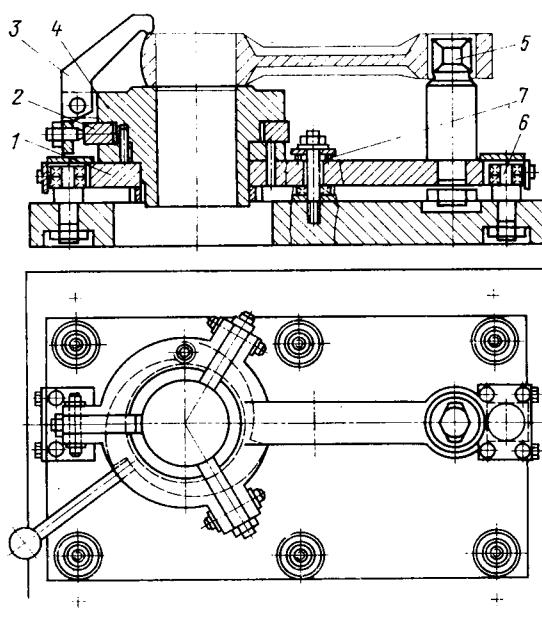


Рис. 2. Приспособление для хонингования отверстий в большой головке шатунов:

1 — подвижная плита; 2 — плоский кулачок; 3 — прихват; 4 — базирующий фланец; 5 — фиксатор; 6 — опора качения, удерживающая подвижную плиту от проворачивания при хонинговании; 7 — опора качения, удерживающая подвижную плиту от осевого перемещения

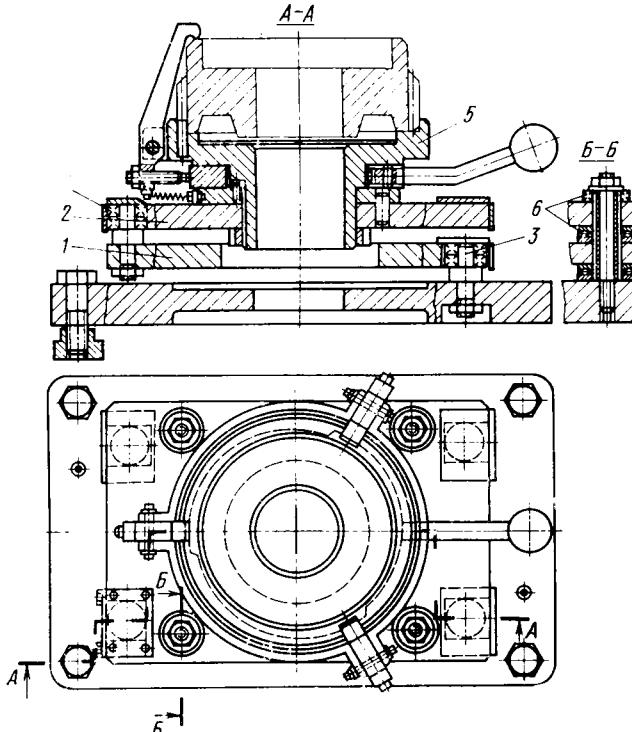


Рис. 3. Приспособление для хонингования отверстий в шестернях: 1, 2 — нижняя и верхняя подвижные плиты; 3, 4 — опоры качения, удерживающие нижнюю и верхнюю подвижные плиты от проворачивания при хонинговании; 5 — базирующий фланец; 6 — опора качения, удерживающая обе плиты от осевого перемещения

имеющих опоры качения с одной и двумя подвижными плитами.

Приспособления с одной плитой более просты по конструкции и обладают высокой надежностью в работе. Их применение оправдано в тех случаях, когда при хонинговании допускается некоторое смещение оси обрабатываемого отверстия. При высоких требованиях к положению оси, например в случае обработки точных отверстий в деталях типа шестерен и обеспечения их соосности с начальной окружностью зубчатого венца, лучшие результаты дают «плавающие» приспособления с двумя подвижными плитами (рис. 3), работающими по принципу крестовой муфты. Можно применять также и приспособления с одной плитой, но при условии периодического реверсирования вращения хонинговальной головки, например, через каждые 10 двойных ходов шпинделя.

При высоких требованиях к точности формы, размеров и взаимного расположения осей двух отверстий (отсутствие перекоса и скручивания), например при обработке отверстий в большой и малой головках шатуна, хорошие результаты дает схема хонингования, показанная на рис. 4. В этом случае деталь жестко закрепляется в приспособлении. Оба отверстия обрабатываются одновременно двумя шарнирными головками на двухшпиндельном хонинговальном станке. Хонинговальные головки, самоустанавливающиеся по отверстиям головок шатуна, могут перемещаться только в радиальном направлении, сохраняя параллельность между осями с помощью установленных на опорах качения направляющих втулок.

По этой схеме был спроектирован и изготовлен ряд наладок к специальным двухшпиндельным хонинговальным станкам, в том числе к станкам моделей СС259, СС261, СС262 для обработки ступенчатых отверстий. Эти станки, оснащенные устройствами активного контроля типа «падающей» пробки-калибра, обеспечивают в эксплуатации требуемую размерную и геометрическую точность обрабатываемых отверстий шатунов, а также точность взаимного расположения их осей. Например, при одновременной обработке отверстий диаметрами $90^{+0.021}_{-0.027}$ мм в головках шатуна на хонинговальном станке СС259 обеспечивается заданная размерная точность, точность формы отверстий в пределах 0,01—0,015 мм и точность взаимного положения осей отверстий (перекос, скручивание) в пределах 0,03—0,04 мм на длине 200 мм.

Особого внимания при разработке схем хонингования требуют детали с несколькими короткими соосными отверстиями, расположеннымными по ярусам. Такое расположение имеют отверстия в блоках цилиндров под коренные подшипники коленчатого вала, отверстия в проушинах вилок карданных шарниров, отверстия в поршнях под поршневые пальцы и др.

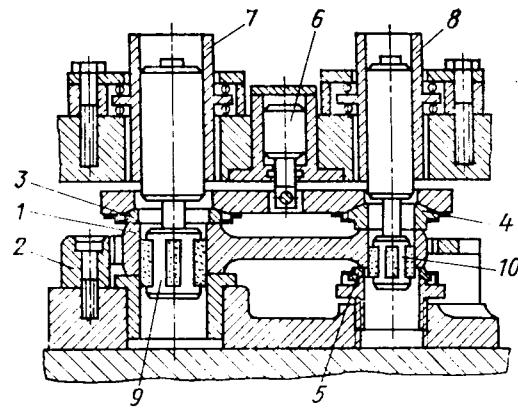


Рис. 4. Приспособление для одновременного хонингования отверстий в обеих головках шатуна:
1 — шатун; 2 — установочная призма; 3, 4 — сферические верхние призмы; 5 — нижняя самоустанавливающаяся опора; 6 — гидроцилиндр зажима шатуна; 7, 8 — направляющие втулки, установленные на опорах качения, обеспечивающие получение требуемой соосности в отверстиях головок шатуна; 9, 10 — хонинговальные головки

Проведенные исследования и анализ оснастки, применяемой при хонинговании подобных деталей на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева и Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, а также производственное опробование оснастки при доводке ряда специальных хонинговальных стакнов, изготовленных Стерлитамакским станкостроительным заводом им. В. И. Ленина для обработки отверстий под коренные подшипники коленчатого вала в блоке автомобиля «Жигули», отверстий в вилках карданных шарниров грузовых автомобилей и других деталей, позволили разработать следующие рекомендации.

При обработке двухъярусных отверстий в деталях типа вилок карданных шарниров и поршней следует применять вторую схему хонингования с установкой в хонинговальной головке длинных брусков. В соответствии с рис. 5 длина брусков определяется по формуле

$$l_{bp} = 2[l_o - 2(l_a - l_k)], \quad (1)$$

где l_o — общая расчетная длина хонингуемого отверстия;
 l_a — длина одного яруса отверстия;
 l_k — длина части бруска, находящейся в контакте со вторым ярусом отверстия. В зависимости от размеров отверстия величина l_k принимается равной не менее 6 мм и не более 0,5 l_a .

При этом величина перебега брусков

$$l_{per} = 0,5l_{bp} - (l_a - l_k). \quad (2)$$

При хонинговании многоярусных отверстий в деталях типа блоков цилиндров или корпусов золотников более целесообраз-

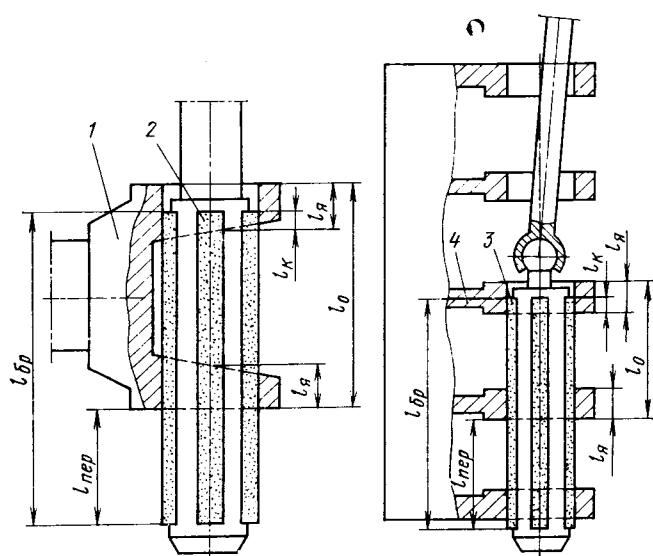


Рис. 5. Установочная схема хонингования многоярусных отверстий в деталях типа вилок карданных шарниров и блоков цилиндров:
1 — вилка карданного шарнира; 2, 3 — хонинговальные головки;
4 — блок цилиндров

на первая схема хонингования. Длину брусков и величину их перебега находят по формулам (1) и (2), но в качестве расчетной длины отверстия следует принимать сумму длин двух соседних ярусов и расстояния между ними. Величину l_k в этом случае нужно брать равной не менее 0,5 l_1 .

В тех случаях, когда к соосности многоярусных отверстий предъявляются особо высокие требования, длину брусков выбирают из условия их одновременного контактирования в процессе возвратно-поступательного движения хонинговальной головки с тремя ярусами отверстий.

Рекомендации по разработке схем хонингования были приведены при производственных испытаниях ряда специальных хонинговальных станков. Так, при хонинговании длинными алмазными брусками многоярусного отверстия диаметром 54,5 мм в чугунном блоке цилиндров автомобиля «Жигули» на вертикально-хонинговальном автомате СС309 Стерлитамакского станкостроительного завода им. В. И. Ленина съем припуска величиной 0,12 мм осуществлялся за 30 с, и при использовании устройства активного контроля типа «падающей» пробки-калибра овальность и конусность обработанных отверстий не превышала 0,006 мм, а несоосность отверстий находилась в пределах 0,015 мм на всей длине блока.

При хонинговании двухъярусных отверстий диаметрами 394

и 504 в стальных вилках карданных валов грузовых автомобилей на вертикально-хонинговальных станках ЗМ82 этого же завода в результате использования брусков и установки их перебега в соответствии с зависимостями (1) и (2) съем припуска до 0,1 мм осуществлялся примерно за 40 с, и при использовании такого же, как и в первом случае, устройства активного контроля овальность и конусность обработанных отверстий не превышала 0,006 мм, а несоосность находилась в пределах 0,01 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бродский Ц. З. Рекомендации по технологии хонингования чугунных и стальных деталей алмазным инструментом. М., НИИТавтпром, 1967.
- Куликов С. И., Романчук В. А. и др. Хонингование. М., «Машиностроение», 1973.
- Левин Б. Г., Пятов Я. Л. Алмазное хонингование отверстий. Л., «Машиностроение», 1969.
- Наерман М. С., Попов С. А. Прецизионная обработка деталей алмазными и абразивными брусками. М., «Машиностроение», 1971.
- Фрагин И. Е. и др. Алмазная обработка деталей машин. М., НИИтракторосельхозмаш, 1965.

УДК 621.923

Шлифование ступенчатых валиков

Канд. техн. наук В. В. МАЗУРКЕВИЧ, И. М. ДОБРЫНИН

Московский автомеханический институт

УВЕЛИЧЕНИЕ выпуска грузовых и легковых автомобилей, намеченное на ближайшие годы, подразумевает пропорциональный рост производства автотракторного электрооборудования, в частности стартеров и генераторов автомобилей.

Валики стартеров и генераторов, выпускаемых Московским заводом автотракторного электрооборудования (АТЭ-1), представляют собой нежесткие многоступенчатые детали с отношением длины валика к наибольшему диаметру шейки в пределах от 10 до 17, причем диаметр заготовки не превышает 20 мм.

