

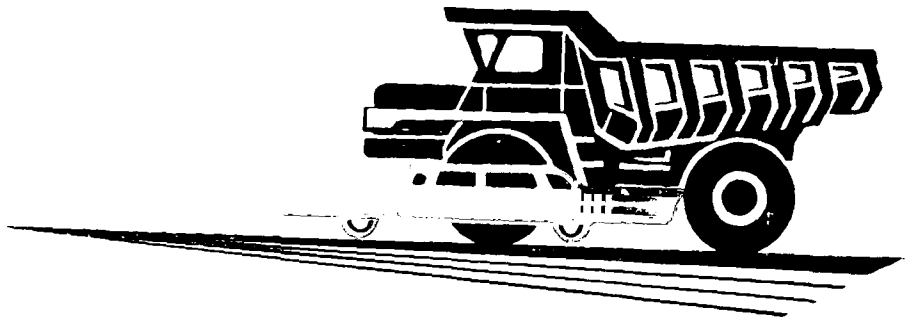
ISSN 0005-23

7

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1979

1



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1
ЯНВАРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1979

Год издания XLV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113:658.511

Прогрессивные формы управления производством

ТРУДЯЩИЕСЯ автомобильной промышленности, успешно завершив третий год пятилетки, с чувством исполненного долга приступают к реализации планов 1979 г. За последние три года пятилетки объем производства в отрасли увеличен на 27%, производительность труда возросла на 21%. Для народного хозяйства изготовлено сверх плана около 60 тыс. автомобилей, свыше 50 тыс. мотоциклов и велосипедов, почти на 60 млн. руб. запасных частей, большое количество товаров народного потребления.

На 1979 г. заланированы высокие темпы роста производства. Объем выпускаемой продукции предстоит увеличить больше чем на 1 млрд. руб. Намечено существенно улучшить качественные показатели выпускаемой техники. В 1,7 раза должен возрасти выпуск автомобилей КамАЗ и в 2 раза автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 10 т, выполненных на базе автомобилей КамАЗ. Будет изготовлена первая партия автомобилей ЗИЛ и «Урал» с дизелями. Дальнейшее развитие получит производство автомобилей-самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 75 т, легковых автомобилей «Нива». Намечено выполнить большой объем опытно-конструкторских работ по созданию автомобилей сельскохозяйственного назначения в соответствии с решениями июльского (1978 г.) Пленума ЦК КПСС. Как и раньше, в широких масштабах планируется осуществление реконструкции и технического перевооружения предприятий за счет капитального строительства.

Успешное решение задач нового года в настоящее время особенно зависит от того, насколько быстро будут повышаться эффективность производства и качество работы на всех участках, во всех подразделениях отрасли. Очень важно нацелить внимание хозяйственных руководителей, общественных организаций на максимальное использование производственных мощностей и внутренних резервов, экономное расходование ресурсов, рациональное использование огромного производственно-технического потенциала, который создан в автомобильной промышленности.

Курс на повышение эффективности и качества предопределяет строгое соблюдение плановой дисциплины, выполнение заданий по всей установленной номенклатуре. В условиях широких хозяйственных связей между предприятиями отрасли необходимо, чтобы каждое звено производственной цепи работало ритмично, четко выполняло договорные обязательства с первых дней нового года.

Функциональные управления Министерства автомобильной промышленности, всеобщие промышленные и производственные объединения призваны держать под постоянным контролем сроки поставки материалов, комплектующих изделий по всей номенклатуре, не оставлять без внимания случаи срыва заказов, своевременно взыскивать с виновных.

В борьбе за повышение эффективности и качества следует усилить организаторскую работу по распространению положи-

тельного производственного опыта, позволяющего добиваться высоких конечных результатов хозяйственной деятельности. За последние годы социалистическим соревнованием рождено немало ценных инициатив, направленных на повышение производительности труда, использование внутренних резервов, техническое совершенствование производства. Сделать эти начинания достоянием других коллективов, внедрить их в повседневную практику — задача на современном этапе крайне необходимая.

Особенно важно сейчас широко распространить опыт Волжского автозавода им. 50-летия СССР по комплексному решению вопросов повышения эффективности производства и качества продукции, получившего высокую оценку Генерального секретаря ЦК КПСС Председателя Президиума Верховного Совета СССР Л. И. Брежнева в речи на XVIII съезде Ленинского комсомола.

Коллектив завода на основе современных научно-технических достижений и передовой практики в автомобилестроении создал новый механизм хозяйствования, который позволяет в максимальной степени использовать возможности предприятия и в экономическом отношении выгодно отличается от традиционных форм организации и управления производством. Основная часть производственного комплекса завода, предназначенная для выполнения плановых заданий по выпуску автомобилей, разделена на крупные специализированные подразделения, которые наделены необходимой хозяйственной самостоятельностью и соответствующими правами в пределах закрепленных за ними обязанностей. Таких подразделений четыре: металлургическое, прессовое, механосборочное и сборочно-кузовное. На уровне этих подразделений решаются все главные вопросы выполнения планов выпуска продукции — оперативное планирование, финансово-бухгалтерский учет, технологическое и материально-техническое обеспечение, комплектование и подготовка кадров, ремонт и обслуживание оборудования. Для этого каждое подразделение имеет необходимые функциональные службы, в обязанности которых входит обеспечение установленного ритма производства продукции. Цехи и участки основного производства полностью освобождены от выполнения указанных работ.

Такое разграничение обязанностей позволило приблизить деятельность управленческого персонала к нуждам производства, повысить его ответственность за своевременное решение возникающих вопросов. При новой структуре управления начальники цехов, их заместители, мастера имеют возможность сосредоточить свое основное внимание на выполнении сменных и суточных графиков выпуска продукции, повышении ее качества, на воспитательной и организаторской работе в коллективе. Концентрация материальных финансовых и трудовых ресурсов на уровне крупных производственных подразделений дает возможность направлять их прежде всего на решение первоочередных задач и с максимальной эффективностью.

Для четкого исполнения основных принципов, заложенных в новой системе управления, на заводе разработаны и введены в действие специальные инструктивные положения (заводские стандарты), в которых точно определено кто, что, как и когда должен делать для решения той или иной задачи производства, на каком служебном уровне должны приниматься окончательные решения в зависимости от сложности и важности рассматриваемого вопроса. Работники функциональных служб своевременно обеспечиваются объективными информационными сведениями о ходе производства и движении товарно-материальных ценностей, состоянии складских остатков и незавершенного производства, о финансовом исполнении и обеспеченности рабочими кадрами. Все эти данные оперативно готовятся по специальным программам в вычислительном центре.

По-иному решены на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР вопросы организации труда и заработной платы рабочих. Во всех основных и вспомогательных цехах внедрена бригадная форма организации труда, при этом состав бригад включает рабочих первой и второй смен. Каждая бригада закреплена за определенной зоной рабочих мест и выполняет строго установленное число технологических операций. Внутри бригады расстановка рабочих может меняться в зависимости от складывающихся производственных условий.

Производственная бригада на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР стала основным звеном трудового коллектива. Бригадная форма организации труда оказывает решающее влияние на развитие товарищеской взаимопомощи и взаимной требовательности, повышение ответственности каждого за общие конечные результаты работы. В бригадах созданы все возможности для овладения смежными профессиями и повышения квалификации, а также творческой и трудовой активности, благодаря чему полнее раскрываются способности человека труда.

Положительно зарекомендовала себя практика создания в бригадах общественных советов, которые оказывают большое влияние на укрепление трудовой и технологической дисциплины, оздоровление морального климата в коллективе. Советы организуют социалистическое соревнование между членами бригады, участвуют в определении его победителей, вырабатывают предложения о повышении эффективности мер морального и материального поощрения. Мнение советов бригад учитывается при распределении премий, выдвижении кандидатур на обучение и последующем перемещении рабочих на более квалифицированную работу.

Бригадная форма труда эффективно подкреплена новой системой заработной платы рабочих. Все бригады работают по суточным нормированным заданиям, основу которых составляют технически обоснованные нормы времени на выполнение закрепленных технологических операций, а также численность и квалификация членов бригады. При этом сумма всех нормированных заданий всегда обеспечивает 100%-ное выполнение плана производства по участку, цеху и заводу в целом.

Размер заработка каждого рабочего зависит от уровня выполнения бригадой нормированного задания, а также от тарифной ставки по присвоенному ему квалификационному разряду. Система заработной платы на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР в основе своей органически соединяет интересы рабочего с интересами коллектива, создает объективные предпосылки для роста производительности труда на основе профессионального мастерства трудящихся и пополнения ими производственного опыта. Это вызывает у рабочих большой интерес к освоению смежных профессий, занятиям в системе курсового обучения. Только за последние пять лет около 30 тыс. рабочих завода повысили свои квалификационные разряды, 80% из числа всех занятых в сфере материального производства получили экономическое образование в объеме установленной программы.

Новые формы организации производства, труда и управления позволили коллективу Волжского автозавода им. 50-летия СССР в короткий срок достигнуть проектных показателей по производству автомобилей, их трудоемкости и себестоимости. Уже через пять лет завод начал выпускать автомобилей больше, чем предусмотрено техническим проектом, уменьшил по сравнению с проектом трудовые и материальные затраты на их выпуск. Благодаря новым методам хозяйствования на заводе экономно используются трудовые ресурсы. Соотношение численности производственных и вспомогательных рабочих составляет 1:1, тогда как на многих других предприятиях на каждые 100 основных рабочих приходится 130—140 вспомогательных.

В системе мер по повышению эффективности производства волжские автомобилестроители большое внимание уделяют обеспечению высокого качества выпускаемой продукции. Заслуживает особого внимания практика обеспечения требуемой точности работы оборудования и предупреждения его простоев. Для завода это исключительно важно, так как он не имеет

дублирующих станков и автоматических линий, поэтому всякий неплановый простой механизмов может привести к нарушению ритма производства.

За счет перераспределения сил ремонтных служб на заводе выдерживаются сроки профилактического обслуживания станков и механизмов, ведется точный учет отработанного времени по наиболее сложной их части. При помощи специальной подсистемы АСУ заранее устанавливаются сроки и продолжительность текущих и капитальных ремонтов, ведется подготовка необходимых для этого запасных частей и материалов, рассчитывается нужное количество рабочей силы. Характерно, что если на многих других предприятиях отрасли 60% ремонтных рабочих выполняют капитальные ремонты станков, то на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР только 35% ремонтников выполняют эти работы, остальные осуществляют профилактику и обслуживание оборудования.

Важным фактором обеспечения стабильности качества выпускаемых автомобилей явилось то, что Волжский автозавод им. 50-летия СССР полностью взял на себя их техническое обслуживание в процессе эксплуатации. Это позволило заводу объективно оценивать надежность и равнопрочность основных узлов и агрегатов автомобилей, обоснованно планировать производство запасных частей и регулировать их номенклатуру.

Созданию новой организационной структуры и новых методов хозяйствования предшествовала большая и разносторонняя организаторская и разъяснительная работа по доведению до всех работников завода смысла и значения экономической политики КПСС на современном этапе, воспитанию у них чувства гордости за честь заводской марки, глубокого понимания ими своей роли и ответственности за конечные результаты производства. Эта работа умело сочеталась с занятиями в школах экономического обучения и системе партийного и комсомольского образования, с проведением других общезаводских мероприятий.

Решению поставленной задачи было подчинено социалистическое соревнование — мощный рычаг повышения творческой и трудовой активности трудящихся. Обязательства волжских автомобилестроителей направлены прежде всего на ускорение технического прогресса, практическую реализацию плановых заданий, повышение организованности и максимальное использование производственных мощностей. Они защищаются в специальных общественных комиссиях с тем, чтобы повысить ответственность участников соревнования за достижение намеченных рубежей, обеспечить экономическую обоснованность и соответствующую напряженность принимаемых обязательств. В индивидуальном соревновании важное место занимает борьба за соблюдение трудовой и производственной дисциплины, повышение качества продукции, экономное расходование материальных ресурсов, активное участие рабочих в технических смотрах и конкурсах, в движении рационализаторов и изобретателей.

Волжский автозавод им. 50-летия СССР работает по новой системе хозяйствования уже несколько лет. Накопленный им опыт обладает по уверенности утверждать, что его методы работы обладают многими преимуществами перед традиционными действующими. Положительные результаты получены от внедрения опыта Волжского автозавода им. 50-летия СССР на его филиалах — Димитровградском автоагрегатном заводе им. 50-летия СССР и Скопинском автоагрегатном заводе, на Белебеевском заводе «Автономаль». С переходом на новую систему хозяйствования здесь существенно возросла производительность труда, улучшилась ритмичность производства, повысилось качество продукции.

Активно работают над внедрением опыта Волжского автозавода им. 50-летия СССР коллективы Камского автозавода, Борисовского завода автотракторного электрооборудования, Двадцать третьего государственного подшипникового завода, Мелитопольского моторного завода и других предприятий. Здесь осуществляется концентрация и специализация вспомогательных служб, внедряются прогрессивные структуры управления и бригадные формы труда. Это позволяет с меньшим числом работающих производить больше продукции, сокращать затраты на ее выпуск.

Сосредоточение усилий и материальных ресурсов на главных направлениях должно обеспечить более высокие темпы роста эффективности производства и качества работы, позволить преодолеть возможные сложности на пути широкого использования положительного примера.

В борьбе за эффективность производства надо повысить роль инженерных, экономических, плановых служб предприятий и объединений. Именно здесь должны в первую очередь рождаться новые идеи, наиболее ценные предложения о том, как лучше организовать труд рабочих, что надо сделать для максимального использования внутренних резервов. Специалистам этих подразделений по своему положению надлежит заниматься техническим творчеством, быть поборниками всего но-

вого и передового. Именно они должны организовывать работы на достижение эффективных конечных результатов. Между тем на практике многие специалисты часто выступают в роли администраторов, значительную часть своего времени затрачивают на решение текущих вопросов, не оказывающих решающего влияния на эффективность и качество.

Долг общественных организаций состоит в постоянном контроле за распространением полезных новшеств, в объективной оценке эффективности используемого ценного опыта. Успешному решению задач по распространению прогрессивных начинаний будет способствовать регулярное обсуждение этих вопросов на собраниях коммунистов, в профсоюзных и комсомольских комитетах. Поддерживая инициативу, следует усилить спрос с тех, кто этим пренебрегает, мирится с отсталостью.



Влияние формы днища на механическую и тепловую напряженность поршня

УДК 629.113:621.43

Кандидаты техн. наук **А. В. КОСТРОВ, Б. С. ЯРОВ**
Московский автомеханический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время в автомобильных карбюраторных двигателях наибольшее распространение получили поршни с плоским днищем, однако применяются и поршни с выпуклым и вогнутым днищами (на автомобилях «Москвич-412», Вовер-2300/2600).

В работах [1 и 2] установлено, что форма днища поршня влияет на величину механических и тепловых напряжений, возникающих в днище от действия газовых сил и нагрева. В этих работах сделано заключение о большой прочности днищ, имеющих сферические очертания, за счет снижения механических напряжений.

Однако суммарные воздействия механических и тепловых напряжений на днища разной формы не сравнивались. Между тем, суммарные напряжения, определяющие запас прочности днища, долговечность поршня и его весовые характеристики, зависят от формы днища. В современных автомобильных карбюраторных двигателях нагруженность днища поршня достигла значительных величин и в некоторых случаях является лимитирующим фактором для дальнейшего увеличения литровой мощности. По этой причине возможность снижения напряженности днища вследствие изменения его формы представляет острый интерес.

Рассмотрим выпуклое и вогнутое днища, симметричные относительно горизонтальной плоскости. Считаем их полыми сферическими оболочками постоянной толщины h , радиусом срединной поверхности a и углом раствора $2\theta_0$ боковой конической поверхности оболочки, заделанной наглухо по краю при $\theta = \theta_0$.

Экспериментальными исследованиями напряжений в днище поршня при работе двигателя выявлено, что действительные механические и тепловые напряжения, возникающие в днище, более всего соответствуют напряжениям, определяемым расчетным путем для случая глухой заделки днища по краю. Таким образом, выбранный метод расчета правомерен.

Поверхность выпуклого днища $Z = -h/2$; ($-h/2 \leq Z \leq h/2$), омываемая газами, нагружена равномерно распределенным давлением p (в кгс/см²). Температура $t(\theta)$; ($0 \leq \theta \leq \theta_0$) по меридиану поверхности изменяется по квадратичному закону

$$t(\theta) = -\frac{T\theta^2}{\theta_0^2}, \quad \text{где } T \text{ — меридиональный температурный перепад, а по толщине — по линейному закону } t(Z) = -\frac{t}{h}Z^*,$$

где t — осевой температурный перепад.

Для отыскания механических и тепловых (вызываемых перепадом T) напряжений [1 и 2] следует решить систему дифференциальных уравнений:

$$u'' + \frac{u'}{x} - \frac{u}{x^2} = \frac{1+\mu}{\sqrt{\lambda}} \left(w' - 2a aT \frac{x}{x_0^2} \right);$$

Положительный опыт сам по себе всегда имеет огромную притягательную силу. Вместе с тем в трудовых коллективах должна быть создана обстановка обязательности использования полезных начинаний, планомерной замены устаревших методов хозяйствования новыми, прогрессивными. Делать это надо с учетом конкретной обстановки, исходя из задач, которые стоят перед коллективом.

Развертывая социалистическое соревнование за выполнение планов четвертого года пятилетки, надо ориентировать его на максимальное использование всех ценных начинаний и передового опыта, чтобы неуклонно повышались эффективность производства и качество работы, еще успешнее претворялись в жизнь решения XXV съезда КПСС.

$$w'''' + \frac{2}{x}w'''' - \frac{1}{x^2}w'' + \frac{1}{x^3}w' + w = \frac{pa^2}{Eh} + a aT \left(\frac{x}{x_0} \right)^2,$$

где u и w — соответственно меридиональное и нормальное перемещение срединной поверхности оболочки;

E — модуль Юнга в кгс/см²;

μ — коэффициент Пуассона;

α — коэффициент линейного расширения материала поршня;

λ — безразмерный параметр оболочки ($\lambda = \frac{a}{h} \sqrt{12(1-\mu^2)}$);

$x = \sqrt{\lambda} \theta$ — безразмерная переменная ($x_0 = \sqrt{\lambda} \theta_0$), штрихом обозначена производная по переменной x .

Решив систему, получим следующие отношения:

$$u = \frac{1+\mu}{\sqrt{\lambda}} (-C_1 \psi_2' + C_2 \psi_1') + C_3 x;$$

$$w = C_1 \psi_1 + C_2 \psi_2 + \frac{pa^2}{Eh} + a aT (x/x_0)^2,$$

где $\psi_{1,2}$ и $\psi_{1,2}'$ — специальные функции и их производные [4].

Постоянные C_{1-3} определяем из условий заделки: $w(x_0) = 0$; $w'(x_0) = 0$; $u(x_0) = 0$. Далее находим меридиональные (с индексом «1») и окружные (с индексом «2») моменты M_1 , M_2 и растягивающие усилия T_1 и T_2 :

$$M_1 = -\frac{D\lambda}{a^2} (w'' + \mu w'/x); \quad M_2 =$$

$$= -\frac{D\lambda}{a^2} (w'/x + \mu w'') \text{ кгс/см} \cdot \text{см};$$

$$T_1 = \frac{Eh\sqrt{\lambda}}{a(1-\mu^2)} \left\{ u' + \mu \frac{u}{x} + \frac{1+\mu}{\sqrt{\lambda}} [-w + a aT (x/x_0)^2] \right\} \text{ кгс/см};$$

$$T_2 = \frac{Eh\sqrt{\lambda}}{a(1-\mu^2)} \left\{ u/x + \mu u' + \frac{1+\mu}{\sqrt{\lambda}} [-w + a aT (x/x_0)^2] \right\} \text{ кгс/см}.$$

Затем определяем меридиональные σ_1 и окружные σ_2 напряжения на наружной стороне поршня (с индексом «г») и на по-

* В работе [3] показана правомерность выбора этих законов.

верхности дна со стороны картера («к»):

$$\sigma_{1,2}^{r,k} = \pm \frac{6M_{1,2}}{h^2} + \frac{T_{1,2}}{h}. \quad (1)$$

При вычислении величин $\sigma_{1,2}^{r,k}$ перед первым слагаемым в формуле (1) следует поставить знак минус, при вычислении величин $\sigma_{1,2}^k$ — знак плюс.

Тепловые и механические напряжения можно вычислять по отдельности; для тепловых напряжений $p=0$, для механических напряжений $T=0$.

Поскольку выпуклое и вогнутое днища симметричны, то напряжения вогнутого днища можно найти, зная напряжения выпуклого.

Механические напряжения $\Pi_{1,2}^{r,k}$ находим так:

$$(\Pi_{1,2}^{r,k})_{\text{вог}} = -(\Pi_{1,2}^{r,k})_{\text{вып}},$$

тепловые напряжения $\Theta_{1,2}^{r,k}$, вызываемые перепадом T ,

$$(\Theta_{1,2}^{r,k})_{\text{вог}} = (\Theta_{1,2}^{r,k})_{\text{вып}},$$

т. е. у выпуклого и вогнутого днищ поверхности Γ и K меняются местами.

Напряжения от действия осевого перепада температур t вычисляются по формуле [4]

$$Z_1^{r,k} = Z_2^{r,k} = \pm \frac{E \alpha t^*}{2(1-\mu)}. \quad (2)$$

Напряжения на сторонах Γ и K отличаются только знаком. Формула (2) сохраняется и для вогнутого днища. Эти напряжения в днище поршня карбюраторного двигателя не являются определяющими, так как поршни не имеют специального масляного охлаждения, и поэтому перепад температур по толщине меньше, чем по радиусу.

Осевой перепад температур по толщине был условно принят постоянным для всех исследуемых днищ, что и определило одинаковые осевые напряжения в днищах, независимо от их формы.

Оценка суммарных тепловых напряжений в большей степени соответствует физической картине нагружения и позволяет наиболее полно оценить действительный характер нагружения днища.

Затем находим суммарные** напряжения от действия механических и тепловых нагрузок

$$\Sigma = \Pi + \Theta + Z. \quad (3)$$

Перейдем к безразмерным величинам:

$$\tilde{\Pi} = \frac{\Pi}{p}; \quad \tilde{\Theta} = \frac{\Theta}{E \alpha T}; \quad \tilde{Z} = \frac{Z}{E \alpha t},$$

тогда формула (3) примет вид

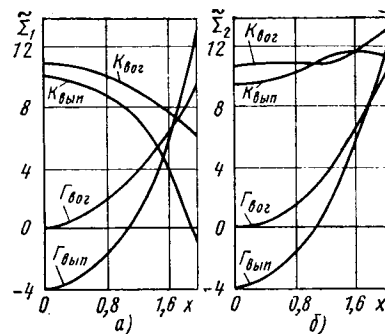
$$\Sigma = p \tilde{\Pi} + E \alpha T \tilde{\Theta} + E \alpha t \tilde{Z}. \quad (4)$$

Разделив обе части равенства (4) на выражение $\sqrt{E \alpha t p}$, размерность которого одинакова с размерностью $E \alpha t$, получим

$$\tilde{\Sigma} = \frac{\Sigma}{\sqrt{E \alpha t p}} = \sqrt{\frac{p}{E \alpha t}} \tilde{\Pi} + \sqrt{\frac{E \alpha t}{p}} \cdot \frac{T}{t} \tilde{\Theta} + \sqrt{\frac{E \alpha t}{p}} \tilde{Z}.$$

Вычислив величины $\tilde{\Pi}$, $\tilde{\Theta}$ и \tilde{Z} , можно найти $\tilde{\Sigma}$, если задать определенные значения для безразмерных отношений $E \alpha t/p$ и T/t .

На рисунке представлены графики безразмерных суммарных меридиональных $\tilde{\Sigma}_1$ (а) и окружных $\tilde{\Sigma}_2$ (б) напряжений, построенные для $E \alpha t/p = 10,5$ и $T/t = 3$, что соответствует нагружению реальных поршней. По графикам установлено, что для выпуклого и вогнутого днищ только в одном случае распределение



значений $\tilde{\Sigma}$ близко. В остальных трех случаях перепад напряжений от центра к периферии для вогнутого днища существенно меньше, чем для выпуклого. Это позволяет сделать вывод, что в вогнутом днище следует ожидать меньших напряжений по радиусу днища по сравнению с выпуклым.

Значения температурных перепадов T и t были взяты для обоих типов днищ одинаковыми, это не оказывает принципиального влияния на сделанные в работе выводы. В вогнутом днище по сравнению с выпуклым естественно ожидать некоторого уменьшения максимальных температурных перепадов вследствие укорочения линий тока, идущих от центра к периферии днища [2]. Это приведет к дальнейшему снижению напряжений в вогнутом днище по сравнению с выпуклым.

Поршни с вогнутым днищем применены в новых двигателях Rover 2300/2600 (Англия). Двигатели имеют литровую мощность 52 л.с./л и отличаются повышенной надежностью и долговечностью [5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костров А. В., Яров Б. С. К расчету напряжений в днище поршня, имеющего сферическую форму. — Автомобильная промышленность, 1975, № 2.
2. Костров А. В., Яров Б. С. Влияние формы днища поршня на величину тепловых напряжений, возникающих в днище от нагрева. — Автомобильная промышленность, 1975, № 12.
3. Давыдов Г. А., Овсянников М. К. Температурные напряжения в деталях судовых дизелей. Л., 1969.
4. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М., 1966.
5. Двигатель Rover-2300/2600 (реф. № 218). — Экспресс-информация «Поршневые и газотурбинные двигатели», 1978, № 27.

Уважаемые товарищи!

В 1977 г. издательство «Машиностроение» выпустило альбом «Тульские мотороллеры», авт. Лотоцкий А. В., Зобнин В. А. и др. В альбоме приведены сведения об устройстве и особенностях эксплуатации мотороллеров «Турист» и грузовых мотороллеров ТГА-200ф и ТГА-200к Тульского машиностроительного завода им. Рябикова.

Альбом иллюстрирован многокрасочными изображениями отдельных узлов, агрегатов, механизмов и систем мотороллеров, а также общими видами. Дано также описание устройства и основных моментов эксплуатации.

Издание может быть использовано владельцами мотороллеров «Турист», а также водителями грузовых мотороллеров в качестве наглядного пособия при подготовке к вождению.

К выбору масел для коробок передач автомобилей с дизелями

Канд. техн. наук В. В. СОКОЛОВ, В. Н. ЕФРЕМОВ,

К. Н. ЮРЬЕВ, А. В. УТКИН

НАМИ, Ярославский моторный завод

НАДЕЖНОСТЬ работы деталей коробки передач в значительной степени зависит от качества применяемого масла. Сравнительную оценку влияния различных трансмиссионных масел на работу коробок передач автомобилей обеспечивают стендовые испытания.