Валик стартера СТ-117 (рис. 1) имеет шесть ступеней разной длины и диаметров: I ступень — шейка под подшипник со стороны коллектора диаметром $12,5_{-0,055}^{+0,030}$ мм ($R_a=1,25$ мкм), II ступень — шейка под коллектор диаметром $15,5_{-0,040}^{+0,075}$ мм ($R_a=2,5$ мкм) с косой сетчатой накаткой, III ступень — шейка под якорное железо диаметром $19,12_{-0,23}^{+0,20}$ мм ($R_a=2,5$ мкм) с продольной накаткой, IV ступень — шейка под прямоугольную четырехзаходную резьбу привода стартера диаметром $19,0_{-0,28}^{+0,20}$ мм ($R_a=1,25$ мкм), V ступень — шейка под привод стартера диаметром $14,0_{-0,065}^{+0,030}$ мм ($R_a=0,32$ мкм), VI ступень — шейка под подшипник со стороны привода стартера диаметром $12,5_{-0,055}^{+0,030}$ мм ($R_a=1,25$ мкм). Общая длина валика 298 мм.

По техническим условиям все ступени валиков стартеров и генераторов должны быть соосны, кроме того, шейки под подшипники не должны иметь отклонений от цилиндричности, превышающих половину поля допуска на диаметр.

Окончательная обработка таких валиков производится обычно как на центровых, так и на бесцентровых станках шлифовальной группы. На центровых станках осуществляется последовательная обработка ступеней. Так обрабатывают валики, если требования по соосности высокие. При жестких требованиях к соосности шеек валика (в пределах 20 мкм) применение бесцентрово-шлифовальных станков с поочередной обработкой ступеней сначала с одной, а затем с другой стороны не обеспечивает требуемой соосности и некруглости из-за копирования исходных погрешностей предшествующей обработки. В таких случаях целесообразно проводить одновременное шлифование всех ступеней валика на бесцентрово-шлифовальных станках методом врезания. Этот метод позво-

ляет получить значения соосности и некруглости обрабатываемых поверхностей, близкие аналогичным результатам при центровом шлифовании.

Для работы методом врезания бесцентровый станок оснащается копирными линейками, по которым ведется правка режущего и ведущего кругов с помощью алмаза в оправе. Круги ступенчатого профиля можно также править алмазными роликами, имеющими соответствующие перепады, без копирных линеек. Применение алмазных роликов для правки режущего круга методом врезания обеспечивает шероховатость обработанной поверхности детали в пределах $R_a=2,5 \div 1,25$ мкм, что соответствует 6—7 классам.

Опорный нож должен быть спрофилирован таким образом, чтобы перепады опорных площадок строго соответствовали перепадам диаметров детали, обработанной на данной операции, причем перепады базирующих поверхностей опорного ножа в нормальном сечении должны быть идентичны перепадам копирных линеек режущего и ведущего кругов.

На заводе АТЭ-1 проведены исследования точностных параметров действующих технологических процессов обработки валиков стартера СТ-117 и валиков генератора Г-250, осуществляемых как на центровых круглошлифовальных станках модели ЗА151, так и на бесцентровых станках фирмы Цинциннати модели 3-300.

Исследования показали, что оба технологических процесса по точности диаметральных размеров близки между собой. Среднеквадратичные отклонения диаметров шеек под подшипник валика СТ-117 при центровом шлифовании на 1,7 мкм меньше, чем при бесцентровом. При обработке шейки под шкив валика генератора Г-250 на бесцентровом стапле среднеквадратичное отклонение ее диаметра всего на 0,3 мкм выше, чем на центровом.

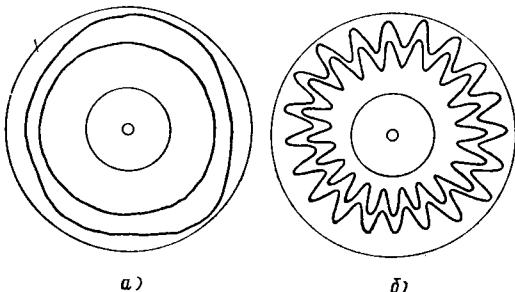
Сопоставление исследуемых процессов по соосности ступеней свидетельствует о преимуществе центрового шлифования. Если среднее биение шейки под коллектор валика СТ-117 равно 18,7 мкм при обработке в центрах, то при бесцентровой обработке оно составляет 23,5 мкм. Среднее биение шейки под привод равно 17,8 мкм при центровой обработке и 32,3 мкм при бесцентровой, т. е. почти в 2 раза больше. Биение шейки под шкив валика генератора Г-250, обработанной в центрах, составляет 14,8 мкм, а при бесцентровой обработке 19,4 мкм.

Погрешность формы в поперечном сечении при бесцентровом шлифовании зависит в основном от геометрических параметров наладки: угла скоса опорного ножа, высоты превышения оси изделия относительно линии центров режущего и ведущего кругов, что при заданных диаметрах взаимодействующих тел определяет углы контакта между ними, а также от режимов обработки и других параметров.

Средняя величина некруглости шеек под подшипник валика стартера СТ-117 при обработке в центрах составила 2,68 мкм,



Рис. 1. Валик стартера СТ-117



а)

б)

Рис. 2. Круглограммы шеек под резьбу и под шкив детали № 20:
а — перед шлифованием (увеличение 800), фильтр № 2; б — после шлифования (увеличение 2000), фильтр № 3

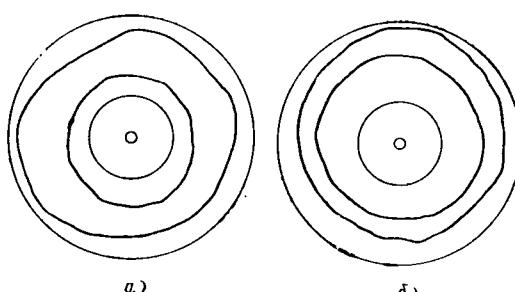
а при бесцентровой обработке — 3,58 мкм, т. е. в последнем случае погрешность формы в поперечном сечении приближительно на 1 мкм больше, чем при центровой обработке.

Некруглость шейки под шкив валиков генератора Г-250, обработанных на центровых станках, равнялась 2,89 мкм, а на бесцентровых — 2,95 мкм, т. е. разница в погрешностях формы в поперечном сечении составляет доли микрометра.

По сравнению с другими методами обработки ступенчатых валиков при одновременном шлифовании всех ступеней повышается производительность, сокращается вспомогательное время и обработка производится в условиях большей жесткости технологической системы, а деформирование детали в осевом и радиальном направлениях практически исключается. Поэтому появляется возможность использования более интенсивных радиальных подач по сравнению с центровым шлифованием.

При обработке валиков стартера СТ-117 на центровых станках сумма машинного времени по всем операциям шлифования составила 0,56 мин, а время цикла обработки на бесцентровых станках фирмы Цинциннати — 0,185 мин. Для валика генератора Г-250 время обработки было соответственно равно 0,5 и 0,155 мин. Таким образом, производительность одновременного бесцентрового шлифования всех шеек валиков по сравнению с последовательной центровой обработкой повышается более чем в 3 раза.

Одновременно с исследованием точностных параметров, режимных факторов и времени обработки технологических процессов на заводе АТЭ-1 в лаборатории Московского автомобилестроительного института проведено исследование влияния режимов шлифования на некруглость валиков генератора Г-250 при обработке методом врезания. Эксперименты проводили на бесцентрово-шлифовальном станке модели ВВ-6 (ЧССР). Программа эксперимента была составлена с использованием методов математической теории планирования экстремального эксперимента.



а)

б)

Рис. 3. Круглограммы шеек под резьбу и под шкив детали № 23:
а — перед шлифованием (увеличение 800), фильтр № 2; б — после шлифования (увеличение 2000), фильтр № 3

Заготовки валиков генератора Г-250 измеряли и маркировали, после чего производили запись круглограмм шеек под резьбу и под шкив перед шлифованием. Внутренние контуры круглограмм относятся к шейке под резьбу (некруглость Δ_p), а наружные — к шейке под шкив (некруглость $\Delta_{ш}$). Затем осуществлялось шлифование по программе полного трехфакторного эксперимента с измерением размеров и записью некруглости обработанных шеек.

На рис. 2, а приведены круглограммы шеек детали № 20 перед шлифованием (увеличение 800), где $\Delta_p=2,5$ мкм, $\Delta_{ш}=12,5$ мкм, а на рис. 2, б — круглограммы этих же шеек после обработки (увеличение 2000) на следующих режимах: частота вращения ведущего круга $n_1=20$ об/мин, подача $s=2$ мм/мин, величина съема припуска $t=0,6$ мм. Круглограммы представляют собой концентрические фигуры с 20 вершинами, где $\Delta_p=10,3$ мкм, а $\Delta_{ш}=9,5$ мкм, т. е. исходный профиль в поперечном сечении ухудшился.

Круглограммы шеек детали № 23 перед шлифованием (увеличение 800), где $\Delta_p=5$ мкм, $\Delta_{ш}=8,75$ мкм, показаны на рис. 3, а, а круглограммы этих же шеек после обработки (увеличение 2000) на следующих режимах: частота вращения ведущего круга $n_2=40$ об/мин, подача $s=2$ мм/мин, величина съема припуска $t=0,6$ мм — на рис. 3, б. В данном случае наблюдается исправление исходной погрешности формы почти в 4 раза: $\Delta_p=1,5$ мкм, $\Delta_{ш}=2,2$ мкм.

Сопоставление круглограмм (рис. 2, б и 3, б) свидетельствует о влиянии скорости вращения детали на погрешность формы в поперечном сечении: с увеличением скорости в 2 раза погрешность формы снижается более чем в 4 раза.

Уравнение регрессии, полученное при реализации эксперимента, позволяет целенаправленно выбирать режимы обработки для заданных значений величин погрешности формы.

Штампуемость горячекатаной лонжеронной полосы после дробеметной очистки

И. А. СОКОЛОВ, В. И. УРАЛЬСКИЙ, В. В. ГРИН, З. И. КОРШУНОВА

Уральский научно-исследовательский институт черных металлов

УДЛЕННИЕ окалины с горячекатаной лонжеронной полосы в дробеметных камерах проходного типа является перспективным способом очистки, обладающим по сравнению с травлением рядом преимуществ: не требуется большая площадь для размещения установок, отсутствует загрязнение сточных вод, нет необходимости в сложных очищающих системах, нет остатков кислоты и сульфатов железа на обработанном металле, отсутствует опасность ржавления полосы и дефекты травления.

В процессе дробеметной очистки свойства металла меняются: появляется поверхностный наклепанный слой, увеличивается шероховатость поверхности, понижаются пластические и повышаются прочностные характеристики металла. В силу этого представляет интерес изучение влияния этих факторов на штампуемость лонжеронной полосы и способность к пластическому формоизменению.

Исследование было проведено на партии лонжеронных полос размером 5,5×310×5170 мм из стали 25пс.

Для дробеметной очистки лонжеронных полос от окалины применялась стальная круглая дробь диаметром 0,5; 0,8 мм и сечка из канатной проволоки с пределом прочности 160—180 кгс/мм². Скорость прохождения полосы через камеру варьировалась в пределах 0,8—20 м/мин.

На опытных полосах, прошедших дробеметную очистку от окалины по различным режимам, исследовали механические свойства, микроструктуру, шероховатость поверхности, глубину наклепанного слоя, чистоту удаления окалины, способность к формоизменению при гибочных операциях. Для сравнения исследовали аналогичные характеристики травленого металла.

Результаты испытаний механических свойств лонжеронных полос с различным состоянием поверхности приведены в табл. 1. Из анализа данных следует, что после дробеметной обработки наблюдается незначительное изменение механических свойств: увеличивается предел текучести с 27 до 28,2 кгс/мм², предел прочности — с 44,6 до 46 кгс/мм², твердость HRB с 64 до 69,5 и снижается относительное удлинение

Г а б л и ц а 1

Номер лонжеронной полосы	Механические свойства лонжеронной полосы из стали 25пс				Характеристика режима дробеметной очистки	
	σ_T в кгс/мм ²	σ_B в кгс/мм ²	δ_{10} в %	HRB	Вид дроби	Скорость очистки в м/мин
1	26,7/27,5	44,5/44,5	26,6/22,4	63/70,5	Стальная круглая, диаметр 0,8 мм	20
2	26,5/27,9	44,5/46,0	26,5/23,8	64/72	То же	10
3	26,7/28,4	46,0/46,0	24,4/24,5	65,5/70	Стальная круглая, диаметр 0,5 мм	6,6
4	26,5/29,2	44,0/46,7	28,4/24,9	63/67	То же	5,0
5	26,2/27,8	44,2/46,2	27,5/25,0	63,5/72,5	Сечка из катаной проволоки, диаметр 0,5 мм	2,5
6	27,5/27,8	43,2/45,6	29,0/23,1	62,5/65	То же	1,6
7	27,4/28,4	44,2/46,6	27,9/24,3	60/68,5	-	-
8	27,5/27,8	45,5/46,5	23,4/24,8	66,0/68,0	-	2,5
9	27,7/28,8	45,1/46,5	27,7/24,5	64,2/70	-	1,25
					-	0,8

П р и м е ч а н и е. В числителе приведены данные после травления, в знаменателе — после дробеметной очистки.