Чтобы определить влияние качества масел на интенсивность изнашивания зубьев шестерен коробок передач, проведены исследования следующих масел, предназначенных для агрегатов трансмиссии грузовых автомобилей:

- 1) ТС-14,5—ДФ-11 по ТУ 38-101-294—72; содержит присадку ДФ-11 в количестве 2% и депрессатор ПМА «Д» в количестве 1,5%;
- 2) МТ-16п по ТУ 38-001-117—73 с 4,5% присадки МНИ-ИП-22К и 0,43% депрессатора АзНИИ-ЦИАТИМ-1;
- 3) ТСП-14 по ТУ 38-101-488—74 с 6% противозадирной присадки ОТП и 1,5% депрессатора ПМА «Д»;
- 4) ТСП-15К с композицией присадок, содержащей противоизносный, антиокислительный, противозадирный и депрессорный компоненты;
- 5) ТАП-15В по ТУ 38-101-176—74 с 6% присадки ОТП и 1% депрессатора АФК.

Основой первых четырех масел являются очищенные нефтяные компоненты различной перегонки. Масло ТАП-15В изготовлено на базе экстрактов (отходов) остаточных масел и дистиллятных компонентов.

Испытания масел проводили на стенде с замкнутым силовым контуром, конструкция которого отвечает требованиям ОСТ 37.001.007—70 «Коробки передач механические (ступенчатые). Методы стендовых испытаний».

Коробки передач, на которых проводились испытания, механические пятиступенчатые, с шестернями постоянного зацепления на всех передачах, кроме первой и заднего хода, с синхронизаторами на второй-третьей и четвертой-пятой передачах. Они предназначены для работы с двигателями, имеющими максимальный крутящий момент $M_{кр} = 90$ кгс·м и частоту вращения коленчатого вала $n_{max} = 2100$ об/мин.

Система смазки коробки передач комбинированная: подшипники скольжения шестерен вторичного вала смазываются под давлением от масляного насоса, остальные детали — разбрызгиванием.

С целью обеспечения возможности дифференцирования масел по их влиянию на износ деталей коробки передач режим испытаний установлен, исходя из наиболее жестких условий работы, наблюдающихся в эксплуатации [1].

Испытания каждого сорта масла проводили циклами по 100 ч (общая продолжительность 900 ч) при нагрузке 90 кгс·м и частоте вращения первичного вала коробки передач 2100 об/мин. Относительная продолжительность работы составила 0,5% на первой передаче, 3% на второй, 24,5% на третьей, 72% на пятой. Температура масла в картере коробки передач поддерживалась в пределах 85—90°C. При работе на третьей передаче в течение 2 ч температура масла поддерживалась на уровне $120 \pm 5^\circ\text{C}$.

Перед испытаниями масла каждой марки проводили специальную подготовку коробки передач: подбирали шестерни по геометрическим параметрам и пятну контакта, обкатывали, микрометрировали, нарезали профилированные канавки на зубьях шестерен [2] для определения износа.

Во время испытаний через каждые 100 ч осматривали детали коробки передач и отбирали пробы масла. Масло не меняли и не доливали.

Результаты испытаний оценивали по следующим показателям: изменению физико-химических свойств масла; износу деталей; состоянию поверхностей деталей. Величину усталостного

выкрашивания рабочих поверхностей зубьев шестерен оценивали в баллах в соответствии с табл. 1.

Значения кинематической вязкости масел в процессе испытаний увеличивались по мере накопления продуктов окисления и полимеризации (табл. 2).

Уменьшение вязкости масел ТС-14,5—ДФ-11 и ТСП-14 после первых 100 ч испытаний связано с наличием в их композиции полимерной присадки — депрессатора ПМА «Д», склонного к термомеханической деструкции. По достижении определенной критической молекулярной массы полимеров деструкция прекращается и вязкость стабилизируется [3].

Общим для масел, изготовленных на базе очищенных компонентов, является высокая термоокислительная стабильность: их вязкость за время испытаний увеличилась не более чем на 10%. Вместе с тем невысокие антиокислительные свойства масла ТАП-15В, установленные лабораторными испытаниями, подтверждаются значительным ростом вязкости и наличием отложений на деталях коробки передач при стендовых испытаниях.

Противоизносные и противозадирные свойства в наименьшей степени изменились у масел ТС-14,5—ДФ-11 и ТСП-15К.

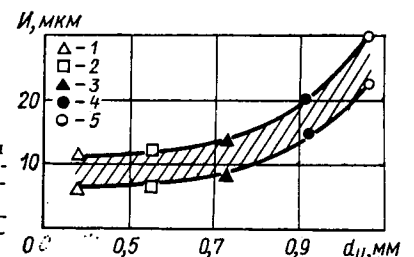
Деструкция присадки ПМА «Д» и, как следствие, снижение на 17% вязкости масла ТСП-14 уменьшило несущую способность масляного слоя. Это выразилось в снижении показателя противозадирных свойств масла (по ГОСТ 9490—60): ОПИ уменьшился на 24%, P_c — с 398 до 348 кгс.

У масла ТАП-15В к концу испытаний ухудшились как противозадирные, так и противоизносные свойства.






При осмотре деталей коробки передач после испытаний не обнаружено задиров рабочих поверхностей зубьев шестерен. Это свидетельствует о том, что исследованные масла обладают необходимыми для коробки передач противозадирными свойствами. Одновременно установлено, что величина d_n показателя противоизносных свойств масла, определенная на машине трения ЧШМ-3,2, связана с износом рабочих поверхностей зубьев определенной зависимостью (см. рисунок).

Масла ТС-14,5—ДФ-11 и ТСП-15К, противоизносные свойства которых характеризуются значениями $d_n = 0,35 \pm 0,60$ мм, обеспечивают примерно одинаковую величину износа зубьев шестерен. При больших значениях d_n , отмеченных для других масел, износ деталей соответственно возрастает. Следует отметить, что повышенное истирание зубьев шестерен может быть также следствием абразивного действия продуктов усталостного выкрашивания (питтинга) их рабочих поверхностей.

Усталостное выкрашивание интенсивностью до 2 баллов отмечено на рабочих поверхностях зубьев шестерен пятой передачи после работы на маслах МТ-16п и ТСП-14. После испытания масла ТАП-15В питтинг до 2 баллов отмечался на шестернях пятой передачи и паре шестерен привода промежуточного вала; на отдельных зубьях выкрашивание достигало 4 баллов.



Зависимость между износом I зубьев шестерен и величиной d_n показателя противоизносных свойств масел: 1 — ТС-14,5—ДФ-11; 2 — ТСП-15К; 3 — ТСП-14; 4 — МТ-16п; 5 — ТАП-15В

| Характер усталостного выкрашивания (питтинга) | | | Оценка в баллах |
|---|--|------|-----------------|
|  | Матовая шероховатая полоска в зоне контакта. Начало питтинга. Шестерни работоспособны | 1-2 | |
|  | Незначительный осповидный износ. Явно выраженный питтинг. Шестерни работоспособны | 3-4 | |
|  | Увеличенный осповидный износ. Развивающийся питтинг. Шестерни работоспособны | 5-6 | |
|  | Значительные участки выкрашивания, нарушение работы зацепления. Прогрессирующий питтинг, предшествующий поломке зуба | 7-8 | |
|  | Глубокие участки выкрашивания значительной площади. Критический питтинг. Шестерни неработоспособны | 9-10 | |

При испытаниях масел ТС-14,5—ДФ-11 и ТСП-15К питтинга шестерен не было.

Способность трансмиссионных масел препятствовать усталостному выкрашиванию поверхностей пар трения в настоящее время не нормируется. Наступление усталостного выкрашивания зависит не только от сорта масла, но и от ряда других факторов — конструкции агрегата, материала, механической и термической обработки пар трения и др.

2) с целью предотвращения задиров и интенсивного изнашивания зубьев шестерен масла должны иметь следующие показатели противозносных свойств (по ГОСТ 9490—60): P_c не менее 250 кг, ОПИ не менее 44 ед., $d_{и}=0,4÷0,6$ мм после 4 ч испытаний на четырехшариковой машине при нагрузке 20 кгс;

3) данные о влиянии масел на возникновение усталостного выкрашивания зубьев шестерен свидетельствуют о необходимости нормирования масел и по этому показателю.

Таблица 2

| Масло | Вязкость масла при температуре 100°C в сСт | | Изменение вязкости в % (увеличение +, уменьшение -) | | ОПИ в ед. | | P_k в кгс | | P_c в кгс | | Противозносные свойства — диаметр пятна износа $d_{и}$ в мм | |
|---------------|--|-----------------|---|--------------------------------|--------------|-----------------|--------------|-----------------|--------------|-----------------|---|-----------------|
| | до испытаний | после испытаний | за первые 100 ч испытаний | за последующее время испытаний | до испытаний | после испытаний | до испытаний | после испытаний | до испытаний | после испытаний | до испытаний | после испытаний |
| ТС-14,5—ДФ-11 | 16,25 | 14,76 | - 9,9 | + 0,82 | 43,9 | 43,7 | 89 | 89 | 251 | 251 | 0,36 | 0,37 |
| MT-16п | 15,99 | 16,81 | + 0,19 | + 4,9 | 44,8 | 42,5 | 79 | 79 | 282 | 282 | 0,89 | 0,95 |
| ТСп-14 | 14,41 | 11,87 | - 17,5 | + 0,7 | 62,4 | 58,5 | 89 | 89 | 398 | 348 | 0,70 | 0,75 |
| ТСп-15К | 15,01 | 16,49 | + 1,53 | + 8,27 | 64,3 | 65,8 | 100 | 126 | 562 | 562 | 0,45 | 0,65 |
| ТАП-15В | 15,26 | 18,0 | + 6,0 | + 12,5 | 49,2 | 46,0 | 79 | 79 | 355 | 316 | 0,88 | 1,25 |

Чтобы определить роль масел в возникновении усталостного выкрашивания зубьев шестерен, были проведены испытания исследуемых сортов масел на роликовом стенде типа машины трения SAE [4] в условиях, имитирующих работу зубчатых зацеплений исследуемой коробки передач. Противопиттинговые свойства масел оценивали по продолжительности испытания до наступления выкрашивания рабочих поверхностей роликов. Продолжительность испытаний составляла 100% для масла ТС-14,5—ДФ-11, 87% для масла ТСП-15К, 68% для масла MT-16п, 66% для масла ТСП-14, 60% для масла ТАП-15В.

Результаты испытаний подтверждают наличие влияния масел на возникновение усталостного выкрашивания рабочих поверхностей деталей, что свидетельствует о необходимости оценки и нормирования масел по этому показателю. Таким образом, наименьший износ шестерен коробки передач наблюдается при использовании масел ТС-14,5—ДФ-11 и ТСП-15К.

Проведенные исследования позволяют уточнить требования к маслам для коробок передач автомобилей с дизелями:

1) масла должны изготавливаться на базе очищенных компонентов;

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Чернышев Г. Д., Слабов Е. П., Терещук А. Г. Исследование эксплуатационных режимов работы двигателей ЯМЗ. — Автомобильная промышленность, 1975, № 10, с. 5—7.
- Хрущов М. М., Беркович Е. С. Метод оценки противозносных свойств смазочных масел по износу зубьев шестерен. — В сб.: Методы оценки противозносных и противозадирных свойств смазочных материалов. М., Наука, 1969.
- Климов К. И., Кичкин Г. И. Трансмиссионные масла. М., Химия, 1970.
- Бонер Ч. Д. Редукторные и трансмиссионные масла. М., Химия, 1967.
- Трубин Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. М., Машгиз, 1962.
- Петрусевич А. И. Роль гидродинамической масляной пленки в стойкости и долговечности контакта машин. — Вестник машиностроения, 1963, № 1, с. 22—26.

Агрегатные колебания в зубчатых передачах

Н. И. ЗУБАРЕВ, Д. В. КИСЕЛЕВ, д-р техн. наук В. М. СЕМЕНОВ

НАМИ

ЛЮБАЯ зубчатая передача представляет собой упругую систему, в которой колебания могут быть вызваны как внешними причинами — изменением внешней нагрузки, так и внутренними — изменением жесткости. В последнем случае возникающие импульсы возникают в самом агрегате, независимо от режима его работы. Эти колебания, относящиеся к разряду параметрических, назовем агрегатными. Рассматривая простейшую зубчатую передачу, можно показать, что жесткость ее зависит от крутильной и поперечной податливостей ее элементов, валов, опор, соединений. На рис. 1 представлена расчетная схема зубчатой передачи. Под действием внешней нагрузки — момента M — угол поворота сечения $I-I$ складывается из углов закручивания ведущего и ведомого валов, углов поворота в опорах, вызванных прогибами валов, деформациями опор, а также углов поворота, вызванных поперечной деформацией опор. Изменение податливости любого из элементов передачи ведет к изменению жесткости системы в целом.

В работах [1 и 2] показано, что поперечная податливость шлицевого соединения, нагруженного поперечной силой, зависит от его углового положения относительно этой силы, т. е. является функцией угла поворота, а в конечном счете и времени. Следовательно, у зубчатой передачи, в которой шестерни соединяются с валами при помощи шлицев, жесткость — переменная, что приводит к возникновению агрегатных колебаний.

В расчетной схеме (рис. 1) при исследовании были приняты следующие допущения: зубья ведущей и ведомой шестерен — жесткие; поперечные податливости сосредоточены в опорах (при этом валы считаются жесткими); крутильная жесткость воспроизводится пружинами жесткостью C_x , для ведущих элементов передач принят индекс «1», для ведомых — индекс «2».

Считая, что при поперечных колебаниях не нарушается основной закон зацепления, и пренебрегая трением в зацеплении, получим расчетную схему с сосредоточенными параметрами, колебания в которой обусловлены только изменением жесткости (внешняя нагрузка постоянная).

Представив передачу в пределах малых упругих перемещений, как планетарную, можно записать

$$\varphi_{z2} = \frac{1}{i} \varphi_{z1} - \frac{1}{\rho} \frac{1+i}{i} x_{z2}, \quad (1)$$

где $\varphi_{z1(2)}$ — угловые координаты соответственно ведущей и ведомой шестерен;

x_{z2} — поперечные координаты ведомой шестерни;

i — передаточное число зубчатой передачи;

ρ — расстояние между валами (рис. 1).

Тогда уравнения движения для заданной расчетной схемы передачи имеют вид

$$\left. \begin{aligned} & \left(J_{z1} + \frac{J_{z2}}{i^2} \right) \ddot{\varphi}_{z1} - \frac{J_{z2}}{i^2} \frac{1+i}{\rho} (\ddot{x}_{z1} + \ddot{x}_{z2}) + \\ & + \frac{K_{K2}}{i^2} \left[\dot{\varphi}_{z1} - \frac{1+i}{\rho} (\dot{x}_{z1} + \dot{x}_{z2}) \right] + \\ & + \frac{C_{K2}}{i^2} \left[\varphi_{z1} - \frac{1+i}{\rho} (x_{z1} + x_{z2}) \right] = M; \\ & \left[m_{z1} + \frac{J_{z2}}{i^2} \frac{(1+i)^2}{\rho^2} \right] \ddot{x}_{z1} + \frac{J_{z2}}{i^2} \frac{1+i}{\rho} \times \\ & \times \left(\frac{1+i}{\rho} \ddot{x}_{z2} - \ddot{\varphi}_{z1} \right) - \frac{K_{K1}}{i^2} \frac{(1+i)^2}{\rho} \left[\frac{1}{1+i} \dot{\varphi}_{z1} - \right. \\ & \left. - \frac{1}{\rho} (\dot{x}_{z1} + \dot{x}_{z2}) \right] + K_{H1} \dot{x}_{z1} - \frac{C_{K2}}{i^2} \frac{(1+i)^2}{\rho} \times \\ & \times \left[\frac{1}{1+i} \varphi_{z1} - \frac{1}{\rho} (x_{z1} + x_{z2}) \right] + C_{H1} x_{z1} = 0; \\ & \left[m_{z2} + \frac{J_{z2}}{i^2} \frac{(1+i)^2}{\rho^2} \right] \ddot{x}_{z2} + \frac{J_{z2}}{i^2} \frac{1+i}{\rho} \times \\ & \times \left(\frac{1+i}{\rho} \ddot{x}_{z1} - \ddot{\varphi}_{z1} \right) - \frac{K_{K2}}{i^2} \frac{(1+i)^2}{\rho} \left[\frac{1}{1+i} \dot{\varphi}_{z1} - \right. \\ & \left. - \frac{1}{\rho} (\dot{x}_{z1} + \dot{x}_{z2}) \right] + K_{H2} \dot{x}_{z2} - \frac{C_{K2}}{i^2} \frac{(1+i)^2}{\rho} \times \\ & \times \left[\frac{1}{1+i} \varphi_{z1} - \frac{1}{\rho} (x_{z1} + x_{z2}) \right] + C_{H2} x_{z2} = 0, \end{aligned} \right\} (2)$$

где C_{K2} — крутильная жесткость ведомого вала;
 $C_{H1(2)}$ — поперечная изгибная жесткость ведущего (ведомого) вала;
 K_{K2} — коэффициент крутильного демпфирования ведомого вала;
 $K_{H1(2)}$ — коэффициент поперечного изгибного демпфирования ведущего (ведомого) вала;
 $m_{z1(2)}$ — суммарная масса ведущего (ведомого) вала;
 $J_{z1(2)}$ — суммарный момент инерции ведущего (ведомого) вала;
 $\varphi_{z1(2)}$ — угловое ускорение ведущей (ведомой) шестерни;
 $\dot{\varphi}_{z1(2)}$ — угловая скорость ведущей (ведомой) шестерни;
 $x_{z1(2)}$ — линейное ускорение ведущей (ведомой) шестерни;
 $\dot{x}_{z1(2)}$ — линейная скорость ведущей (ведомой) шестерни.

При составлении системы (2) были использованы уравнения Лагранжа второго рода. Демпфирования приняты линейными.

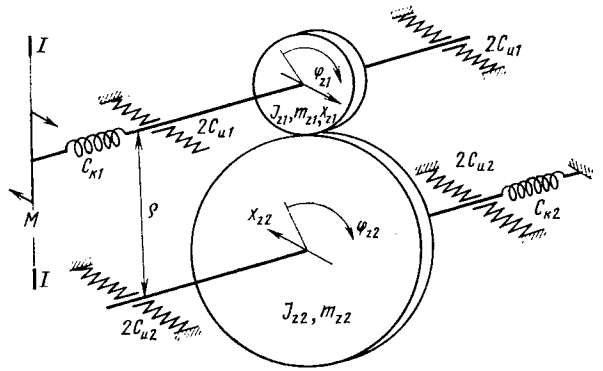


Рис. 1. Расчетная схема одноступенчатой зубчатой передачи

Согласно данным, выявленным в работе [1], величина поперечной изгибной жесткости ведущего вала C_{H1} является нелинейной функцией угла поворота вала, характер ее изменения показан на рис. 2.

Практический интерес представляют амплитудно-частотные характеристики углового ускорения φ_{z1} , ведущей шестерни и линейных ускорений x_{z1} , x_{z2} при поперечных перемещениях соответственно ведущей и ведомой шестерен, а также зависимость резонансных амплитуд указанных ускорений от величин коэффициентов демпфирования при поперечных колебаниях K_{H1} и K_{H2} соответственно ведущей и ведомой шестерен.

Система дифференциальных уравнений (2) решалась на аналоговой вычислительной машине типа МН-7. Изменение изгибной жесткости C_{H1} (штриховая линия) от угла поворота вала моделировалось имитирующей функцией (сплошная линия) от генератора НГПК-3М (рис. 3). Крутящий момент M воспроизводился постоянным моментом закручивания. Коэффициенты демпфирования при кручении приняты постоянными $K_{K1(2)}=10$. Коэффициенты демпфирования при поперечных колебаниях приняты равными для обоих валов:

$$K_{H1} = K_{H2} = K_{H1(2)}.$$

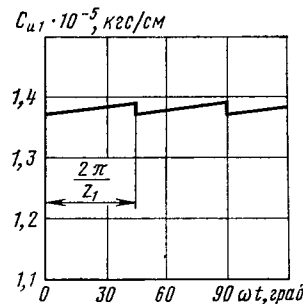


Рис. 2. Зависимость поперечной изгибной жесткости ведущего вала от угла поворота вала

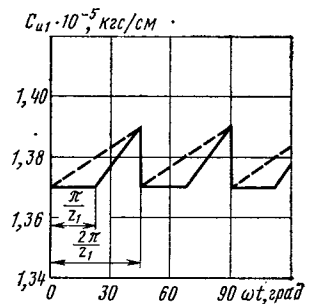


Рис. 3. График функции, имитирующей характеристику поперечной жесткости ведущего вала

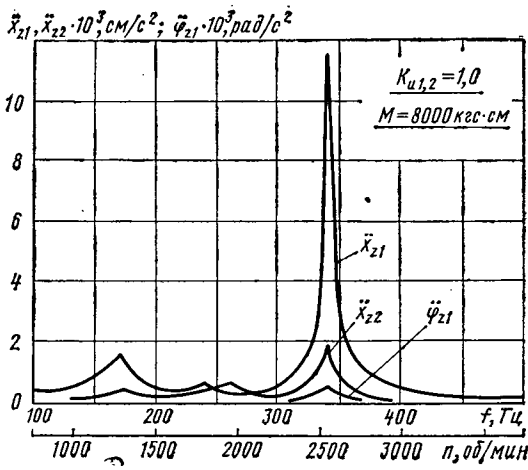


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика системы

Результаты исследования амплитудно-частотных характеристик представлены на рис. 4. Зависимости резонансных амплитуд x_{z1} , x_{z2} и φ_{z1} от величины коэффициента демпфирования $K_{u(2)}$ при постоянном M представлены на рис. 5. Зависимости тех же ускорений от момента закручивания M при $K_{u(2)}=1,0$ приведены на рис. 6.

Расчеты проведены для зубчатой передачи, имеющей следующие параметры: $i=2,44$; $\rho=190$ мм; модуль $m=6$ мм; шестерни расположены посередине пролета, ведущая шестерня (рис. 1) имеет шлицевое соединение с валом, ведомая шестерня — на прессовой посадке.

Проведенные расчетные исследования позволили:

- 1) установить наличие агрегатных (параметрических) колебаний шестерен и валов коробок передач при отсутствии внешних возмущений и связь крутильных колебаний шестерен и валов с изгибными;
- 2) построить амплитудно-частотные характеристики колебаний и определить зоны резонанса (150—350 Гц);
- 3) исследовать влияние конструктивных параметров на крутильно-изгибные колебания, которые в основном сводятся к следующему: резонансные частоты увеличиваются с ростом

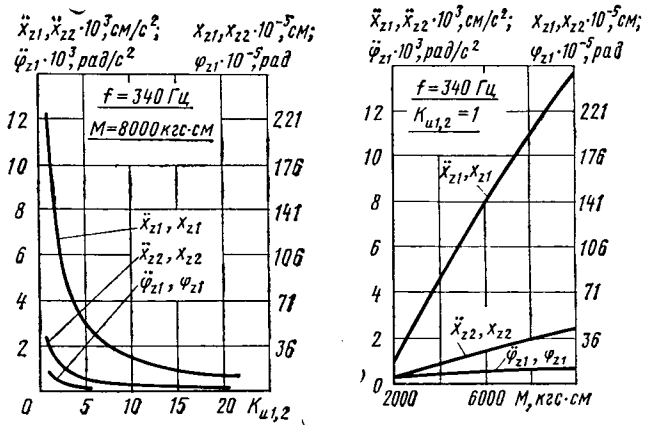


Рис. 5. Зависимость резонансных амплитуд от демпфирования

Рис. 6. Зависимость резонансных амплитуд от внешней нагрузки

жесткости передачи; резонансные амплитуды уменьшаются с увеличением коэффициента демпфирования и увеличиваются с ростом внешней нагрузки;

- 4) представить пути снижения динамической нагруженности зубчатых передач — изменение жесткости (без изменения основных размеров, например, изменением поперечных сечений валов) с целью отдаления резонансных зон от рабочих частот;
- 5) повысить коэффициенты демпфирования до оптимальных значений, например, путем введения в конструкцию специальных деталей, поглощающих энергию (прокладок, обойм и т. п. из материалов с высокими гистерезисными показателями).

Полученные результаты дают возможность перейти к разработке методов расчета динамической нагруженности агрегатов и узлов трансмиссий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зубарев Н. И. Влияние сил трения на скольжение и окрестную неравномерность распределения нагрузки в шлицевых соединениях. — Известия вузов. Машиностроение, 1974, № 2.
2. Петрусевич А. И., Генкин М. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямыми зубьями. М., изд-во АН СССР, 1956.

УДК 629.113.001

Принцип классификации микропрофилей дорог с учетом повреждающего воздействия их на конструкцию автомобиля

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ,

канд. техн. наук О. Ф. ТРОФИМОВ, В. С. КРАСИКОВ

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ресурса конструкции автомобиля на стадии проектирования и доводки требует получения и систематизации количественных характеристик эксплуатационных условий, отличающихся большим разнообразием. В работе [1], посвященной разработке основных принципов построения классификации эксплуатационных условий, приведена в общем виде функциональная зависимость измерителей эксплуатационных свойств и надежности автомобиля от потенциальных свойств его конструкции и внешних факторов, характеризующих эксплуатационные условия. Подразумевается, что внешние факторы (внешняя среда) тоже обладают потенциальными свойствами, независимыми от автомобиля, но реализуемыми во взаимодействии с ним. Ставится задача количественного определения их измерителей.

Рассмотрим с данных позиций возможный подход к классификации микропрофилей дорог, возмущение от которых для ряда автомобильных систем является основным с точки зрения формирования вынужденных колебательных процессов в конструкции.

Ровность покрытий автомобильных дорог начали исследовать в нашей стране давно, а особенно в последнее время в связи с применением математического аппарата теории случайных функций. При этом в качестве основной характеристики статистических свойств неровностей дороги используется энергетический спектр микропрофиля. Для его описания в отечественной литературе, как правило, используется дробно-рациональная функция, которая в зависимости от желаемой полноты отображения характера неровностей конкретной дороги принимает более простой или сложный вид.

К настоящему времени накоплен обширный материал по спектральным плотностям микропрофилей дорог. Однако отсутствие единой формы представления данных затрудняет их сопоставление и практически исключает возможность систематизации.

Разработка классификации микропрофилей автомобильных дорог требует принятия единой и достаточно простой формы описания их энергетического спектра, рассматриваемого в качестве критерия потенциальных свойств неровностей дорожной поверхности. Только в этом случае можно систематизировать численные значения измерителей микропрофилей дорог различных типов.

Указанным требованиям отвечает аппроксимация спектральной плотности микропрофиля дороги степенной функцией.

Такая форма представления спектров получила распространение за рубежом при описании микропрофилей различных дорог, как с покрытием, так и без него, а также бездорожья. Необходимость использовать более сложные зависимости может возникнуть лишь при описании выбитых участков дорог и специальным образом профилированных дорог полигона.

Возможность использовать степенную функцию для характеристики спектров отечественных дорог показана в работе [2].