с 26,2 до 24,1%. Уровень изменения механических свойств при использовании различных видов дроби и скоростей обработки практически одинаков.

Исследование микроструктуры показало, что размер зерна феррита соответствует 5—8 баллам, полосчатость структуры 2—4 баллам. Испытания на изгиб травленых образцов и образцов после дробеметной обработки дали положительные результаты.

Таким образом, проведенные испытания механических свойств металла после дробеметной обработки показали его полное соответствие требованиям ЧМТУ 1-355-68. В результате дробеметной обработки изменяется шероховатость поверхности лонжеронной полосы. По сравнению с травленой поверхностью, имеющей 7 класс чистоты, чистота поверхности после дробеметной очистки лежит в пределах 3—5 класса.

Применение дроби диаметром 0,5 мм или сечки размером 0,5 мм со скоростями прохождения полосы через камеру 3—5 м/мин обеспечивает 5 класс чистоты поверхности. Чистота поверхности ухудшается с увеличением размера дроби с 0,5 до 0,8 мм до 3 класса чистоты.

С целью определения величины наклена поверхностного слоя при обработке дробью с различной скоростью v было проведено послойное измерение твердости H по глубине до появления повторяющихся результатов. Измерения проводили на приборе ПМТ-3 при нагрузке 20 гс. Было выявлено незначительное увеличение микротвердости поверхностного слоя на глубину $h=20 \pm 25$ мкм (рис. 1).

Наблюдается незначительное увеличение твердости поверхностного слоя при уменьшении скорости прохождения металла через дробеметную машину, поскольку в этих условиях металла находится под воздействием дроби более длительное время.

Таким образом, при дробеметной очистке от окалины глубина наклепанного слоя невелика, а общее увеличение макротвердости по сравнению с травленым металлом достигает 8% и находится в пределах требований ЧМТУ 1-355-68.

Основным вопросом, определяющим пригодность полос после дробеметной очистки для изготовления лонжеронов, является их способность к пластическому формоизменению без трещин в формовочном штампе.

С этой целью было проведено исследование процесса П-образной гибки образцов с поверхностью, очищенной от окалины дробеметным методом. Для эксперимента был спроектирован и изготовлен специальный штамп, моделирующий гибку части лонжерона в масштабе 1:1 (рис. 2). К нижней плите 1 винтами 2 прикрепляли матрицу 3, к верхней плите 4 — пuhanсон 5. К пuhanсону 5 с двух сторон болтами 6 прикрепляли направляющие планки 7. Для устранения в опытном штампе выпучивания изгибающей заготовки образец закрепляли на торце пuhanсона с помощью болта 8 и планки 9. Такой способ крепления образца приводил к тому, что усилие, препятствующее

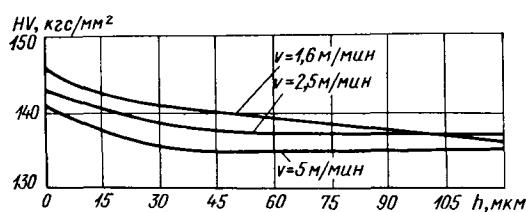


Рис. 1. Изменение микротвердости по толщине полосы, поверхность которой очищена от окалины дробью диаметром 0,5 мм

щее выпучивание образца, воспринималось болтами 8. Поэтому при испытании фиксировалось только усилие гибки. Пуансон и матрица были изготовлены из стали У8 и после закалки имели твердость HRC 55. Образцы были вырезаны по ширине лонжеронной полосы и имели размеры 5,5×310×60 мм, тогда как полоса — размеры 5,5×310×5170 мм.

Штамп был установлен на испытательную машину марки ЦД-20, позволяющую записывать диаграмму изменения усилия в зависимости от хода пuhanсона.

На рис. 3 показана типовая диаграмма изменения усилий для образцов с травленой поверхностью (кривая 1) и после дробеметной очистки (кривая 2).

Первый пик на диаграмме соответствует углу 45° между горизонталью и отгибаемой полкой, второй — углу 75°. При дальнейшем увеличении угла отгибаемой полки до 90° происходит уменьшение усилия (гибка без подчеканки в углах).

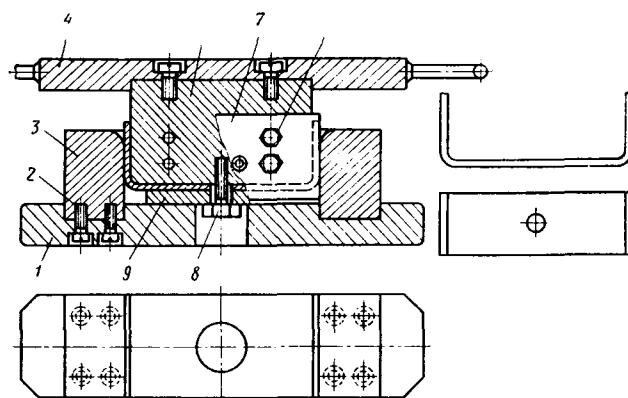


Рис. 2. Экспериментальный штамп для гибки участка лонжерона и форма образца

Результаты измерения усилий формовки образцов с различной поверхностью (табл. 2) показывают, что усилия гибки полосы после дробеметной очистки возрастают в среднем на 7%. Это усилие изменяется аналогично изменению твердости поверхностного слоя и механических свойств (табл. 1). При более длительном воздействии дроби на полосу (скорость прохождения через камеру невелика) усилие гибки несколько увеличивается.

Эти данные получены при гибке образцов без смазки, при наличии смазки разница в усилиях гибки снижается и составляет 4—5%. В пересчете на всю длину лонжерона 5170 мм абсолютное увеличение усилия формовки составит 13 тс.

На Горьковском автозаводе была проведена штамповка опытной партии весом 10 т лонжеронных полос из стали 25пс размером

Т а б л и ц а 2

Номер образца лонжеронной полосы	Усилие гибки образцов из стали 25пс в кгс с различным состоянием поверхности		Относительная разница усилий в %
	травленая	после дробеметной очистки	
1	2887	3000	3,9
2	2885	3050	5,7
3	3000	3137	4,6
4	2975	3175	6,7
5	2875	3150	7,8
6	2950	3150	6,8
7	2950	3125	5,9
8	2875	3175	10,4
9	2887	3200	10,8

П р и м е ч а н и е. Характеристики режимов дробеметной очистки указаны в табл. 1.

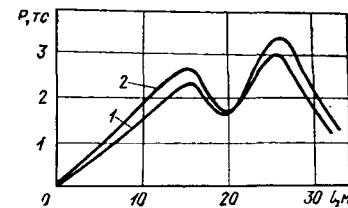


Рис. 3. Типовая диаграмма изменения усилия гибки для образцов с различной поверхностью (1 — ход пuhanсона штампа в мм)

5,5×310×5170 мм с поверхностью, очищенной от окалины дробеметным методом.

Металл опытной партии производства Магнитогорского металлургического комбината им. Ленина выплавлен в двухвальной печи без отклонения от действующей технологии.

Химический состав по ковшевой пробе (в весовых частях) следующий: 0,25 С, 0,01 Si, 0,36 Mn, 0,013 S, 0,007 P, 0,7 Cr, 0,05 Ni, 0,07 Cu, 0,008 As. Размер зерна феррита 6–8 баллов, полосчатость микроструктуры 2–3 балла. Для дробеметной обработки опытной партии использовали круглую стальную дробь диаметром 0,5 мм, скорость протяжки полосы через камеру составляла 5–6 м/мин. На этом режиме было достигнуто полное удаление окалины с поверхности полос.

Механические свойства после дробеметной очистки следующие:

Предел текучести в кгс/мм² 21,2–22,4
Предел прочности в кгс/мм² 41,6–42,2

Относительное удлинение в % 25,5–27,7
Твердость HRB 64,5–68
Проба на загиб Удовлетворительная

При штамповке опытной партии было вырублено и отформовано 90 лонжеронов: 50 шт. правого и 40 шт. левого. На заготовках правого лонжерона заусенец от вырубки после формовки находится на внешней стороне, в зоне действия растягивающих напряжений. В связи с этим трещины на торцах чаще возникают при формовке правого лонжерона. Вырубка и формовка опытных полос прошла без отклонений. Все лонжероны соответствовали требованиям по качеству и чертежным размерам.

Таким образом, несмотря на незначительное падение пластических и повышение прочностных свойств металла, увеличение шероховатости, полоса с поверхностью, очищенной от окалины дробеметным методом, может применяться для изготовления лонжеронов.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113.001

ТРЕБОВАНИЯ К СЦЕПНЫМ КАЧЕСТВАМ ЗАРУБЕЖНЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОПОЕЗДОВ [АВТОМОБИЛЕЙ]

С ЦЕПНЫЕ качества автопоезда (автомобиля) прежде всего зависят от его сцепного веса — нагрузки, приходящейся на ведущую ось (оси). Предельные нагрузки, передаваемые шинами на дорогу, регламентируются дорожным законодательством, оговаривающим также полные массы автомобилей, прицепов и автопоездов. По этой причине в течение длительного времени требования к сцепным качествам автопоездов (автомобилей) были заложены в скрытом виде в дорожном законодательстве.

В 50-х годах в большинстве зарубежных стран сцепные веса автопоездов общетранспортного назначения составляли не менее 50% от их полных масс (сцепные веса одиночных автомобилей были значительно выше), что удовлетво-

ряло работников, связанных с эксплуатацией автомобилей.

В последующие годы во всех странах произошло значительное увеличение полных масс автопоездов. Например, только за последние 15 лет полные массы седельных автопоездов увеличились на 26% в Австрии, на 31% в Англии, на 41% в Испании, на 58% в ФРГ, на 90% в Португалии, в 2 раза в Финляндии, в 2,5 раза в Дании при практически неизменившейся предельной нагрузке на ведущую ось (оси). Это привело к снижению величин сцепных весов.

В табл. 1 приведены величины сцепных весов автопоездов (автомобилей) зарубежных стран, подсчитанные по оговоренным дорожным законодательством предельным массам и нагрузкам на ведущие оси.

Как следует из табл. 1, в большинстве стран сцепные веса автопоездов с тягачами типа 4×2 и 6×2 значительно меньше 50%: 22–31% при тягаче типа 4×2 и 20–25% при тягаче типа 6×2. Лишь при наличии автомобиля-тягача с двумя ведущими осями (6×4) сцепные веса характеризуются величиной 40–50%. Небольшие сцепные весы имеют и современные трехосные автомобили с одной ведущей осью (6×2): в среднем 33–40%. Таким образом, проблема повышения сцепных весов является актуальной не только для автопоездов, но и для автомобилей.

Снижение сцепных весов обусловило и уменьшение максимальных подъемов, преодолеваемых автопоездами (автомобилями).

Таблица 1

Страна	Величина сцепного веса в % автопоезда ¹ с тягачом типа			Величина сцепного веса в % автомобиля типа		
	4×2	6×2	6×4	4×2	6×2	6×4
США	27,4	22	44	66,5	36,2	72,5
Канада	27	21,6	43	62,5	35,5	71
Бельгия	32,5 (34,2)	25 (26,4)	50 (52,5)	68,5	38,5	77
ГДР	25 (26,3)	20 (21)	40 (42)	62,5	36,4	73
ФРГ, ЧССР, Португалия	26,4	21	42	62,5	36,4	73
Финляндия	20,5 (22,8)	16,7 (18,5)	33,4 (37,2)	57	34,2	68,5
Франция	37,2	30	60	68,5	40,5	81
Венгрия	22,2 (23,2)	22,2 (23,2)	44,5 (46,5)	50	40	80
Италия	22,8 (31,3)	16,5 (22,6)	33 (45,5)	71,5	40	80,5
Люксембург	32,5 (36)	25 (27,8)	50 (55,5)	68,5	38,5	77
Польша	— (25)	— (25)	— (30)	50	33,3	66,7
Румыния	25 (—)	20 (—)	40 (—)	62,5	33,3	66,7
Испания	34,2	27,6	55	65	40,5	81
Швейцария	35,7 (47,6)	25 (30)	50 (67)	62,5	37	56
Англия	31,3	31,3	62,5	62,5	41,5	83,5
Япония	— (29,4)	— (23,5)	— (47)	66,7	40	80
Турция	20 (22,8)	18 (20,7)	36,2 (41,5)	—	32,2	64,5
Швеция	19,5 (26,3)	15,5 (21)	31,2 (42)	50	29,2	58,5
Югославия	25	20	40	55,5	33,3	66,7
Ирландия	31,3	25	50	62,5	36,4	73
Греция	31,3	25	50	71,5	40	80
Болгария	22,2 (25)	20 (22,7)	40 (45)	50	32,2	64,5
Голландия	20	16	32	—	—	—
Австрия	26,4	21	42	62,5	36,4	73
Дания	26,4	21	42	62,5	36,4	73

¹ Две цифры приводятся, если величины сцепных весов прицепного и седельного автопоездов различны, первая цифра относится к прицепному, вторая (в скобках) — к седельному автопоездам.

Страна	α _{max} в град для автопоезда ¹ с тягачом типа			α _{max} в град для автомобиля типа		
	4×2	6×2	6×4	4×2	6×2	6×4
США	9	7	15	23	12	24
Канада	9	7	15	21	12	24
Бельгия	11 (12)	8 (9)	17 (18)	23	13	26
ГДР	8 (9)	7 (7)	14 (14)	21	12	25
ФРГ, ЧССР, Португалия	— 9	7	14	21	12	25
Финляндия	7 (8)	5 (6)	11 (13)	19	12	23
Франция	— 13	10	21	23	14	27
Венгрия	7 (8)	7 (8)	15 (16)	17	14	27
Италия	8 (11)	5 (7)	11 (16)	24	14	27
Люксембург	11 (12)	8 (9)	17 (18)	23	13	26
Польша	— 8	— 8	— (17)	17	11	23
Румыния	8 (—)	7 (—)	14 (—)	21	11	23
Испания	12	9	19	22	14	27
Швейцария	12 (16)	8 (10)	17 (23)	21	13	19
Англия	11	11	21	21	14	31
Япония	— (10)	— (8)	— (16)	23	14	27
Турция	7 (8)	6 (7)	12 (14)	—	11	22
Швеция	7 (9)	5 (7)	11 (14)	17	10	20
Югославия	8	7	14	19	11	23
Ирландия	11	8	17	21	12	25
Греция	11	8	17	24	14	27
Болгария	7 (8)	7 (8)	14 (15)	17	11	22
Голландия	7	5	11	—	—	—
Австрия	9	7	14	21	12	25
Дания	9	7	14	21	12	25

¹ Две цифры приводятся, если величины подъемов прицепного и седельного автопоездов различны, первая цифра относится к прицепному, вторая (в скобках) — к седельному автопоездам.

Приведенные в табл. 2 величины максимальных подъемов подсчитаны по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{G_b}{G_n} \varphi - f,$$

где α_{\max} — максимальный преодолеваемый подъем в град;

G_b — масса, приходящаяся на ведущую ось (оси) в кг;

G_n — полная масса автопоезда (автомобиля) в кг;

f — коэффициент сопротивления качению (принят равным 0,015);

φ — коэффициент сцепления (принят равным 0,65).

Анализ табл. 2 показывает, что максимальные подъемы, преодолеваемые зарубежными автопоездами (при $\varphi = 0,65$ и $f = 0,015$), находятся для большинства стран в следующих пределах: 7—8, 8—11, 14—17° при автомобиле-тягаче типа соответственно 6×2, 4×2, 6×4. Для одиночных автомобилей с колесными формулами 4×2 и 6×4 величины подъемов, как правило, превышают 20° и лишь для автомобилей 6×2 находятся в диапазоне 10—14°.

В 60-х годах дорожное законодательство начало оговаривать также предельное отношение полных масс автомобиля и прицепа. В ФРГ с 1 мая 1957 г. правилами дорожного движения было установлено, что полная масса прицепа не должна превышать полную массу автомобиля-тягача, т. е. предельное отношение полных масс автомобиля и прицепа должно равняться 1:1. Позже по примеру ФРГ подобное требование было принято в дорожном законодательстве некоторых стран Западной Европы.

В Финляндии с 10 сентября 1971 г. были введены новые требования к массам и размерам автотранспортных средств, в которых, в частности, было указано, что полная масса двухосного прицепа не должна превышать полной массы тягового автомобиля с колесной формулой 4×2.

С 1 апреля 1965 г. в ФРГ разрешено эксплуатировать двухзвенные автопоезда с предельным отношением полных масс автомобиля-тягача и прицепа 1:1,4. Дорожный кодекс Италии разрешает эксплуатацию автопоездов, у которых это соотношение равно 1:1,3.

Французские специалисты еще в начале 60-х годов, проанализировав опыт эксплуатации автопоездов, пришли к выводу о том, что сцепной вес автопоезда должен составлять не менее 40% его полной массы. Поэтому для разрешенного в то время седельного автопоезда полной массой 32 т существовало следующее распределение нагрузок на оси: 6 т на первую ось тягача, 13 т на вторую, ведущую ось и 13 т на ось полуприцепа, что обеспечивало сцепной вес 40,6% (позже, когда разрешенная величина полной массы автопоезда была увеличена до 35 т, сцепной вес снизился до 37,2%).

Федеральный Совет Швейцарии 21 октября 1960 г. принял закон, регламентирующий массы автотранспортных средств. Полная масса седельного автопоезда была ограничена 21 т, а предельная масса груженого полуприцепа — 17,5 т. Сцепной вес автопоезда должен был составлять не менее 40%. С 1 августа 1972 г. дорожное законодательство было пересмотрено и значения полной массы были увязаны с числом ведущих осей. Полная масса двухосного автомобиля осталась преж-

ней — 16 т, так как при существующей нагрузке на ведущую ось (10 т) двухосный автомобиль обеспечивал достаточный сцепной вес — 62,5%. Для трехосных автомобилей с двумя ведущими осями полная масса была ограничена 25 т, а с одной ведущей осью — 19 т. Эти нормы обеспечивают получение минимальных сцепных весов соответственно 56% (14/25) и 53% (10/19).

Полная масса седельного автопоезда осталась прежней — 21 т, а полная масса прицепного поезда увеличена до 28 т (ранее 21 т), однако было оговорено, что такая полная масса может быть при количестве ведущих осей не менее двух или, другими словами, при обеспечении минимального сцепного веса 50% (14/28).

Широкое распространение международных перевозок обусловило потребность в унификации требований к движущему составу. В 1971 г. директивой № 70/156 для стран, входящих в Европейское Экономическое Сообщество (ФРГ, Италия, Франция, Бельгия, Голландия, Люксембург), были рекомендованы единые для всех стран ЕЭС массы и размеры автотранспортных средств. В директиве были также даны рекомендации по сцепным качествам автопоездов, используемых для межгосударственных перевозок, а именно: полная масса прицепа не должна превышать более чем на 40% полной массы автомобиля-тягача и полная масса автопоезда не должна более чем в 3,5 раза превышать нагрузку на ведущую ось (оси).

Последняя рекомендация уже принята Францией, и с 1 января 1973 г. все французские автопоезда должны соответствовать этому требованию [1].

Опубликованные в 1975 г. уточненные рекомендации [2] были дополнены требованиями, указывающими полную массу пятиосного седельного автопоезда с колесной формулой тягача. При использовании трехосного тягача типа 6×2 рекомендована полная масса 36 т, а при тягаче 6×4 — полная масса 42 т. Максимальную нагрузку на ось было рекомендовано принять 10,5 т, что несколько выше, чем в ФРГ, Голландии, но меньше, чем во Франции, Италии, Бельгии и Люксембурге. Полная масса прицепного автопоезда в составе двухосного автомобиля-тягача и трехосного прицепа, ограничиваемая 46 т, не упоминалась в рекомендациях с колесной формулой тягача, так как в случае неблагоприятных дорожных условий автомобиль может работать без прицепа, а седельный тягач без прицепа не эксплуатируется.

Как было показано ранее (табл. 1), сцепные веса большинства современных автопоездов и одиночных автомобилей типа 6×2 составляют менее 40%, что, по мнению зарубежных специалистов, недостаточно для надежной круглогодичной работы автотранспортных средств.

Повышение сцепного веса может быть достигнуто двумя путями: увеличением числа ведущих осей и увеличением нагрузок на имеющиеся ведущие оси. Первый путь — это создание полноприводных автомобилей и автопоездов с активными осями, он используется главным образом для транспортных средств, эксплуатируемых вне дорог, и в настоящей статье не рассматривается.

Увеличение нагрузки на ведущую ось (оси) может быть достигнуто следую-

щими конструктивными решениями: изменением компоновочной схемы автомобиля; поднятием оси автомобиля-тягача или полуприцепа; перераспределением нагрузки на оси тележки; перемещением оси (осей) полуприцепа; изменением положения сцепного шкворня полуприцепа; перемещением седельно-сцепного устройства¹.

Влияние компоновочной схемы обусловлено прежде всего тем, что в большинстве стран нагрузка на оси (тележки) автомобиля и автопоезда зависит от расстояния между осями транспортного средства. Например, в Англии сцепной вес двухосного автомобиля может быть 71,5% при колесной базе менее 2,65 м и 62,5% при большей колесной базе. У трехосного автомобиля типа 6×2 сцепной вес может изменяться от 55,5% при колесной базе 3 м до 41,5% при колесной базе 5,1 м и т. д.

Увеличение сцепного веса может быть достигнуто поднятием оси автомобиля (тягача, полуприцепа). Однако поднятие оси полуприцепа может оказаться на увеличении сцепных качеств седельного тягача лишь в случае расположения осей полуприцепа на значительном расстоянии одна от другой (например, одна из осей расположена в задней, а другая — в средней части рамы). Наиболее часто поднимающиеся оси устанавливаются на трехосных автомобилях типа 6×2. Подъем оси, осуществляется обычно с помощью гидравлики или пневматики, позволяет всю нагрузку, приходящуюся на тележку, перенести на ведущую ось. Поднимающиеся оси выпускают фирмы Нэвэй (США), Примрозе (Англия), Ахсомат (Италия) и др., наиболее широкую номенклатуру таких осей различных грузоподъемностей предлагают фирмы Нэвэй и Ахсомат. В практике западноевропейских стран применяются механизмы как с пневматическим, так и с гидравлическим приводом подъема (на автомобилях фирм Швеции и ФРГ), на транспорте США преобладают оси с пневматическим приводом подъема.

Перераспределение нагрузки на оси тележки является одним из способов, который позволяет сократить разрыв в эксплуатационных свойствах автомобилей типа 6×4 и 6×2. Получившее наиболее широкое распространение перераспределение нагрузки в Англии на автомобилях 6×2 и при переоборудовании двухосных автомобилей в трехосные (путем установки дополнительной поддерживающей оси) достигается использованием так называемых пневматических догружателей, которые выпускаются фирмами Иорк Трейлер, Скэммел, Примрозе, Файерстон (Англия) и др. Пневматические догружатели представляют собой укрепленные на раме автомобиля пневматические цилиндры, кинематически связанные с балансиром задней двухосной тележки. При подаче в пневматические цилиндры сжатого воздуха (давление 7,4—7,7 кгс/см²) серга одной рессоры опускается, а серга другой поднимается, что вызывает перераспределение нагрузки между осями тележки.

Максимальное увеличение нагрузки на ведущую ось зависит от предельной грузоподъемности последней и от диаметров пневматических цилиндров. Пнев-

¹ Указанные конструктивные решения имеют своей первой целью обеспечение возможности перецепки звеньев автопоезда.

матический догружатель фирмы Порк Трейлер, установленный на трехосном автомобиле-тягаче Скэммел Трункер типа 6×2, предназначенном для автопоездов полной массой 32 т, позволил увеличить сцепной вес с 31 до 37%. При номинальной нагрузке масса, приходящаяся на оси автомобиля-тягача, составляла: 3,5 т на первую ось; 3,5 т на вторую и 10 т на третью (ведущую). При включении догружателя распределение массы на оси изменялось следующим образом: 4,5 т на первую; 0,6 т на вторую и 11,9 т на третью (расстояние между крайними осями автомобиля-тягача 3050 мм). Более простое конструктивное решение принято фирмой Файерстон, которая предлагает увеличивать нагрузку на ось путем установки между ведущей осью и рамой автомобиля гофрированного пневмоэлемента Эйррайд. Пневмоэлемент, получающий сжатый воздух давлением 5,6 кгс/см² от отдельного ресивера, позволяет повысить нагрузку на ось до 4 тс. Элементы Эйррайд применяются на автомобилях ЕРФ с рессорной подвеской Хэндриксон. Поднятие оси автомобиля-тягача и перераспределение нагрузки на оси тележки применяются для относительно кратковременного увеличения сцепного веса.

Перемещение оси (тележки) полуприцепа конструктивно может быть выполнено путем перемещения оси относительно рамы полуприцепа или оси вместе с частью рамы. Передвигаемые вдоль рамы оси полуприцепов выпускаются фирмами Дайсон, Порк Трейлер (Англия), Фрухауф, Брэндфорд Коач энд Боди (США) и др.