В общем случае выражение степенной функции для спектральной плотности микропрофилей $S_q(\lambda)$ имеет вид

$$S_q(\lambda) = \begin{cases} S_q(\lambda_0)(\lambda/\lambda_0)^{-\omega_1} & \text{при } \lambda \leq \lambda_0 \\ S_q(\lambda_0)(\lambda/\lambda_0)^{-\omega_2} & \text{при } \lambda \geq \lambda_0, \end{cases} \quad (1)$$

где $S_q(\lambda_0)$ — коэффициент неровности, соответствующий значению спектральной плотности при частоте λ_0 ;

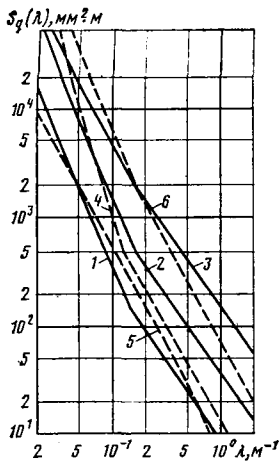


Рис. 1. Спектральные плотности микропрофиля восторосепенных [3] и дорог с булыжным покрытием (штриховые линии) [5]:

1, 2 и 5, 3 и 6 — качество покрытия соответственно среднее, плохое, очень плохое; 4 — кольцевая дорожка с булыжным покрытием автополигона НАМИ [2]

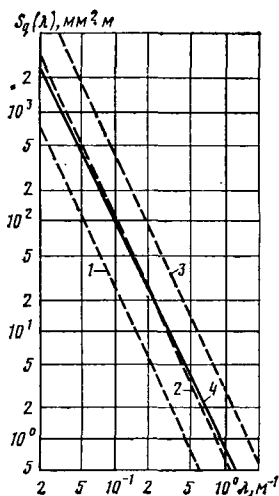


Рис. 2. Спектральные плотности микропрофиля асфальтобетонных дорог [5]:

1, 2, 3 — качество покрытия соответственно очень хорошее, хорошее, среднее; 4 — кольцевая дорожка автополигона НАМИ [2]

λ — «пространственная» частота (величина, обратная длине волны неровности);
 w_1 и w_2 — показатели степени.

Как видно из уравнения (1), спектральная плотность дороги аппроксимируется двумя участками с разным характером протекания функции, имеющими общую точку $S_q(\lambda_0)$ при частоте λ_0 .

Для ряда автомобильных дорог хорошую аппроксимацию спектральной плотности можно получить при использовании степенной функции с неизменным параметром w во всем диапазоне частот λ .

При этом

$$S_q(\lambda) = S_q(\lambda_0) (\lambda/\lambda_0)^{-w}, \quad (2)$$

что представляет частный случай выражения (1).

На рис. 1 и 2 приведены энергетические спектры микропрофиля кольцевых дорог: с булыжным покрытием и скоростной автополигона НАМИ, а также однотипных дорог за рубежом. Из приведенных графиков видно, что параметры спектральных плотностей дорог автополигона НАМИ укладываются в диапазон аналогичных характеристик зарубежных автомобильных дорог.

Анализ вариации параметров, входящих в выражение (1), который был проведен по данным отечественной и зарубежной литературы, показал, что λ_0 , w_1 и w_2 меняются незначительно (особенно в пределах дорог с одним типом покрытия), в то время как величина $S_q(\lambda_0)$ колеблется в широком диапазоне. Это позволяет обосновать выбор параметра $S_q(\lambda_0)$ в качестве основного классификационного признака и предложить систематизацию дорог по интервалу его изменения. Остальные параметры должны быть приведены для каждого данного интервала в виде среднего их значения с характеристикой рассеяния.

Учитывая многообразие отечественных дорожных условий, в классификационную систему следует заложить разделение дорог на группы по типам покрытия. Для конструктора и экспериментатора это существенно упростит выбор исходных измерителей микропрофиля. Характерный для каждой группы дорог диапазон изменения параметра $S_q(\lambda_0)$ следует разбить на подгруппы, характеризующие различное качество и состояние покрытия.

Целесообразность данной классификационной системы для прогнозирования эксплуатационного ресурса конструкции вытекает из анализа связи классификационных параметров дороги с ее воздействием на автомобиль. Для этого следует перейти от характеристики микропрофиля дороги к оценке его воздействия на конструкцию.

Энергетический спектр микропрофиля характеризует потенциальные свойства дороги, которые реализуются во взаимодействии с движущимся транспортным средством.

Чтобы описать воздействие дороги на автомобиль при различных скоростях его движения, применяют энергетический спектр возмущающего воздействия микропрофиля, т. е. зависимость спектральной плотности $S_q(f)$ от частоты $f = v\lambda$ (v — скорость в м/с):

$$S_q(f) = \frac{S_q(\lambda_0) \lambda_0^w v^{w-1}}{f^w}. \quad (3)$$

Для принятого описания спектра микропрофиля (1) дисперсия его возмущающего воздействия на динамическую систему автомобиля определяется по формуле [2]

$$\sigma_q^2 = S_q(\lambda_0) \left[\frac{\lambda_0^{w_1} v^{w_1-1}}{w_1-1} (f_1^{1-w_1} - f_0^{1-w_1}) + \frac{\lambda_0^{w_2} v^{w_2-1}}{w_2-1} (f_0^{1-w_2} - f_2^{1-w_2}) \right], \quad (4)$$

где σ_q^2 — дисперсия;

f_1 и f_2 — соответственно нижняя и верхняя границы диапазона частот возбуждения системы.

Полученная оценка дисперсии учитывает воздействие лишь тех дорожных неровностей, длины волн которых при заданной скорости движения автомобиля способны возбуждать колебания в рабочей полосе частот рассматриваемой динамической системы, определяемой ее передаточной функцией. Для случая движения автомобиля с одинаковой скоростью по дорогам одной группы (одного типа покрытия) можно записать:

$$\sigma_q^2 = S_q(\lambda_0) k, \quad (5)$$

где k — коэффициент, равный второму сомножителю в формуле (4).

При этом среднеквадратичное значение, являющееся масштабной мерой процесса возмущающего воздействия микропрофиля,

$$\sigma_q = S_q(\lambda_0)^{1/2} k^{1/2}. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что уровень возмущающего воздействия σ_q изменяется пропорционально корню квадратному из отношения $S_q(\lambda_0)$. Для выбора границ интервала изменения $S_q(\lambda_0)$ в пределах одной подгруппы дорог следует задать кратным изменением уровня возмущения. Тогда граничные значения $S_q(\lambda_0)$ для всех подгрупп должны составить геометрическую прогрессию $S_q(\lambda_0)_j = S_q(\lambda_0)_1 n^{j-1}$ с постоянным знаменателем n и нижней границей параметра для данной группы дорог $S_q(\lambda_0)_1$. Количество подгрупп для каждого типа дороги можно установить после получения экспериментальных данных о полном диапазоне изменения параметра $S_q(\lambda_0)$.

Имеется пример определения количества подгрупп с использованием значения знаменателя $n=4$.

Классификация микропрофиля зарубежных автомобильных дорог, выполненная с использованием данного значения знаменателя, приведена в таблице [3].

| Класс дороги | Качество дорожного покрытия | Диапазон $S_q(\lambda_0)$ | w_1 | | w_2 | |
|----------------|-----------------------------|---------------------------|------------------|------------------------------|------------------|------------------------------|
| | | | Среднее значение | Средне-квадратичное значение | Среднее значение | Средне-квадратичное значение |
| Автострады | Очень хорошее | 2—8 | 1,945 | 0,464 | 1,36 | 0,221 |
| | Хорошее | 8—32 | | | | |
| Главные | Очень хорошее | 2—8 | 2,05 | 0,487 | 1,44 | 0,266 |
| | Хорошее | 8—32 | | | | |
| | Среднее | 32—128 | | | | |
| Второстепенные | Плохое | 128—512 | 2,28 | 0,534 | 1,428 | 0,263 |
| | Среднее | 32—128 | | | | |
| | Плохое | 128—512 | | | | |
| | Очень плохое | 512—2048 | | | | |

Примечание. Значения параметра $S_q(\lambda_0)$ приведены в $\text{мм}^2 \cdot \text{м}$, λ_0 для всех классов дорог принято равным $1/2\pi$ в м⁻¹.

Из формулы (6) видно, что принятому в таблице знаменателю прогрессии $n=4$, соответствует двукратное изменение уровня возмущающего воздействия микропрофиля σ_q .

Оценим влияние данного изменения воздействия микропрофиля на интенсивность колебательных процессов в конструкции на примере какой-либо динамической системы автомобиля, обладающей свойством линейности.

В соответствии с положениями теории статистической динамики о связи процессов на входе и выходе линейной системы можно записать:

$$S_p(f) = |H(f)|^2 S_q(f), \quad (7)$$

где $S_p(f)$ — спектральная плотность процесса на выходе системы (динамические нагрузки, деформации и т. п.);

$|H(f)|$ — амплитудно-частотная характеристика системы.

Используя выражения (3) и (7), легко показать, что при движении автомобиля с одинаковой скоростью по дорогам двух соседних подгрупп уровень интенсивности колебательного процесса на выходе системы, измеряемой среднеквадратичным значением σ_p , меняется аналогично уровню возмущающего воздействия микропрофиля σ_q , т. е. увеличивается или уменьшается в 2 раза.

Для анализа влияния двукратного изменения уровня интенсивности рабочего процесса на эксплуатационный ресурс конструкции L воспользуемся зависимостью, приведенной в работе [4]:

$$L = A/\sigma_p^m, \quad (8)$$

где A и m — постоянные для данной конструкции параметры, определяемые ее потенциальными свойствами и характеризующие сопротивляемость разрушению.

Применительно к оценке усталостной долговечности деталей различных систем автомобиля изменение параметра можно принять в интервале значений от 2 до 6. Тогда из формулы (8) следует, что перевод эксплуатации автомобиля в соседнюю подгруппу дорог способен привести к изменению ресурса отдельных его конструкций в диапазоне от 4 до 64 раз, в зависимости от объекта. Это показывает, что коэффициенты сопоставимости дорог по их повреждающему воздействию на конструкцию автомобиля должны определяться на основе системно-агрегатного принципа. Кроме того, из проведенного анализа видно, что для некоторых автомобильных систем принятое для назначения границ подгрупп дорог $S_q(\lambda_0)$ значение знаменателя $n=4$ дает слишком грубый диапазон изменения долговечности для решения задач управления качеством автомобильной техники. В связи с этим, при разработке классификации микропрофилей отечественных автомобильных дорог окончательный выбор значения знаменателя должен базироваться на анализе экспериментальной информации о полном диапазоне изменения параметра $S_q(\lambda_0)$ для каждого типа дороги (группы), с использованием в качестве оценочного критерия — изменение долговечности автомобильных конструкций.

Предлагаемый принцип классификации микропрофилей, основанный на количественной оценке воздействия дороги на транспортное средство, позволит организовать целенаправленное получение, обработку и анализ информации по микропрофилям отечественных автомобильных дорог. Полученные материалы должны лечь в основу составления атласа дорожной сети страны, включающего в себя объективные количественные измерители, необходимые для проектирования, испытаний и организации эксплуатации автомобилей.

Использование классификации микропрофилей позволит отойти от частных решений при рассмотрении практических задач оптимального проектирования узлов и агрегатов автомобиля, оценки его эксплуатационных качеств по результатам полигонных испытаний, прогнозирования ресурса и назначения норм запасных частей для характерного диапазона условий эксплуатации автомобилей в стране.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Островцев А. Н. Основные принципы классификации эксплуатационных условий. — Автомобильная промышленность, 1971, № 12, с. 15—18.
2. Красиков В. С. и Трофимов О. Ф. Возмущающее воздействие микропрофиля дорог как параметр усталостного повреждения автомобильных конструкций. — В сб.: Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля, вып. 2. М., Машиностроение, 1975, с. 235—247.
3. Dodds C. I. and Robson I. D. The description of road surface roughness. — Journal of Sound and Vibration, 1973, 31(2), pp. 175—183.
4. Островцев А. Н. Основные принципы построения общей теории надежности. — Автомобильная промышленность, 1971, № 11, с. 18—22.
5. Braun H. Untersuchungen über Fahrbahnunebenheiten. — Deutsche Kraftfahrtsforschung und Strassenverkehrstechnik, 1966, Heft 186, ss. 1—83.

УДК 629.113-585.2

Методика расчета переключающих гидравлических устройств при двухрежимной автоматике

Ю. С. ШУРЛАПОВ

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ в трансмиссиях грузовых автомобилей прозрачного гидротрансформатора двухрежимная автоматика [1] устанавливает два режима переключения передач — динамический и экономический, изменяющие режимы работы силового агрегата (двигателя и гидротрансформатора). Для нахождения точек переключения на обоих режимах существуют известные рекомендации по их выбору [2 и 3]. В этих работах содержится методика нахождения оптимальных теоретических законов переключения на обоих режимах, т. е. зависимости $v_a = f(\alpha)$ [2], при которой достигаются либо максимальные тяговые, либо оптимальные топливно-экономические показатели автомобиля (v_a — скорость автомобиля, α — угол открытия дроссельных заслонок карбюратора). Теоретические зависимости $v_a = f(\alpha)$ определяются сложным и трудоемким графоаналитическим способом, с использованием построения тягово-экономических характеристик автомобиля для смежных ступеней автоматического редуктора при нескольких значениях α (α_{max} , $\alpha_{max}/2$, $\alpha_{max}/3$ и т. д.). Кроме того, в работах [2 и 3] отсутствуют конкретные указания на то, каким образом теоретические законы переключения можно воспроизвести в двухрежимной гидравлической системе управления [1], т. е. нет взаимосвязи найденных законов $v_a = f(\alpha)$ с выбором программ переключения передач, осуществляемых автоматикой.