У полуприцепов модели «два в одном» (two-in-one) фирмы Дайсон рама состоит из трех лонжеронов: боковых высотой 381 мм, разрезанных возле попечини опорного устройства, и центрального коробчатого сечения. Один конец центрального лонжерона жестко соединен с задней частью рамы полуприцепа, а второй, незакрепленный, образует телескопическую систему с лонжероном такого же сечения (но меньшего размера), закрепленным на второй половине полуприцепа. Длина кузова может меняться от 7,9 до 11 м с тремя промежуточными положениями через каждые 750 мм. Запатентованы (патент Австралии, кл. 93.1 (B62d), № 417166) и выпускаются конструкции полуприцепов с одним лонжероном, выполненным в виде центральной телескопической балки закрытого прямоугольного профиля.

Обычно полуприцеп с раздвижной рамой выполняется двухзвенным, т. е. рама состоит из двух взаимно перемещающихся частей. Имеются, однако, конструкции и с трехзвенной рамой. Например, у полуприцепа Дайсон, габаритная длина которого может изменяться от 10363 до 15240 мм, передняя и задняя части рамы перемещаются относительно центральной части.

Изменение положения сцепного шкворня достигается установкой нескольких сцепных шкворней или применением конструкций с пе-

редвигающимися сцепными шкворнями. Например, полуприцеп фирмы Дайсон (Англия) оборудован двумя сцепными шкворнями, первый из которых расположен на расстоянии 305 мм, а второй на расстоянии 762 мм от передней стенки полуприцепа. Оба сцепных шкворня шарнирно укреплены под опорным листом полуприцепа. Установка каждого сцепного шкворня в рабочее положение осуществляется рукояткой, при этом второй шкворень одновременно отклоняется набок и, занимая горизонтальное положение, устанавливается под опорным листом полуприцепа.

Двухосный английский полуприцеп фирмы Пик Трейлер, имеющий длину 12,2 м и максимальную полную массу 31 т (для автопоезда полной массой 38 т), снабжен тремя сцепными шкворнями. Шкворни расположены на расстояниях 1067, 1271 и 1576 мм от передней стени полуприцепа. Неработающие сцепные шкворни утапливаются под опорным листом и фиксируются от самопроизвольного выскакивания стопорными защелками. На полуприцепах-цистернах фирмы Хэйвэй (США) сцепной шкворень передвигается вдоль полуприцепа вместе с опорным листом по специальным направляющим. Например, на модели 21 фирмы Хэйвэй сцепной шкворень может быть установлен на расстоянии 535—1065 мм от передней стени полуприцепа, на модели 22М — на расстояния 535—1445 мм. Перемещение опорного листа со сцепным шкворнем и его фиксация в заданном положении осуществляются вручную. Эти так называемые скользящие сцепные шкворни выпускаются некоторыми фирмами США и Канады.

Перемещение седельно-сцепных устройств получило наибольшее распространение в США. Обусловлено это тем, что величины максимальных нагрузок на ведущие оси в разных штатах США различны. Конструкции седельно-сцепных устройств обеспечивают их перемещение до 1830 мм с «шагом» 38,1—101,6 мм.

Передвижные седельно-сцепные устройства выпускают фирмы Холланд Хитч, Бартлет Трейлер, Фонтеин, Вэстрен (США) и др. Привод механизма перемещения может быть механическим, пневматическим либо гидравлическим.

Обычно седельно-сцепные устройства устанавливаются в пределах колесной базы тягача, благодаря чему часть нагрузки, приходящейся на устройство, переносится на переднюю ось тягача. Зная нагрузку на седельно-сцепное уст-

ройство, базу тягача и расстояние от центра устройства до ведущей оси, можно по представленному на рис. 1 графику определить процент нагрузки Q_n , приходящейся от седельно-сцепного устройства на переднюю ось, а следовательно, и нагрузку на ведущую ось тягача. Например, необходимо определить, какая нагрузка приходится на ведущую ось тягача с колесной базой 3810 мм при размещении седельно-сцепного устройства на расстоянии 457 мм от задней оси. Восстановив на оси абсцисс из точки 3810 перпендикуляр до пересечения с кривой 457 и проецируя полученную точку на ось ординат, получаем, что на переднюю ось приходится 12% нагрузки, и, следовательно, ведущая задняя ось воспринимает 88% нагрузки, передаваемой через седельно-сцепное устройство.

Можно упомянуть еще об одном методе догрузки ведущей оси седельного тягача: «перенос» нагрузки с седельно-сцепного устройства на ведущую ось тягача. Для этой цели фирма Кессбэрер (ФРГ) выпускает специальное пневматическое приспособление, использование которого позволяет в случае необходимости разгрузить переднюю ось и дозагрузить заднюю ось примерно на 30%. Приспособление представляет собой двуплечий углообразный рычаг (рис. 2), передним нижним концом шарнирно закрепленный позади седельно-сцепного устройства так, чтобы верхняя точка рычага упиралась в полуприцеп как раз по оси заднего колеса тягача. Под задним нижним концом рычага установлен пневматический цилиндр, соединенный с пневматической системой тягача. Когда воздух из цилиндра выпущен, вся нагрузка от полуприцепа воспринимается седельно-сцепным устройством. Если водитель подает воздух в цилиндр, то двуплечий рычаг, перемещаясь вверх, приподнимает полуприцеп и, следовательно, разгружает седельно-сцепное устройство. Устройство может включаться во время движения автопоезда, управление устройством осуществляется водителем из кабины с помощью специального крана.

Производятся приспособления, используемые для реализации нагрузок,

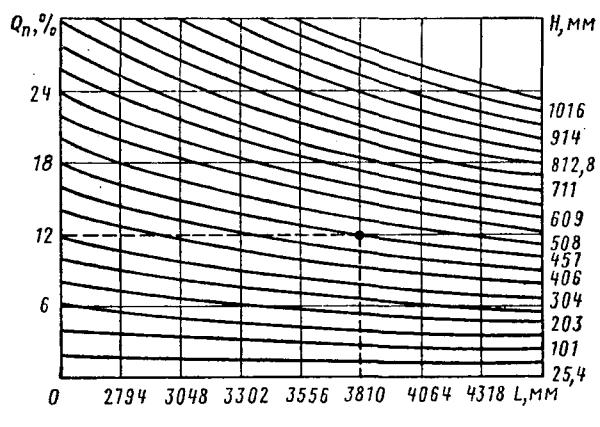


Рис. 1. График для определения нагрузок, приходящихся на оси седельного тягача

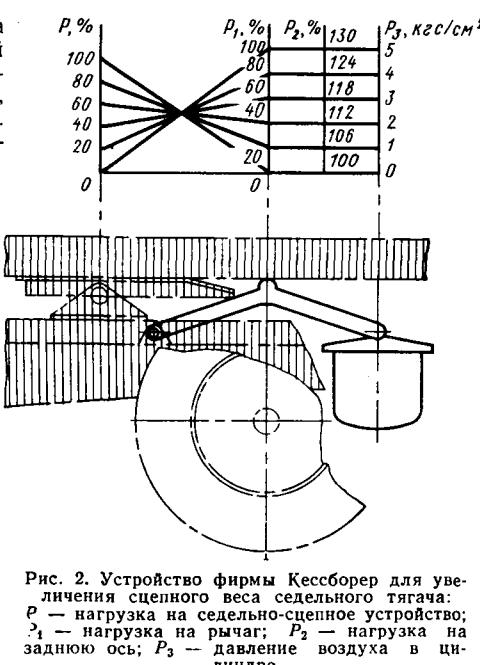


Рис. 2. Устройство фирмы Кессбэрер для увеличения сцепного веса седельного тягача: P — нагрузка на седельно-сцепное устройство; P_1 — нагрузка на рычаг; P_2 — нагрузка на заднюю ось; P_3 — давление воздуха в цилиндре

приходящихся на ведущую ось, в условиях движения с пониженным коэффициентом сцепления. Например, фирма Дэнис Бровэрс (Англия) выпускает приспособление экстрикатор, предназначенное для принудительной блокировки дифференциала ведущих колес автомобиля в трудных дорожных условиях (покрытая снегом или обледенелая дорога). Приспособление может быть установлено на любом грузовом автомобиле. Приспособление экстрикатор прикрепляется к раме непосредственно за ведущими колесами автомобиля и состоит из расположенного параллельно задней ведущей оси вала, по концам которого напрессованы ролики с насечкой в виде крупных шлицев. Вал установлен в подшипниках и прикреплен к лонжеронам на двух поворотных

рычагах с шарниром. Устройство имеет поворотный рычаг с болтом, с помощью которого вал можно фиксировать в рабочем и нерабочем положениях. При необходимости преодоления участка дороги с пониженным коэффициентом сцепления вал подается вперед таким образом, чтобы ролики вала оказались плотно прижатыми к протектору шин ведущих колес, вал начинает вращаться, блокируя работу дифференциала, и ведущий мост начинает работать как неразрезанная ось. Суммарная сила тяги увеличивается при включении экстрикатора на 20—25%. После преодоления трудного участка пути экстрикатор вручную переводится в нерабочее положение и фиксируется в таком положении.

Фирмы Вольво и Скания (Швеция)

оборудуют трехосные автомобили-тягачи типа 6×2, работающие в составе тяжелых автопоездов полной массой до 52 т, вспомогательными роликами с гидравлическим приводом типа Робсон-Драйв, укрепленными на раме между колесами задних осей. При включении гидропривода ролики опускаются между ведущими и опорными колесами, передавая часть крутящего момента на опорную ось.

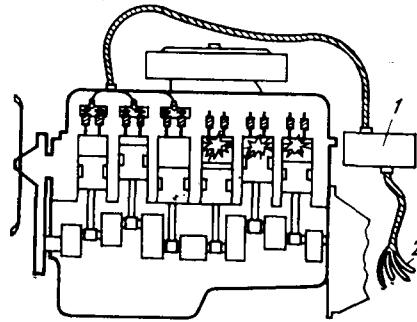
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. „Fahrzeug+Karosserie”, 1973, № 2, с. 14.
2. „Motor Transport”, 1975, т. 107, № 3653, с. 7.

Канд. техн. наук Ю. П. СОРОЧАН

УДК 629.113:621.43<100>

ДВИГАТЕЛЬ С ОТКЛЮЧАЕМЫМИ ЦИЛИНДРАМИ



АВТОМОБИЛЬНАЯ фирма Форд (США) объявила о выпуске в 1977 г. двигателей внутреннего сгорания с отключаемыми цилиндрами. Подобные двигатели будут в текущем году поставляться по желанию заказчика для грузовых автомобилей, а в 1979 г. фирма планирует устанавливать такие двигатели на некоторых моделях легковых автомобилей. Принцип отключения нескольких цилиндров у двигателя внутреннего сгорания с целью экономии топлива известен давно, однако имелись серьезные технические трудности при его воплощении в жизнь. Развитие миниатюрной вычислительной техники и чувствительных датчиков позволило по-новому подойти к решению задачи. Специалисты фирмы Форд создали систему управления отключением цилиндров (см. рисунок) на основе микрокомпьютера 1 и датчиков 2, сигнализирующих о величине необходимой мощности двигателя в процессе движения автомобиля. Управляющие сигналы с ЭВМ воздействуют на дроссельную заслонку карбюратора, изменяют частоту вращения коленчатого вала и ре-

томубилия падает ниже 40 км/ч или требуется резко увеличить скорость выше 72 км/ч. Фирма Форд провела успешные в целом испытания двигателей с отключаемыми цилиндрами на 30 автомобилях с общим пробегом свыше 800 тыс. км. В то же время испытания выявили ряд недостатков — вибрации двигателя при работе только трех цилиндров, особенно на режиме холостого хода, а также повышенное содержание окислов азота по сравнению с составом отработавших газов у стандартного двигателя. Кроме того, в момент включения трех цилиндров чувствуется удар, сравнимый по характеру с переходом на низшую передачу при ручном управлении коробкой передач. Но, по мнению специалистов, эти трудности могут быть быстро преодолены.

Стоимость двигателей с отключаемыми цилиндрами будет незначительно выше, а экономия топлива составит в среднем 10% от существующих норм для шестицилиндровых двигателей внутреннего сгорания.

Канд. техн. наук В. П. КОЧЕУЛОВ

УДК 621.9.06:621.833

ЦИКЛО-ПАЛЛОИДНОЕ НАРЕЗАНИЕ СПИРАЛЬНОЗУБЫХ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

ЦИКЛО-ПАЛЛОИДНЫМ методом можно обрабатывать конические и гипоидные зубчатые колеса на современных станках FK41B, AMK250, AMK630, AMK850, выпускаемых фирмой Клингельнберг (ФРГ). Характеристика этих станков приведена в табл. 1.