Программа переключения представляет собой совокупность характеристик датчиков системы автоматического управления (САУ), определяющих моменты изменения силового потока в трансмиссии, в зависимости от сочетания величин выбранных параметров переключения. Если датчик скорости связан с турбинным валом гидротрансформатора, а передачи переключаются по двум параметрам в обе стороны (как вверх, так и вниз), то программа переключений представляет собой совокупность зависимостей $n_2^{\uparrow} = f(\Delta t)$ и $n_2^{\downarrow} = f(\Delta t)$ [n_2 — частота вращения турбинного вала при переключениях вверх и вниз, S — перемещение (деформация) пружины датчика нагрузки двигателя]. Таким образом, программа переключений является

характеристикой внутренних взаимосвязей САУ (ее потенциальных свойств) и обеспечивает на каждом режиме переключений два действительных закона переключения передач, т. е. две зависимости $v_a^{\uparrow} = f(\alpha)$ и $v_a^{\downarrow} = f(\alpha)$, соответствующие моментам переключения как вверх, так и вниз. Эти зависимости в совокупности формируют оптимальное сочетание основных измерителей $v_{a\text{ ср}}$ и $Q_{s\text{ ср}}$ при различных условиях движения автомобиля ($Q_{s\text{ ср}}$ — эксплуатационный расход топлива).

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева разработана универсальная методика расчета двухрежимной САУ, учитывающая взаимосвязи между выбором программ и нахождением законов переключения.

Принципиальная основа ее заключается в том, что при прозрачном гидротрансформаторе режимы работы двигателя и гидротрансформатора определяются только настройкой САУ и потому могут быть одинаковыми при любой включенной передаче в автоматическом редукторе. Это позволяет использовать для выбора программ переключения ступеней и определения размеров переключающих устройств САУ характеристики силового агрегата. Кроме того, при расчетах с помощью этой методики комплексно учитываются характеристики всех взаимосвязанных элементов: двигателя, гидротрансформатора, автоматического редуктора и системы управления переключением передач. Исходными данными для расчета являются:

1) характеристики двигателя

$$N_e = f(n_e) \text{ и } M_e = f(n_e),$$

где N_e — эффективная мощность в л. с.;

M_e — эффективный крутящий момент в кгс·м;

n_e — частота вращения коленчатого вала двигателя в об/мин;

2) безразмерные характеристики гидротрансформатора

$$K_T = f(i_T), \quad \eta_T = f(i_T), \quad \lambda_1 = f(i_T),$$

где $K_r = M_2/M_1$ — коэффициент трансформации, равный отношению крутящих моментов на турбинном и насосном валах;
 $i_r = n_2/n_1$ — передаточное отношение гидротрансформатора, равное отношению частоты вращения турбинного вала к частоте вращения вала насосного колеса, связанного с колесчатым валом двигателя;
 $\eta_r = K_r i_r$ — КПД гидротрансформатора;
 λ_1 — коэффициент крутящего момента на насосном колесе гидротрансформатора;

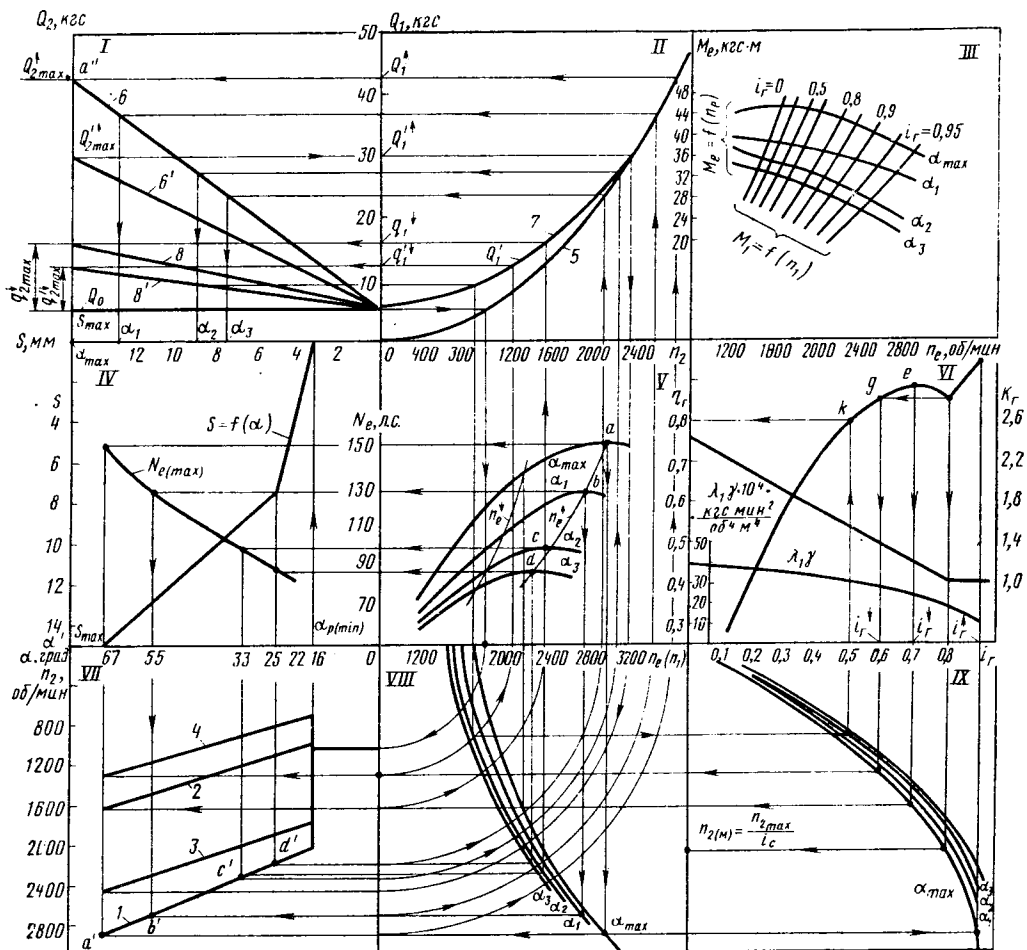
3) отношение передаточных чисел автоматического редуктора i_c ;

4) характеристика датчика скорости системы управления. Подбор двигателя и гидротрансформатора, выбор коэффициента прогрессии i_c в автоматическом редукторе, а также типа датчика скорости и его размещения должны осуществляться заранее.

Рассматриваемый графоаналитический метод выполнен на конкретном примере для двигателя ЗИЛ-375, гидротрансформатора ЗИЛ-114 ($K_{r \max} = 2,45$) и автоматического редуктора с $i_c = 1,4$. Графическая часть расчета приведена на рисунке и представляет собой девять квадратов (I—IX), в которых даны характеристики силового агрегата, а также выполнены необходимые построения для нахождения законов и программ переключения. В центральном квадрате V представлены зависимости $N_e = f(n_e)$, построенные при различных α ($\alpha_{\max} = 67^\circ$, $\alpha_1 = 55^\circ$, $\alpha_2 = 33^\circ$ и $\alpha_3 = 25^\circ$), а в квадрате VI приведены безразмерные характеристики $K_r = f(i_r)$ и $\eta_r = f(i_r)$. В квадрате III изображены кривые изменения $M_e = f(n_e)$ с нанесенными на них нагрузочными характеристиками $M_1 = f(n_1)$ гидротрансформатора, взятыми в диапазоне от $i_r = 0$ до $i_{r \max} = 0,95$. Точки пересечения характеристик $M_1 = f(n_1)$ с кривыми $M_e = f(n_e)$ обуславливают совместные режимы работы двигателя и гидротрансформатора. По этим точкам в квадратах VIII и IX построены характеристики кинематической связи двигателя и гидротрансформатора — зависимости $n_e = f(n_2)$ и $n_2 = f(i_r)$ при тех же значениях α_{\max} , α_1 , α_2 и α_3 . Ось n_e является одновременно и осью n_1 , так как $n_e = n_1$.

Определение программ, законов переключений и расчет переключающих устройств следует начинать с динамического режима переключений. Он должен обеспечивать максимальное использование мощности двигателя на всех нагрузочных режимах его работы, что особенно важно для грузовых автомобилей с низкой удельной мощностью. Программу переключений вверх в переключающем устройстве находят после получения действительного закона переключений $n_2^{\uparrow} = f(\alpha)$. Для этой цели в квадрате IV построена зависимость $N_{e \max} = f(\alpha)$ с применением точек a, b, c, d из квадрата V. При совместном использовании зависимостей $N_e = f(n_e)$ и $n_2 = f(n_2)$ в квадрате VII построен действительный закон переключения вверх $n_2^{\uparrow} = f(\alpha)$ на динамическом режиме (прямая I). В этом квадрате показано нахождение точки b , построение других точек осуществляется аналогично. Зная закон переключения вверх (прямая I), нужно подобрать характеристики усилий в переключающем устройстве таким образом, чтобы в точности воспроизвести этот закон в САУ.

С этой целью в квадрате II верхнего ряда построена зависимость $Q_1 = f(n_2)$ — характеристика усилия, действующего на золотник клапана переключения передач (переключателя) со стороны датчика скорости в зависимости от частоты вращения n_2 выходного вала гидротрансформатора. Поскольку в рассматриваемой методике расчет не связан с включением того или иного силового потока в трансмиссию, то он не зависит от скорости



автомобиля, то логично представить, что датчик скорости связан с турбинным валом гидротрансформатора. Такое расположение датчика позволяет ему «обслуживать» все ступени автоматического редуктора, что дает ряд преимуществ. Главным из них является упрощение расчета клапанов переключения при большом количестве ступеней ввиду их идентичности и унификация размеров силовых элементов переключателя. Усилие можно определить из выражения

$$Q_1 = p_1 \frac{\pi}{4} D_1^2, \quad (1)$$

где D_1 — диаметр поршня переключателя, находящегося под воздействием давления датчика скорости, в см²;
 p_1 — давление датчика скорости в кгс/см², определяемое заданной характеристикой $p_1 = f(n_2)$ (n_2 — частота вращения выходного вала трансмиссии, с которым связан датчик скорости, в об/мин).

Величина $Q_{1 \max}$, а следовательно, и D_1 , выбирается из условия обеспечения четкого переключения клапана во всем рабочем диапазоне двигателя [4]. После построения усилий $Q_1 = f(n_2)$ (кривая 5 в квадрате II) можно получить программу переключений вверх на динамическом режиме. Для этого в квадрате I строится характеристика усилия Q_2 (прямая 6), действующего на переключатель со стороны датчика нагрузки двигателя. Эта характеристика линейна, так как является характеристикой пружины редукционного клапана [1], деформация S которой меняется от нуля до максимальной величины S_{\max} под воздействием педали управления подачей топлива к двигателю. Угол наклона характеристики $Q_2 = f(S)$ зависит от величины Q_0 — усилия пружины переключателя и $Q_{2 \max} = p_2 \max F_2$ ($p_2 \max$ — максимальное давление датчика нагрузки двигателя на динамическом режиме, F_2 — площадь поршня в переключателе, находящегося под воздействием этого датчика). Величина Q_0 принимается равной 4—5 кгс, что позволяет получить требуемую зону гарантированной низшей передачи [5] при любых α . Величина $Q_{2 \max}$ (точка a' в квадрате I) определяется однозначно, так как при α_{\max} в момент переключения вверх $Q_1^{\uparrow} = Q_{2 \max}^{\uparrow} + Q_0$, а величина Q_1^{\uparrow} соответствует определенному значению частоты вращения $n_2 = 2850$ об/мин (точка a' в квадрате VII). Величина $p_2 \max$ принимается несколько меньшей минимального значения линейного давления, а раз-

мер F_2 можно определить из уравнения равновесия золотника переключателя, соответствующего моменту переключения вверх при α_{\max} [4].

Для определения параметров переключения на частичных режимах (при $\alpha < \alpha_{\max}$) на оси перемещений S пружины датчика нагрузки двигателя нанесены значения α_1, α_2 и α_3 , соответствующие построенным зависимостям $N_e = S(n_e)$ и $n_1 = f(n_2)$. С целью нахождения указанных значений α на прямой 6 квадрата I использованы значения n_2 , соответствующие прямой I квадрата VII, а также кривая 5 квадрата II. С использованием значений оси S и выбранных величин $\alpha_{\max}, \alpha_1, \alpha_2$ и α_3 в квадрате IV построена зависимость $S = f(\alpha)$. Величина $\alpha_{p \min}$ в квадратах IV и VII является минимальным рабочим углом открытия дроссельных заслонок (в данном случае $\alpha_{p \min} = 16^\circ$), при котором начинает перемещаться пружина датчика нагрузки двигателя.

Переходим к определению точек переключения вниз при α_{\max} на динамическом режиме. Анализ возможных вариантов программ переключений при двухрежимной автоматике показывает, что оптимальное использование рабочей зоны гидротрансформатора возможно, если при α_{\max} переключение вниз на динамическом режиме произойдет на режиме трансформации, при котором его КПД максимален, т. е. для данного случая при $i_r = 0,73, K_r = 1,18$ и $\eta_r = 0,875$. Из зависимости $i_r = f(n_2)$ при α_{\max} следует, что выбранному режиму переключения вниз соответствует $n_2^{\downarrow} = 1600$ об/мин. Перекрытие передачи [5], соответствующее включению вниз при α_{\max} ,

$$\Delta n_2 = \frac{n_2^{\uparrow \max}}{i_c} - n_2^{\downarrow \max}, \quad (2)$$

где $n_2^{\uparrow \max}$ — частота вращения выходного вала при включении вверх в об/мин;

i_c — коэффициент прогрессии редуктора;

$n_2^{\downarrow \max}$ — частота вращения выходного вала при включении вниз в об/мин.