Получающиеся при обработке на этих станках криволинейные равновысокие зубья фирма называет цикло-паллоидными в отличие от паллоидных (эволютивных), нарезаемых конической червячной фрезой на станках AFK151AVAU, AFK153, AFK201AVAU и AFK203, и в отличие от эллоидных, нарезаемых на станках швейцарской фирмы Эрликон.

Для нарезания цикло-паллоидных зубьев применяются составные зуборезные головки, которые имеют два корпуса, вращающиеся вокруг различных осей.

Расстояние между осями, называемое эксцентриситетом инструмента, регулируется при наладке. Благодаря этой

особенности появляется возможность нарезания зубьев, у которых дно впадины имеет значительное сужение по на-

Таблица 1

Характеристика станка	Модель станка			
	FK41B	AMK250	AMK630	AMK850
Диапазон модулей в мм:				
нормальных	0,2—1,5	2—5,5 (1—8)	3,5—8 (2—13)	7—13 (3,5—21,5)
торцовых	0,3—2,5	3—9 (1,5—14)	6—14 (4—23)	12—23 (6—37)
Наибольший диаметр нарезаемых колес в мм	110	250 (400)	630 (850)	850 (1200)
Применимый радиус резцовой головки в мм	25; 40 (41)	100; 135	100; 135; 170; 210	170; 210; 260
Тип резцов	Круглые		Призматические	
Примечание. В скобках указаны данные станков с расширенным диапазоном.				

правлению к внутреннему торцу, что обеспечивает большую свободу в выборе диаметра инструмента. Так, для нарезаемых колес модулем от 0,2 до 14 мм требуется всего шесть зуборезных головок. Размеры и положение пятна контакта нарезаемых колес легко регулируются. Можно нарезать зубья с тангенциальной коррекцией.

Резцы применяются двух типов — призматические и круглые, что зависит от конструкции корпуса головки и геометрических параметров передачи. Как у призматических, так и у круглых резцов для локализации контакта по высоте зуба профиль может быть выполнен слегка вогнутым.

Резцы в корпусах головок устанавливаются группами, причем каждая группа состоит из одного (чернового либо чистового) или из нескольких резцов (чернового, чистового, наружного и внутреннего). Резцовую головку включает в себя одну или несколько групп резцов. Как правило, резцы одноименных групп располагаются в разных корпусах, а черновые резцы либо отсутствуют, либо находятся в группе с одним из чистовых резцов.

При работе на станках типа АМК в массовом производстве можно использовать полуобкатный метод «Цикломет», который применяется для конических и гипоидных передач с передаточным отношением больше 3,5. Ведомое зубчатое колесо можно нарезать как составной, так и специальной однокорпусной головкой (станки для этого оснащаются специальным приводом), а ведущая шестерня нарезается составной головкой.

Введением в полуобкатный метод небольшого реверсивного обката (в пределах от ± 1 до $\pm 3^\circ$ от центра обката) достигается корректирование профиля колес, вследствие чего исключаются удары при входе в зацепление под нагрузкой. Это особенно важно при производстве гипоидных автомобильных передач.

При цикло-пальмидном нарезании точность расположения режущих кромок одноименных резцов не влияет на точность шага зубьев, если число зубьев нарезаемого колеса не имеет общих множителей с числом резцовых групп инструмента. При этом окончательное профилирование всех зубьев практически осуществляется одна пара резцов либо один резец.

Для нарезания пары колес составными головками необходимы два комплекта инструмента — правый и левый: один — для зубьев правого направления, другой — левого. Однако за счет соответствующей настройки станка

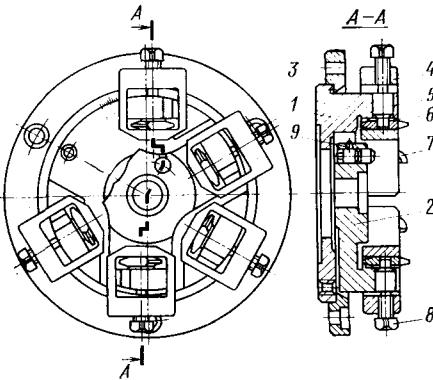


Рис. 2. Трехзаходная резцовая головка:
1, 2 — наружная и внутренняя головки; 3 — установочно-зажимное кольцо; 4 — прижим;
5 — установочная ось; 6, 7 — наружный и внутренний резцы; 8 — крепежный винт;
9 — фиксатор

можно применять одну головку. Схема профилирования циклоидальных кривых составными головками показана на рис. 1.

Образующий диаметр инструмента выбирается произвольно, причем наименьший допустимый диаметр определяется исходя из условий отсутствия вторичного резания.

Резцы на необходимый образующий радиус устанавливаются с помощью дистанционных шайб. Замена резцов производится без снятия головки со станка.

Резцами одного размера можно нарезать зубчатые колеса с разными нормальными модулями m_n (учитывая геометрию резца). Призматические резцы нормального модуля, равного 5,5; 6 и 7 мм, имеют диапазон регулирования $\pm 0,5 m_n$, а равного 8, 10 и 12 мм — диапазон регулирования $\pm 1 m_n$. Резцы затачиваются по передней поверхности в специальном приспособлении, которое можно устанавливать на любом плоскошлифовальном станке. При этом, чтобы выдержать одинаковый размер всех резцов, их затачивают комплектно.

Конструкция трехзаходной составной резцовой головки, применяемой на станке FK41B, показана на рис. 2, а пятизаходной составной, применяемой на станках АМК, — на рис. 3.

Конические колеса с цикло-пальмидными зубьями подвергают закалке на гидравлических закалочных прессах АН400, АН650, НК 1000А (соответственно наибольший диаметр заготовок 400, 650 и 1010 мм). После термообработки конические и гипоидные зубчатые колеса максимальным диаметром 250, 400, 630 и 850 мм проходят операцию притирки на станках LKR250A90, LKR400, LKR630 и LKR850. Корректирование наладок зубообрабатывающих станков и окончательный контроль зубчатых пар целесообразно проводить с помощью контрольно-обкаточных станков GKP70/90/130 AVAU и GKP552H (максимальный наружный диаметр проверяемой пары 540 мм).

При нарезании колес с эпи-, гипотрохоидными равновысокими зубьями производящее колесо — плоское. Дефект зацепления «диагональное касание», свойственный зацеплениям

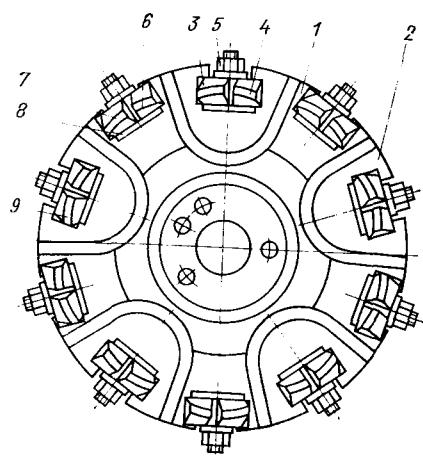


Рис. 3. Пятизаходная резцовая головка с призматическими резцами:
1, 2 — наружная и внутренняя головки; 3 — внутренний резец; 4 — средний резец внутренней головки; 5 — зажимная гайка с шайбой; 6 — наружный резец; 7 — средний резец наружной головки; 8 — дистанционные прокладки для наружных и средних резцов; 9 — то же, для внутренних и средних резцов

с поникающейся высотой зуба, здесь принципиально невозможен. Поэтому все расчеты упрощаются, определение станичных установок и желаемого соотношения величин радиусов кривизны сопряженных зубьев становится точным. Этим, видимо, объясняется тот факт, что фирма Глисон применила равновысокий зуб при разработке методов нарезания «Эквикарв» и FD, пришедших на смену методам «Геликсформ» и «Формейт». При новых методах производства используются резцовые головки большого диаметра, за счет чего увеличивается производительность зубонарезания. Эпи-, гипотрохоидные зубья, нарезанные по методам фирм Эрликон и Клингельнберг, имеют одну, продольную форму зуба. Производительность этих методов определяется временем нарезания T_0 , которое находит из соотношения

$$T_0 = \frac{2,25m_n r_{n2} z \pi}{500 v_{Zn} s_m} (1 + F) \text{ мин},$$

где r_{n2} — радиус резцовой головки;

z_n — число заходов резцовой головки (число резцовых групп);

z — число нарезаемых зубьев;

$v = 30 \div 50$ — скорость резания в м/мин;

$s_m = 0,1 \div 0,15$ — подача на группу резцов в мм;

F — коэффициент, учитывающий время обкатывания (табл. 2).

Таблица 2

Передаточное отношение	Значение коэффициента F	
	для шестерни	для колеса
1	0,9	0,9
2	1,13	0,7
3	1,4	0,6
4	1,5	0,5
5	1,54	0,4
6	1,75	0,38
7	1,9	0,35

Из приведенной формулы видно, что радиус инструмента при большом числе заходов резцовой головки следует вы-

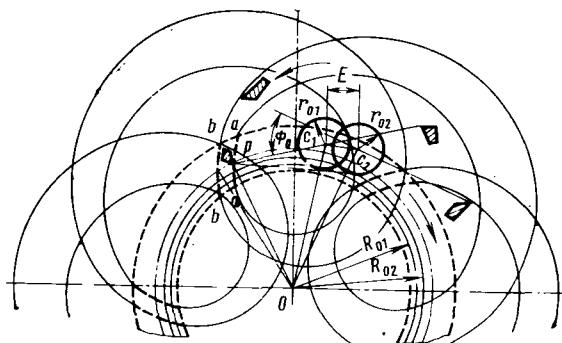


Рис. 1. Схема нарезания цикло-пальмидного зуба

бирать минимальным. Так, фирма Эрликон на станке «Спироматик 3» применяет цельные головки типа FH с числом заходов $z_i=5 \div 13$ при $r_i=83 \div 214$ мм. Нарезание производится по методу «Спирофлекс», т. е. с наклоном шпинделя инструмента. Метод фирмы Эрликон обеспечивает более высокую производительность по сравнению с методом фирмы Клингельнберг. Однако при работе по методу «Цикломет» разница между ними практически исчезает.

Метод профилирования цикло-пальмидных зубьев обладает следующими преимуществами:

1) радиус резцовой головки не зависит от диаметра нарезаемого колеса (конечно, с учетом использования возможностей станка и исключением явлений обратного резания). При этом рез-

ко сокращается номенклатура резцовых головок. Практически при использовании одной головки для левой и правой спиралей для нарезания колес модулем 2—8 мм могут применяться одна-две головки;

2) отвод профилей (локализация контакта) зуба благодаря составной головке осуществляется от нуля до любой максимальной величины, причем точка контакта легко смещается по длине зуба при нарезании как шестерни, так и колеса. Вместе с тем облегчается тангенциальная коррекция зацепления;

3) резцовая головка может быть установлена на нарезание любого угла спирали от 0° до любой максимальной величины.

Цикло-пальмидный метод проще и производительнее метода «Курвекс» (ГДР), при котором круговые равно-

высокие зубья нарезаются сдвоенной резцовой головкой методом деления с обкаткой (возможен также полуобкатный метод). При этом благоприятная форма зуба получается только в случае использования резцовых головок относительно малого радиуса, а применение составных резцовых головок усложняет конструкцию инструмента и наладку станка.

Цикло-пальмидное нарезание спиральноузубых конических колес является основным методом опытного единичного и серийного производства ответственных передач, хотя ряд автомобильных фирм Западной Европы с успехом применяет его при крупносерийном и массовом производстве легковых и грузовых автомобилей.

Канд. техн. наук Г. В. ЖУЖАЛКИН
Тульский политехнический институт

УДК 621.74:65.001.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Новый литейный цех фирмы MAN

В ФРГ фирмой MAN в 1976 г. был построен новый цех по производству чугунных отливок, таких, как головки блока цилиндров, тормозные барабаны, дисковые маховики. Сначала в эксплуатацию было扑щено оборудование для изготовления форм и стержней. Оборудование было размещено в основном здании высотой 10,5 м. К этому зданию пристроено помещение высотой 6,5 м, в котором расположены охладительный конвейер и выбивная решетка. Та часть здания, где находится смесеприготовительное отделение, представляет собой семиэтажную башню высотой 21 м. Производственные площади распределены следующим образом (в м²):

Основной цех (63×18)	1134
Помещение для охлаждения и выбивки отливок (63×11)	693
Промежуточное помещение (к старому зданию)	225
Формовочное отделение	450
Участок охлаждения	315
Участок выбивки	88
Смесеприготовительное отделение (6 этажей)	66×6
Бытовые помещения и контора	78
Помещение для отдыха	50
Стержневое отделение с транспортом и участками подготовки и сушки стержней	460
Литейный конвейер, склад и очистное отделение	170
Промежуточное помещение (в том числе и для индукционных печей)	225
Проезжая дорога рядом с сушильной печью	150

Формы изготавливают на формовочных автоматах с высоким давлением прессования. Размер опок $800 \times 800 \times 200/350$ мм, производительность такого автомата 65—70 форм/ч. Стержни производят на четырех стержневых автоматах. На зачистку стержни подаются цепным конвейером. Затем на зачищенные стержни методом погружения наносят водную краску, а потом их подают в сушильную печь с газовым обогревом.

Опоки после заливки в спаренном виде поступают для охлаждения и выбивки. Отработанная смесь охлаждается, просеивается через сито и поступает в верхний этаж смесеприготовительного отделения, а оттуда — в бункер.

Производительность цеха 400 т чугун-

ного литья в месяц. В цехе работает 21 человек, причем 17 человек с аккордной оплатой. По процессам рабочие распределены так:

Изготовление стержней	3
Зачистка стержней	5
Простановка стержней	5
Заливка форм	2
Выбивка форм	2
Слесаря	1
Электрик	1
Подсобный рабочий	1
Рабочий по подготовительным работам	1

Последние четыре рабочих получают почтовую оплату.

„Giesserei“, апрель 1977, № 8, с. 203—206.

Выдавливание тормозных гидравлических цилиндров

В Англии („British Cold Forging Group“) 15/IX 1976 г. проведен семинар «Изделия массового производства», на котором обсуждались различные методы массового изготовления тормозных гидравлических цилиндров.

Был отмечен ряд преимуществ производства деталей методом холодного выдавливания. Деталь изготавливают этим методом целиком, тогда как при вытяжке сначала изготавливают их из бесшовной трубы, а пробку обрабатывают механически. Детали, получаемые холодным выдавливанием, имеют высокую точность. Для изготовления тормозного гидравлического цилиндра требуется 360 г материала. При изготовлении цилиндров из прутка механообработкой вес заготовки составляет 675 г. Однако при холодном выдавливании используются очень дорогое оборудование, а также сложный инструмент. При содружестве английской фирмы с американской фирмой был найден наиболее подходящий вариант изготовления цилиндров за восемь переходов, но он включает операцию обратного выдавливания при отношении 5,4 : 1. Используется материал Еп2. Диаметр прутка изготавливаемого цилиндра составляет 29 мм. Заготовки обрезаются и выжимаются на механическом прессе усилием 150 тс, работающем при 40 ходах в минуту. Затем заготовки подвергаются отжигу в двух вертикальных газовых печах при 680—700°C. Перед раз-

грузкой выполняется охлаждение до 450°C, а затем удаляется окалина и наносится смазка. Выдавливание и вытяжка осуществляются на механическом прессе с ходом 24", работающем при 17 ходах в минуту. Автоматическое передаточное устройство подает заготовки в бункер и ориентирует их для подачи на пресс.

„Metallurgia and Metal Forming“, март 1977, т. 44, № 3, с. 122—123.

Прессование порошковых заготовок

Фирмой „Proplastics“ было предложено необычное применение материалов „Gelflex Vinyl Compounds“ для порошковой металлургии. Порошковые материалы необходимо прессовать при давлении 7,6—76 кгс/мм² перед спеканием. Во избежание последующей механической обработки желательно получить необходимую форму.

Материал „Gelflex“ может быть использован для изготовления полостей формы штампа. Порошок для прессования укладывают в гибкую Gelflex-форму, герметизируют ее и затем устанавливают внутрь резервуара под давлением. Форма под давлением ведет себя так же, как жидкость, т. е. передает давление на порошок. В результате деталь подвергается равномерному давлению в каждом направлении, поэтому получаемая плотность однородна. Особенно это важно при изготовлении деталей сложных форм.

„Metallurgia and Metal Forming“, апрель 1977, т. 44, № 4, с. 181.

Настольный автоматический станок «Униграт 150»

Фирмой Hogg создан станок для удаления заусенцев с зубьев зубчатых колес. Его рабочим инструментом является шлифовальный круг. Заусенцы можно удалять как с наружных, так и с внутренних зубьев различного профиля. Максимальная высота зубчатого колеса 200 мм, максимальный диаметр 350 мм, модуль 0,6—6. Шпиндель станка имеет три диапазона регулирования чисел оборотов в минуту: 3—27; 2,1—19; 1,7—15. Мощность станка 160 Вт. Шлифовальный круг можно устанавливать под лю-

бым углом к обрабатываемой детали. Станок — небольшого веса 40 кг и не-крупный по размерам 550×600×580 мм, поэтому его можно устанавливать рядом с любым зуборезным станком. При необходимости этот станок можно оснастить второй колонкой и соответственно вторым шлифовальным кругом.
„Industrie-Anzeiger“, апрель 1977, № 35, с. 634.

Установки для окраски кузовов автомобилей

Для фирмы Volvo изготовлено фирмой Behr-Industrieanlagen (ФРГ) три лакокрасочные установки „ESTA“. Одна из установок предназначена для электростатической окраски покрывной эмалью 15 цветов. Она снабжена десятью распылителями, которые обеспечивают быструю смену и выбор эмали. Толщина покрытия покрывной эмалью „ESTA“ 45 мкм. Все операции установки полностью автоматизированы.

Две другие установки предназначены для нанесения грунт-шпатлевки. Каждая из этих установок также снабжена десятью распылителями. Толщина наносимого покрытия 35 мкм. Обе установки впервые переведены на автоматический цикл.

„Metalloberfläche“, март 1977, т. 31, № 3, с. 117.

Новый способ коррозионной защиты металлической ленты

Новый процесс нанесения коррозионно-стойкого лакокрасочного покрытия на холоднокатаную стальную ленту методом „Coil-Coating“ разработан фирмой Diamond Shamrock Corporation (США). Этот процесс запатентован, его используют серийно в автомобилестроении США.

Обработка подвергают тонкую металлическую ленту „Zincrometal“ с двухслойным лакокрасочным покрытием. Первым покрытием служит слой „Dac-

тет“ — водорастворимая дисперсия на основе хромовой кислоты и цинковой пыли. Наносят его на очищенную поверхность с помощью роликов. Затем ленту сушат в печи при температуре ~150°C. Вследствие этого образуется сухая пленка толщиной 2—3 мкм.

Второе покрытие „Zincromet“ — пример на основе цинковой пыли и эпоксидной смолы. Оно содержит растворитель и является основным неорганическим покрытием. Его также наносят с помощью роликов. Сушку ленты в печи осуществляют при температуре 250°C. Образуется в результате сухая пленка толщиной 10 мкм. Общая толщина покрытий „Dac-tet“ и „Zincromet“ ~12—14 мкм. Скорость окраски — от 60 до 125 м/мин, производительность — до 60 т/ч.

Лента „Zincrometal“ широко применяется для кузовов автомобилей фирм „General Motors“ и „Ford Motor Company“ (США).

„Metalloberfläche“, апрель 1977, т. 31, № 4, с. 150—154.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113:621.434.013

Исследование влияния режима работы двигателя с искровым зажиганием на процесс горения. Третьяков Н. П., Егоров А. А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Изложены результаты исследования влияния нагрузки, скорости вращения коленчатого вала, состава горючей смеси и угла опережения зажигания на процесс горения в двигателе М-408. Рис. 6. Библ. 6.

УДК 621.43-33

Влияние геометрии кулачка на работоспособность пары кулачок — толкатель. Макаревич П. С. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

На примере кулачка с цилиндрической образующей и толкателя с плоской тарелкой показано влияние радиуса кривизны кулачка и ускорения толкателя на напряженность и условия смазки сопряженных поверхностей. Разработана методика определения наличия и места расположения дефектов на сопряженных поверхностях кулачка и толкателя. Установлена связь между относительной оценкой несущей способности масляной пленки в точке контакта и материалом тарелки толкателя. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 7.

УДК 629.113.004

Изменение технического состояния трансмиссии автомобилей в процессе эксплуатации. Авдонькин Ф. Н. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Приведены зависимости неравномерности распределения крутящего момента главной передачи от износа системы коробки передач, пробега агрегата до замены, от общего пробега автомобиля с начала эксплуатации. Табл. 2. Библ. 4.

УДК 629.113.001.2·401.7

Исследование надежности капитально отремонтированных автомобилей. Индикт Е. А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Изложены методы и результаты исследования надежности капитально отремонтированных автомобилей в ЭПАХе г. Москвы. Табл. 4. Рис. 4. Библ. 4.

УДК 629.113.014.51

Исследование напряженного состояния вала сошки рулевого механизма автомобиля. Савушкин Е. С., Стародубец Н. А., Немцов Ю. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Приведена методика расчета вала сошки механизма рулевого управления автомобиля «Москвич-412». Рис. 3.

УДК 629.113.001

О мощностном балансе автомобиля при движении по твердым неровным дорогам. Беленький Ю. Ю., Шукшин С. А., Москвитин В. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Приведены результаты экспериментов по уточнению мощностного баланса автомобиля при движении по твердым неровным дорогам. Установлено, что потери мощности на качение шин в свободном режиме по неровной твердой дороге могут быть в несколько раз выше, чем по ровному покрытию. Рис. 2. Библ. 5.

УДК 629.113-592

Расчет регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля. Мордашов Ю. Ф. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Приведена методика расчета основных параметров регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля. Табл. 1. Рис. 2. Библ. 4.

УДК 629.113-585.862

Кругильные колебания карданной передачи при наличии отклонений от фазовых углов между ведущими вилками карданных шарниров. Иванов С. Н., Мамаева В. П. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Рассмотрено влияние кинематики двухшарнирной карданной передачи, расположенной в одной плоскости, на кругильные колебания системы при отклонении от 90° фазового угла между ведущими вилками карданных шарниров. Рис. 3. Библ. 2.

УДК 629.113.011.5

Алгоритм проектирования кузова наименьшего веса на один случай нагружения. Миронов В. Г., Абрамян В. А., Коряковцев Л. Г., Федоров А. А., Миронова Л. Б. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Рассматривается расчет плоской схемы кузова легкового автомобиля методом сил с помощью ЭВМ и графопостроителя. Табл. 3. Рис. 2. Библ. 2.

УДК 629.113.075

Определение углов установки управляемых колес при движении автомобиля. Кислицин Н. М., Максимов Ю. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Приведена методика и аппаратура для определения углов установки колес при движении автомобиля. Рис. 4. Библ. 4.

УДК 629.113.073:62-503.4

Устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории. Гицбург Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Система автомобиль — водитель рассмотрена как единая система регулирования, для которой задающими параметрами являются координаты траектории в плоскости движения.

В результате расчета определено допустимое время реакции автомобиля и водителя, обеспечивающее устойчивое движение относительно траектории. Исследовано влияние конструктивных параметров автомобиля на величину этого времени. Табл. 1. Рис. 6. Библ. 2.

УДК 621.9:65.012.12

О математической модели процесса резания металлов. Дайдсон А. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Предлагается математическая модель процесса резания металла, которая в сочетании со статистическими методами планирования эксперимента позволяет повысить эффективность проведения исследований процесса. Табл. 2. Рис. 2. Библ. 5.

УДК 629.113:621.983

Раздача сварных цилиндров с торцовым подпором. Прокуратков Г. В., Фомин В. С., Якуниченко Е. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Показано, что применение торцового подпора позволяет увеличить коэффициент раздачи, устраняя опасное утонение и формоизменение прочные и малопластичные материалы. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 621.9:65.232

Выбор схемы и оснастки при хонинговании автомобильных деталей. Романчук В. А., Куликов С. И. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Рассмотрен выбор схем обработки при хонинговании отверстий в различных деталях, даны рекомендации по применению технологической оснастки. Рис. 5. Библ. 5.

УДК 621.923

Шлифование ступенчатых валиков. Мазуркевич В. В., Добринин И. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Показано, что одновременное бесцентровое шлифование всех поверхностей ступенчатых валиков по сравнению с последовательной обработкой ступеней в центрах дает удовлетворительные показатели по сносости и погрешности формы с одновременным увеличением производительности в 3 раза. Рис. 3.

УДК 621.983

Штампование горячекатаной полосы после дробеметной очистки. Соколов И. А., Уральский В. И., Грин В. В., Коршунова З. И. «Автомобильная промышленность», 1977, № 9.

Рассмотрено влияние дробеметной очистки на штампующую сталь 25пс. Показано, что полоса, очищенная от окалины дробеметным методом, может применяться для изготовления лонжеронов. Табл. 2. Рис. 3.

Книги издательства «Машиностроение» по гарантированным заказам покупателей

Предлагаемая специалистам автомобилестроения литература издательства «Машиностроение» в 1978 г. будет распространяться только по гарантированным заказам покупателей.