Подставляя в формулу (2) конкретные значения известных величин, получим

$$\Delta n_2 = \frac{2850}{1,4} - 1600 = 440 \text{ об/мин.}$$

Если включение вниз происходит при использовании характеристики $Q_1 = f(n_2)$ в виде кривой 5 (квадрат II), то на частичных режимах (при α_1, α_2 и α_3) перекрытие Δn_2 существенно уменьшается, что может привести к появлению цикличности. Во избежание этого перекрыть передачи вниз следует по иной характеристике $Q_1' = f(n_2)$, отличающейся по форме от характеристики $Q_1 = f(n_2)$ в области малых и средних значений n_2 , что позволит сохранить перекрытие Δn_2 примерно постоянным.

В квадрате II кривая 7 является характеристикой усилия Q_1' , действующего на клапан переключения ступеней со стороны датчика скорости при переключении вниз. С помощью этой кривой определяем усилие $q_2^{\downarrow \max}$ в квадрате I, действующее на клапан со стороны датчика нагрузки двигателя в момент переключения вниз при α_{\max} , и проводим прямую 8, задающую программу переключений вниз на динамическом режиме. Используя точки прямой 8, соответствующие значениям α_1, α_2 и α_3 , можно построить закон переключения вниз на динамическом режиме — прямую 2 в квадрате VII.

Размер плунжера включения понижающей передачи можно получить из уравнения равновесия золотника переключателя [4], соответствующего переключению вниз при α_{\max} . Правильность выбора закона переключения вниз на динамическом режиме зависит от нескольких факторов: величины скорости автомобиля в момент переключения вниз [5], минимального значения удельного расхода топлива $g_2 = g_e / \eta_r$ (g_e — удельный расход топлива двигателя в г/л.с.ч.), а также соблюдения известного условия обеспечения равенства тяговых усилий в моменты переключения вверх и вниз при $\alpha = \text{const}$ [3]. Расчеты показывают, что выбранная точка включения вниз $n_2^{\downarrow} = 1600$ об/мин при α_{\max} удовлетворяет всем этим требованиям.

Дальнейшее построение связано с выбором программ переключения на экономическом режиме, при котором все точки переключения как вверх, так и вниз по сравнению с динамическим режимом сдвинуты в стороны меньших скоростей движения автомобиля (частоты вращения выходного вала n_2).

Выбор точек переключений на экономическом режиме следует начинать с построения характеристики усилий q_2^{\downarrow} , действующих на клапан переключения передачи со стороны датчика нагрузки двигателя. Величина $q_2^{\downarrow \max}$ должна обеспечить пере-

ключение вниз на режиме трансформации, соответствующем такому значению i_r' , при котором достигается η_r' , равное по величине $\eta_r = 0,846$ на режиме перехода на муфту (точка g в квадрате VI). В этом случае гарантируется использование режимов с $\eta_r \geq 0,8$ при частичных нагрузках двигателя вплоть до $\alpha_2 = 33^\circ$, т. е. до $\alpha_{\max} / 2$. Выбрав величину $q_2^{\downarrow \max}$, строим программу переключений вниз на экономическом режиме (прямую 8' в квадрате I). Из уравнения равновесия золотника переключателя можно определить максимальное давление датчика нагрузки двигателя на экономическом режиме

$$p_2^{\downarrow \max} = \frac{q_2^{\downarrow \max} - Q_0}{f_2}, \quad (3)$$

где f_2 — площадь плунжера включения понижающей передачи в см^2 ;

Q_0 — усилие возвратной пружины клапана переключения передачи.

Учитывая, что $Q_2^{\uparrow \max} = p_2^{\downarrow \max} F_2$, находим программу переключений вверх (прямая 6' в квадрате I), после чего по кривой 5 квадрата II определяем $n_2^{\uparrow \max}$ и находим закон переключения вверх на экономическом режиме в квадрате VII. По известным значениям $P_2 \max$ и $p_2 \max$ находим размеры исполнительных элементов устройства изменения программ переключения в датчике нагрузки двигателя [1]:

$$f_{пл} = \frac{G_{пр. \max}}{P_2 \max}; \quad (4)$$

$$F_{зол} = \frac{G_{пр. \max}}{P_2 \max}, \quad (5)$$

где $f_{пл}$ — площадь плунжера дополнительного силового элемента, действующего на пружину датчика, в см^2 ;

$F_{зол}$ — площадь золотника датчика в см^2 ;

$G_{пр. \max}$ — усилие пружины датчика при ее максимальном сжатии в кгс.

Для повышения топливной экономичности автомобиля при длительном его движении по хорошей дороге в САУ на экономическом режиме предусматривается автоматическая блокировка гидротрансформатора на высших передачах редуктора. Точку блокировки при α_{\max} можно выбрать в начале режима муфты, т. е. в нашем случае при $i_r \geq 0,86$. Разблокировку гидротрансформатора целесообразно производить до включения понижающей передачи в автоматическом редукторе [6]. Поэтому точку разблокировки гидротрансформатора при α_{\max} на экономическом режиме можно выбрать в зоне $M_{e \max}$ таким образом, чтобы после разблокировки установился режим трансформации i_r^{\downarrow} , и котором КПД гидротрансформатора максимален (точка e квадрата VI) — $i_r = 0,73; \eta_r \max = 0,875$. Расчеты размеров силовых элементов клапана блокировки гидротрансформатора также находят из уравнения равновесия его золотника.

В случае, если датчик скорости связан не с турбинным валом гидротрансформатора, а с одним из валов коробки передач, методика расчета остается прежней. Разница заключается только в том, что в соответствующих квадратах по оси n_2 нужно будет откладывать значения частоты вращения того вала, с которым связан датчик скорости.

Эксплуатационные свойства автомобиля, оснащенного гидромеханической передачей с двухрежимным управлением переключением передач, следует оценивать с помощью тягово-экономических характеристик $P_T = f(v_a)$ и $Q_S = f(v_a)$, построенных при различных α .

Изложенная методика расчета двухпрограммного управления переключением ступеней гидромеханических передач грузовых автомобилей позволяет свести к минимуму число вариантов поиска компромиссных решений при выборе программ переключения ступеней на динамическом и экономическом режимах и упростить расчет переключающих элементов и устройств изменения режимов переключения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколовский В. И., Шурлапов Ю. С. О применении двухпрограммного управления переключением передач в гидромеханических трансмиссиях. — Автомобильная промышленность, 1974, № 10, с. 16—19.

2. Есеновский-Лашков Ю. К., Мазалов Н. Д., Гируцкий О. И. Автоматическая передача ZF3HP-12 для автомобилей среднего класса. В кн.: Опыт применения гидромеханических коробок

передач автомобилей в СССР и за рубежом. М., НИИНавтопром, 1968, с. 27—52.

3. Гируцкий О. И., Мазалов Н. Д. и др. — О выборе закона автоматического переключения ступеней в гидромеханической передаче — Автомобилестроение, НИИНавтопром, 1971, № 4, с. 51—57.

4. Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. М., «Машиностроение», 1977, вып. № 7, с. 97—103.

5. Шурлапов Ю. С. О выборе диапазона регулирования программ переключения передач в гидравлических системах автоматики гидромеханических передач. — Автомобильная промышленность, 1976, № 11, с. 14—16.

6. Пин Г. Э., Чердниченко Ю. И. О влиянии блокировки гидротрансформатора на эксплуатационные свойства автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1976, № 10, с. 15 и 16.

УДК 629.113:621.833

Определение жесткости зацепления эвольвентных прямозубых колес трансмиссии автомобиля

Д-р техн. наук П. Д. ВАСИЛЬЕВ, В. И. ЩЕРБАКОВ

Московский автомеханический институт

ПРИ СОСТАВЛЕНИИ динамической модели трансмиссии автомобиля возникают трудности с определением значений упругоинерционных параметров ее элементов и, в частности, жесткости зацепления эвольвентных прямозубых колес. Сложность расчета жесткости обусловлена конструктивными особенностями зубьев (сложный профиль и малые размеры, соизмеримые по всем трем координатам).

Целью работы являлось создание методики расчета жесткости зацепления прямозубых колес трансмиссии автомобиля, учитывающей следующие особенности их конструкции: профиль зубьев эвольвентный с углом зацепления 20° ; высота зубьев нормальная (коэффициенты высоты головки x_f и ножки x_n зуба равны соответственно 1 и 1,25), а также укороченная ($x_f=0,8$, $x_n=1,1$); применяемый диапазон модулей 3—10 мм; число зубьев на колесе 18—80; высокая жесткость дисков и ободьев колес. Влияние корригирования на жесткость зубьев не рассматривали, так как оно составляет величину одного порядка с погрешностью самого метода определения жесткости.

Жесткость зубчатого зацепления (шестерни и колеса) определяют по обратной величине — податливости. Под податливостью w зубчатого зацепления понимают дополнительное перемещение точки контакта зубьев вдоль линии зацепления, обусловленное упругими деформациями v зубьев зацепляющихся колес и отнесенное к удельной нагрузке $P_{уд}$ (нагрузка, действующая на единицу длины линии контакта зубьев) в зацеплении, вызвавшей это перемещение.

Точное определение деформации v зубьев можно получить лишь на основе решения объемной задачи зуба методами теории упругости. Однако трудности учета эвольвентной формы профиля зуба и сложный вид конечных формул, получаемых при решении, приводят к необходимости отыскания более простого метода решения поставленной задачи.

Такое решение, с достаточной степенью точности для динамических расчетов трансмиссии автомобиля, может быть получено на основе суммирования результатов расчета деформаций, найденных по методам сопротивления материалов и контактной теории взаимодействия упругих тел. В соответствии с этим предполагается, что полная величина податливости контактируемой пары зубьев состоит из трех компонентов

$$w = w_{из, с, сж}^{ш} + w_{из, с, сж}^k + w_k, \quad (1)$$

где $w_{из, с, сж}^{ш}$, $w_{из, с, сж}^k$ — податливость зуба от изгиба, сдвига и сжатия соответственно для шестерни и колеса; w_k — суммарная контактная податливость взаимодействующей пары зубьев.

Чтобы определить податливость зуба от изгиба, сдвига и сжатия, рассмотрим расчетную схему нагружения (рис. 1). Влиянием сил трения зубьев можно пренебречь. С учетом этого допущения направление действия силы P , в контакте совпадает с линией $N-N$ зацепления колес.

Деформацию определяли по способу Кастилиано [1]. Согласно этому способу необходимо выразить полную потенциальную энергию деформации зуба, накопленную в его объеме в результате работы внешней силы. Исходя из допущения о линейности зависимости между нагрузкой и деформацией, потенциальную энергию зуба определяли как сумму независимых работ каждого из трех внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях, т. е. как сумму энергий изгиба, сдвига и сжатия

$$\mathcal{E} = \int_{x_i}^L \frac{M_z^2}{2EJ_z} dx + \int_{x_i}^L K \frac{Q_y^2}{2GF} dx + \int_{x_i}^L \frac{N_x^2}{2EF} dx, \quad (2)$$

где M_z , Q_y , N_x — внутренние силовые факторы, действующие в поперечных сечениях зуба, — соответственно изгибающий момент, поперечная сила, нормальная сила; E , G — модули упругости и сдвига материала зуба; F , J_z — геометрические характеристики текущего поперечного сечения зуба в виде площади и осевого момента инерции; K — коэффициент деформации касательных напряжений по сечению, который выбирается в зависимости от формы сечения; для прямоугольного в данном случае сечения $K=1,2$. На рис. 1 приведены расчетные геометрические параметры для одного зуба.

Согласно выбранной расчетной схеме зуба запишем

$$M_z = P \frac{s_i}{2} \sin \alpha_i - P(x - x_i) \cos \alpha_i; \quad (3)$$

$$Q_y = -P \cos \alpha_i; \quad (4)$$

$$N_x = -P \sin \alpha_i. \quad (5)$$

Известно, что

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (6)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

После подстановки выражений (3)—(6) в формулу (2) и проведения преобразований было получено следующее выражение для определения податливости зуба от изгиба, сдвига и сжатия:

$$w_{из, с, сж} = \frac{1}{E s_T} \int_{x_i}^L \left\{ \left[\frac{s_i}{2} \sin \alpha_i - (x - x_i) \cos \alpha_i \right]^2 \frac{1}{r_z^2} + [2K(1 + \mu) \cos^2 \alpha_i + \sin^2 \alpha_i] \beta_x \right\} dx, \quad (7)$$

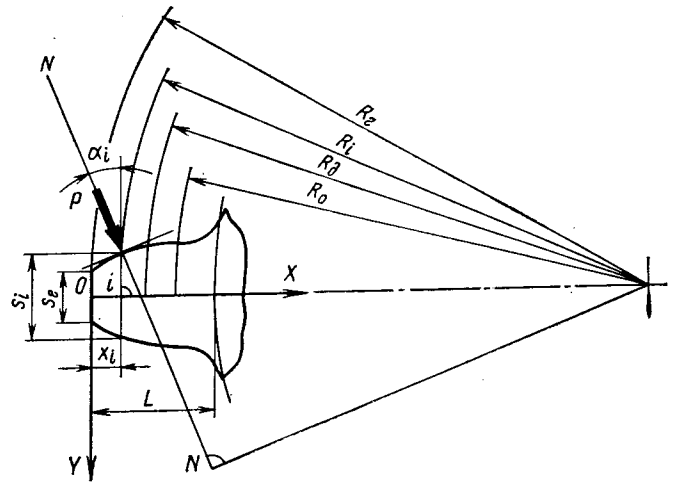


Рис. 1. Расчетная схема нагружения зуба: P — нагрузка, действующая на зуб; α_i — угол между направлением действия силы и нормалью к оси зуба; s_T , s_i — толщина зуба по дуге окружности головок и текущего радиуса; x_i — координата точки контакта зуба; L — полная длина зуба; R_0 , R_d , R_l , R_r — соответственно радиусы основной окружности, делительной, сечения контакта головок

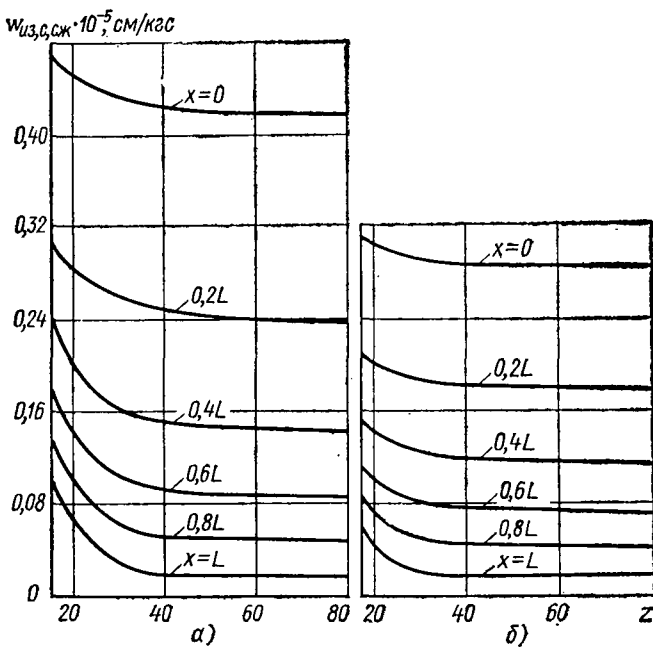


Рис. 2. Зависимость податливости зуба от изгиба, сдвига и сжатия от числа зубьев z_k колеса и координаты x точки контакта

где $\gamma_x = J_z^r / J_z$; $\beta_x = F^r / F$;

J_z^r, F^r — осевой момент инерции и площадь сечения головки зуба;

r_z — радиус инерции сечения головки зуба.