Предварительный заказ — единственный способ приобретения данной литературы.

Специалисты, своевременно не оформившие на эти книги заказы, не смогут их приобрести, так как в розничную продажу они не поступят; каждый магазин получит эти издания в точном соответствии с числом заказов, принятых от покупателей.

Своевременно оформляйте предварительные заказы на новую литературу!

Книжные магазины принимают от покупателей заказы до 31 декабря 1977 г.

Васильев В. Д., Соложенцев Е. Д. Кибернетические методы при создании поршневых машин. М., 1978 (III кв.). 10 изд. л. Цена 60 к.

В книге впервые в систематизированном виде с позиций кибернетики изложены математические постановки и методы решения наиболее характерных задач, возникающих при создании и исследовании поршневых двигателей и компрессоров; рассмотрены задачи моделирования, исследования, идентификации и измерения рабочих процессов, доводки поршневых машин, проектирования поршневых компрессоров и т. д.

План 1978 г., № 319

Войнов К. Н. Прогнозирование надежности механических систем. Л., 1978 (III кв.). 15 изд. л. Цена 90 к.

В книге рассмотрена надежность различных узлов машин и механизмов: гидравлических и фрикционных гасителей колебаний, редукторно-карданных приводов, тормозных систем, ходовых частей и узлов подъемно-транспортного оборудования; приведены примеры расчета надежности систем многоцелевого назначения с учетом особенностей отказов их элементов, а также сравнения эксплуатационных данных с вероятностными оценками надежности, полученными при разработке технического проекта; рассмотрены практические задачи, в которых входной параметр проанализирован с использованием ЭВМ. В приложении дан обширный справочный материал по интенсивности изнашивания различных пар трения.

План 1978 г., № 316

Григорьев Е. А. Статистическая динамика поршневых двигателей. М., 1978 (II кв.). 8 изд. л. Цена 1 р. 30 к.

В монографии рассмотрена теория статистической уравновешенности двигателей, позволяющая оценить их уравновешенность, когда движущиеся массы равны и рабочие процессы в различных цилиндрах одинаковы; удалено внимание остаточной уравновешенности; освещены вопросы оценки уравновешенности двигателя при работе на разных скоростных режимах.

План 1978 г., № 320

Издательство
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Крутов В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. М., 1978 (II кв.). 30 изд. л. Цена 2 р. 10 к.

Книга посвящена статическим и динамическим свойствам двигателя внутреннего сгорания как регулируемого объекта, являющегося составным элементом системы автоматического регулирования. В ней рассмотрены установленные и неустановившиеся режимы, приведены дифференциальные уравнения, передаточные функции и частотные характеристики как отдельных элементов комбинированного двигателя, так и двигателя в целом; показана методика применения аналоговых и цифровых ЭВМ для оценки устойчивости режимов работы и построения переходных процессов; показано влияние на динамические свойства двигателя его отдельных элементов и параметров.

План 1978 г., № 321

Полипанов И. С. Защита системы охлаждения дизеля от кавитационного разрушения. Л., 1978 (II кв.). 12 изд. л. Цена 85 к.

В монографии рассмотрены достоинства и недостатки существующих методов защиты систем охлаждения ДВС от разрушений; описан новый метод защиты, основанный на применении ионообменных и электронно-ионообменных фильтров; рассмотрены схемы систем охлаждения; изложены результаты применения нового метода защиты в дизелях различного назначения (Д4 25/34, 8ДР 43.61, ЧН 18/20, «Зульцер», «Бурмейстер и Вайн»). Дан метод расчета экономической эффективности применения нового способа защиты системы охлаждения дизеля от кавитационного разрушения.

План 1978 г., № 322

Форсированные дизели. Доклады на XI Международном конгрессе по двигателям (СИМАК). Пер. с англ. и франц. М., 1978 (IV кв.). 25 изд. л. Цена 3 р. 50 к.

В сборнике помещены представляющие интерес для советских специалистов доклады, прочитанные на XI Международном конгрессе по двигателям. В них рассмотрены вопросы организации рабочего процесса, конструкции и прочности форсированных дизелей; приведены результаты новейших исследований, полученные двигателестроительными фирмами и научно-исследовательскими организациями.

План 1978 г., № 324

КАК ОФОРМИТЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ЗАКАЗ?

Предварительный заказ оформляется на обычной почтовой открытке. На каждую книгу заполняется отдельная открытка. В графах «Куда» и «Кому» напишите свой адрес и фамилию, на обороте — фамилию автора и название книги, а также наименование издательства и порядковый номер, под которым заказываемая книга значится в плане.

Заполненные открытки (предварительные заказы) сдайте или отправьте в конверте в местный книжный магазин.

Своевременно и правильно оформленные предварительные заказы гарантируют приобретение специальной литературы.



**КАМЕРЫ ДЛЯ ШИН ПРИЦЕПОВ
КАМЕРЫ ДЛЯ ШИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
КАМЕРЫ ДЛЯ ШИН ДВУХКОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТА**

Все эти камеры изготавливают на станках фирмы Мидланд.

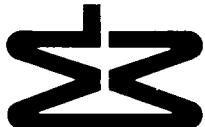
Для камер любых размеров фирма Мидланд выпускает стыковочные станки, отвечающие всем требованиям заказчика. В настоящее время фирма производит станки трех типов. На станках изготавливают продукцию в виде плоских камер шириной до 650 мм при быстрой смене цикла.

Каждый из этих станков конструируют в соответствии с требованиями заказчика — от вновь запатентованной системы приводных ножей для осуществления более быстрого резания улучшенным методом до усовершенствованной системы удаления отходов для сведения к минимуму простоев в производстве. Техническое обслуживание станков — простое благодаря сменным модульным системам управления твердой фазой и гидравлическим блокам, монтируемым по усмотрению заказчика.

Станки фирмы Мидланд хорошо зарекомендовали себя в Югославии (фирма Тигар), в Бразилии (фирма Пирелли) и в Нигерии (фирма Данлоп). Многие ведущие производства по изготовлению камер во всем мире уже получают прибыли благодаря введению в действие стыковочных станков фирмы Мидланд.

Пользуйтесь станками фирмы Мидланд и Вы увидите, как можно увеличить производство камер.

The Midland Designing & Manufacturing Co Limited.



Heath Mill Road Wombourne
Wolverhampton England
Telephone Wombourne 4641
Telex 339746

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.
Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—7/115/355.

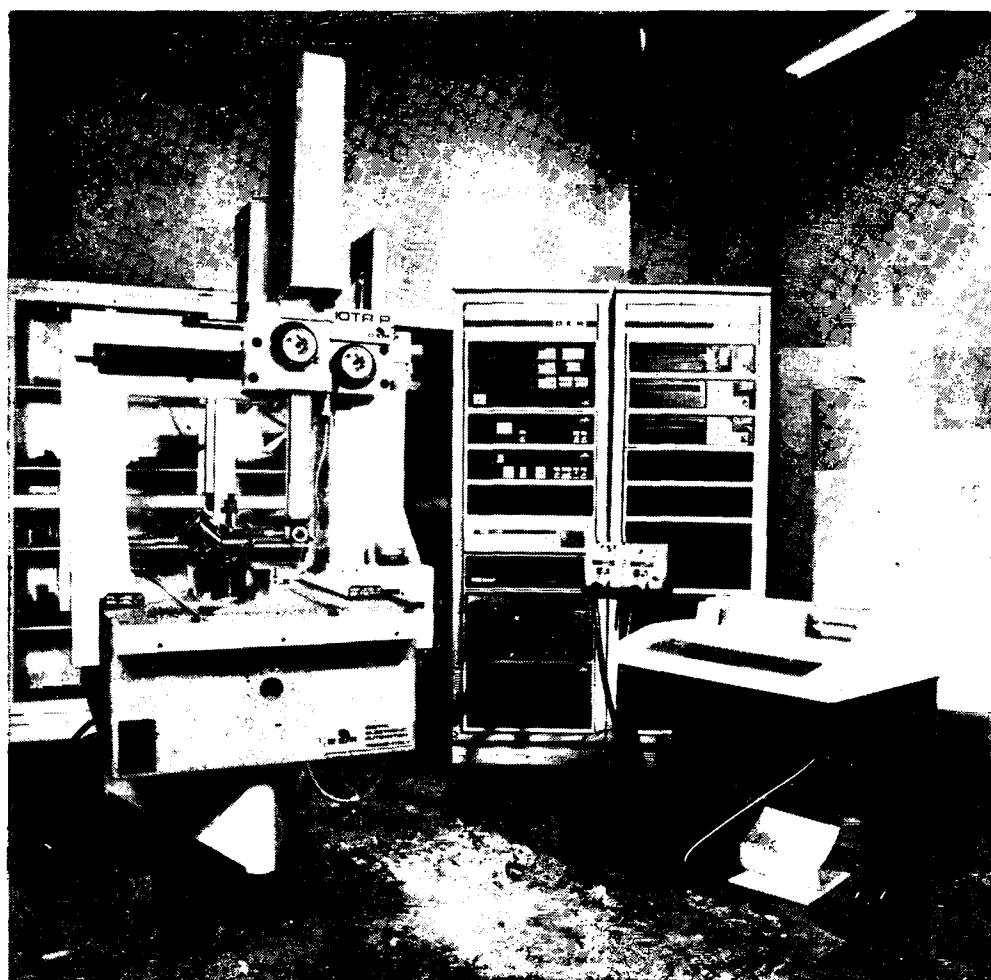
1000 СИСТЕМ ДЕА УСТАНОВЛЕНЫ ВО ВСЕМ МИРЕ СВЫШЕ 100 СИСТЕМ ДЕА ОБСЛУЖИВАЮТ СОВЕТСКУЮ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

Измерительная установка ИОТА Р:

Позволяет с высокой точностью измерять детали средних и малых размеров. Быстрая окупаемость установки обеспечивается простотой конструкции, скоростью проведения операции измерения и надежностью в эксплуатации.

Техническая характеристика:

- Опорная диабазовая плита практически индеформирована.
- Главная каретка портала установлена на воздушных подушках.
- Оптическая измерительная система снабжена визирными шкалами.
- Имеются рукоятки для грубой и тонкой настройки каждой оси визирных шкал.
- Визирные шкалы с масштабом деления 1 мкм подсвечиваются.
- Полезный измерительный размер по осям:
 $X=760$ мм,
 $Y=500$ мм,
 $Z=400$ мм.
- Точность расположения по осям при 20°C :
 $X=\pm .006$ мм,
 $Y=\pm .005$ мм,
 $Z=\pm .004$ мм.



- Повторяемость установки — 4 мкм.
- Электронная система развертки — с использованием вычислительной машины.

Аналогичные технические данные заложены и в приборах типов PL, PL2, PL3 предельных размеров по оси X: соответственно 1320, 1800 и 2800 мм, а также в приборе

типа PR с увеличенным просветом под измерительной головкой. Кроме оборудования типа ИОТА фирма ДЕА производит приборы типов: БЕТА, ГАММА, СИГМА, ДЕЛЬТА, АЛЬФА и ЛАМБДА полезных размеров по осям:

$X=16\,000$ мм,
 $Y=6\,000$ мм,
 $Z=4\,000$ мм

с различными уровнями автоматизации.

DEA

DIGITAL
ELECTRONIC
AUTOMATION
S.p.A.

CORSO TORINO 70 — 10024

MONCALIERI
TORINO — ITALIA
TEL. 011 673932 —
TELEX 21226

Одна и та же машина изготавляет все эти детали автоматически



Производительность до 2100 шт./ч.

Количество в одной партии до 5000 шт. (Простота замены инструмента позволила одному из наших клиентов на автомате холодной высадки НАЦИОНАЛЬ-МАШИНЕРИ-1875 изготавливать 12 различных деталей).

Детали можно изготавливать из отрезанных заготовок, прутка, проволоки или заготовки, полученной литьем или спеканием, диаметром до 50 мм и более. При этом гарантируются незначительные отходы, минимальные допуски и экономия за счет отсутствия потерь на окалину и расходов на отжиг. Минимальные допуски и высокое качество поверхности деталей, полученных холодной или горячей высадкой, сокращают дополнительную механическую обработку или исключают ее.

Может быть, и Вам поможет получить экономию холодная или горячая высадка деталей большого размера? С большим удовольствием мы Вам поможем!

National Machinery

Националь Машинери Ко., Тиффин, Охайо, США 44883 Националь Машинери товарищество с огран. ответственностью
8500 Нюрнберг, Регенсбургер Штр. 420, Почтовое отделение 1249, ФРГ.
Проектирование и конструкция высокопроизводительных машин горячей и холодной высадки.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

Справочная информация по телефону: 102074, Москва, пл. Чистые пруды, 2/5. Отдел промышленных пост-