Анализ формулы (7) показал, что податливость зависит от числа и формы зубьев, а также от координаты x_i точки контакта и не зависит от модуля зубьев. Учитывая этот результат, в дальнейших расчетах модуль принимали равным 1, а величину податливости от изгиба, сдвига и сжатия определяли в зависимости от числа зубьев и их типа (для нормальной и укороченной высоты).

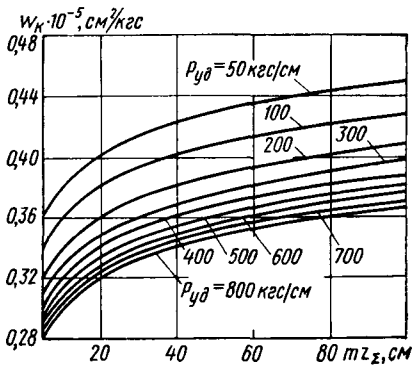


Рис. 3. Зависимость контактной податливости взаимодействующей пары зубьев от величины произведения модуля на суммарное число зубьев обоих колес для разных значений удельной нагрузки $P_{уд}$

По алгоритму, включающему формулу (7), была составлена программа на языке АЛГОЛ для ЭВМ М-220 и рассчитаны значения податливости зуба в шести его сечениях. Толщину зуба рассчитывали по известной формуле теории эвольвентных прямозубых колес как толщину по дуге окружности R_i на эвольвентной части профиля, длина $l_{эв}$ которой устанавливалась по следующим критериям:

$$l_{эв} = R_r - R_0, \text{ если } R_0 \geq R_d - \kappa_n + 0,25;$$

$$l_{эв} = \kappa_r + \kappa_n - 0,25, \text{ если } R_0 < R_d - \kappa_n + 0,25.$$

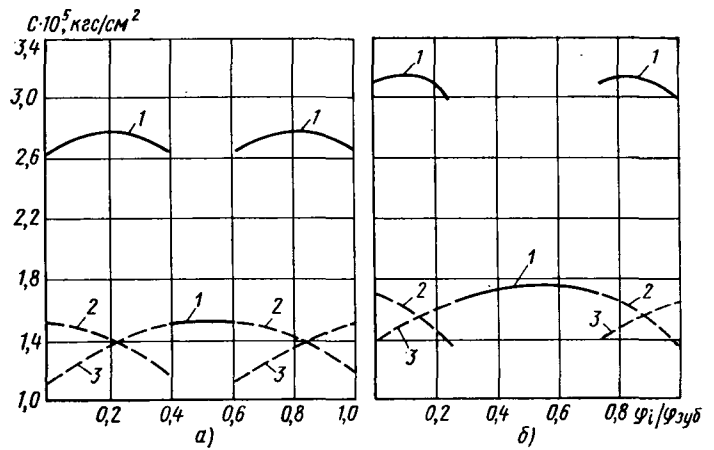


Рис. 4. Зависимость жесткости C зубчатого зацепления от величины $\phi/\phi_{зуб}$ (угла поворота колеса или шестерни за время работы зуба от начала контакта до сечения i к полному углу поворота колеса или шестерни за время работы одного зуба): 1, 2, 3 — соответственно суммарная жесткость зубчатого зацепления, жесткости предыдущей и последующей пар зубьев

Ножку зуба заменяли полуэллипсом. На рис. 2 представлены результаты расчетов податливости для зубьев нормальной высоты (а) и укороченных (б) от изгиба, сдвига и сжатия. Видно, что величина податливости зуба существенно зависит от общего числа зубьев колеса для $z < 50$ и более слабо для диапазона чисел $z > 50$.

Контактную податливость зубьев находили по формуле контактной теории взаимодействия двух упругих цилиндров [2]. При этом предполагалось, что в любой фазе зацепления зубья эвольвентных колес можно заменить прямыми круговыми цилиндрами, кривизна которых равна кривизне эвольвента в соответствующей точке контакта:

$$w_k = \frac{2(1-\mu^2)}{\pi E} \left[\ln \frac{2\pi E (z_{ш} + z_k) m \sin 20^\circ}{(1-\mu^2) 10P} - \frac{(1-\mu-2\mu^2)}{1-\mu^2} \right] \quad (8)$$

где $z_{ш}, z_k$ — число зубьев контактирующих колес соответственно шестерни и колеса;

m — модуль зубьев.

На рис. 3 представлены результаты расчетов по формуле (8). Полученные кривые показывают характер зависимости контактной податливости от суммарной кривизны зубьев в точке контакта и от величины удельной нагрузки. Видно, что для диапазона $P_{уд} = 300 \div 800$ кгс/см, характерного для зубчатых зацеплений трансмиссии автомобиля, изменение величины податливости w_k незначительно. Поэтому в практических расчетах она может приниматься постоянной и равной значению, соответствующему удельной нагрузке номинального режима работы трансмиссии. При этом ошибка, вводимая в расчет полной податливости зуба, не превышает 1—3%.

В качестве примера был проведен расчет жесткости двух зубчатых зацеплений с одинаковым числом зубьев шестерни и колеса и одинаковым модулем, но отличающихся высотой зубьев. Параметры первого зацепления следующие:

$z_{ш} = 20; z_k = 40; m = 5$ мм; $P_{уд} = 500$ кгс/см, $\kappa_r = 1,0, \kappa_n = 1,25$, параметры второго зацепления

$z_{ш} = 20; z_k = 40; m = 5$ мм; $P_{уд} = 500$ кгс/см, $\kappa_r = 0,8, \kappa_n = 1,1$.

На рис. 4 представлены результаты расчета жесткости для зубьев нормальной высоты (а) и укороченных (б). Полученные значения жесткости для зубьев нормальной высоты совпадают с рекомендуемыми [2 и 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М., Наука, 1972.
2. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М., Машиностроение, 1957.
3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М., Наука, 1965.
4. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машины. Справочное пособие. М., Машиностроение, 1966.

О криволинейном движении автопоезда

Канд. техн. наук П. Д. КЛЫЧКОВ

Хабаровский политехнический институт

КИНЕМАТИКА поворота автопоезда подробно исследована профессором Я. Х. Закиным [1]. Однако полученные им формулы, описывающие угловое смещение прицепа звена при различных стадиях криволинейного движения автомобиля, являются приближенными, так как при решении исходного дифференциального уравнения тангенсы и синусы углов поворотов заменены их аргументами, а косинус приравнен к единице.

В работах [2—4] даны аналитические зависимости углового смещения одного прицепного звена с неуправляемыми колесами при некоторых частных случаях криволинейного движения.

В статье [5] приведено дифференциальное уравнение из работы [1] для автомобиля с двухосным прицепом и изложена методика отыскания смещения следа колес прицепа с помощью ЭЦВМ.

Принимая те же допущения, что и в перечисленных выше работах (боковое скольжение колес и увод шин отсутствует), рассмотрим аналитическое решение, описывающее общий случай угловых смещений прицепных звеньев при криволинейном плоскопараллельном движении автопоезда.

Из рис. 1 следует, что, если за время dt вектор угловой скорости ведущей точки M повернется относительно своего мгновенного центра O на угол $\omega_M dt = v/R \cdot dt$ ($OM=R$ — радиус кривизны кривой, v — поступательная скорость), то вектор угловой скорости ведомой точки N за то же время повернется относительно точки M (или относительно своего мгновенного центра поворота O_1) на угол $\omega_N dt = v/l \sin \beta dt$ (l — длина тяговой связи).

Следовательно, приращение углового смещения прицепного звена относительно ведущего можно выразить дифференциальным уравнением

$$d\beta = \frac{v}{R} dt - \frac{v}{l} \sin \beta dt = \frac{dS}{R} - \frac{\sin \beta}{l} dS, \quad (1)$$

где S — длина дуги кривой, по которой перемещается ведущая точка M .

При движении точки M по прямой $R=\infty$ и при решении уравнения (1) получим

$$\beta = 2 \arctg \left(e^{-x/l} \operatorname{tg} \frac{\beta_0}{2} \right), \quad (2)$$

где $x=S$ — путь, пройденный ведущей точкой по прямой; β_0 — угол между векторами скоростей ведущей и ведомой точек (между продольными осями автомобиля и полуприцепа) в момент начала движения точки M по прямой.

При перемещении ведущей точки по некоторой кривой, заданной уравнением $R=R(S)$, а следовательно, $d\alpha = \frac{dS}{R(S)}$, уравнение (1) примет вид

$$d\beta = d\alpha \left(1 - \frac{R(S)}{l} \right) \sin \beta, \quad (3)$$

где α — угол между осью абсцисс и касательной, проведенной к кривой в данной точке (угол поворота вектора скорости автомобиля).

Радиус кривизны в любой точке кривой является числом, не зависящим ни от начальных условий отсчета, ни от системы координат. Однако после выбора начальной точки отсчета угол α для некоторой точки кривой становится величиной однозначной, т. е.

$$\alpha = \int_{0_1}^S \frac{dS}{R(S)}. \quad \text{Следовательно, приращение}$$

угла β зависит только от приращения угла α , тогда как абсолютное значение β является функцией R и α , т. е. S — обобщенная координата. В результате этого при решении уравнения (3) следует считать $\frac{R(S)}{l} = z = \text{const}$, так как R не зависит от β и α .

Приняв при некотором начальном значении R , что $\alpha = \alpha_0$ и $\beta = \beta_0$, найдем интеграл уравнения (3) для $z=1$, $z<1$ и $z>1$. Определив функцию β по аргументу α , получим для случая $z>1$

$$\beta = 2 \arctg \left(z - m \frac{\exp \lambda m + B}{\exp \lambda m - B} \right); \quad (4)$$

$$m = \sqrt{z^2 - 1}; \quad \lambda = \alpha - \alpha_0; \quad B = \frac{\operatorname{tg} \frac{\beta_0}{2} - z + m}{\operatorname{tg} \frac{\beta_0}{2} - z - m}.$$

Исследование этого уравнения показывает, что β_0 имеет положительное значение, если в начальный момент точка N находится внутри круга радиуса $\rho = l \sqrt{z^2 + 1}$.

При наличии между автомобилем и прицепным звеном управляющей связи (рис. 2, а) уравнение (3) принимает вид

$$d\beta = d\alpha \left[1 - \frac{R(S)}{l} \frac{\sin i\beta}{\cos(i-1)\beta} \right], \quad (5)$$

где i — угловое передаточное число сцепки.

Приняв $\frac{\sin i\beta}{\cos(i-1)\beta} \approx i \sin \beta$, являющееся тождеством при $i=1$ или $i=2$, получим уравнение (4), у которого $z = i \frac{R(S)}{l}$.

Для автомобиля с роспуском на прямой сцепке (дышло жестко связано с осями и рамой роспуска) $i = 1 + \psi/\beta \approx 1 + a/b$ (рис. 2, а). В случае наличия специальной управляющей связи, воздействующей на поворот колес (или оси) прицепного звена, $i = 1 + \sigma/\beta$ (рис. 2, б). При этом ψ и σ могут включать в себя и углы бокового увода колес.

Движение прицепного звена за автомобилем, совершающим разворот на 180° (рис. 3), состоит из всех фаз криволинейного движения автопоезда.

Допустим, что переходные кривые (участки M_0-M_1 ; M_1-M_2 ; M_3-M_4 ; M_5-M_6) на разворотной петле выполнены по клотоиде

$$R = \frac{A^2}{S} = \frac{rS_k}{S}, \quad (6)$$

где A — параметр клотоиды, характеризующий координаты ее полюса;

r — радиус кривизны в конце отрезка клотоиды, сопрягаемой с окружностью радиуса r ;

S_k — длина переходной кривой (длина дуги отрезка клотоиды).

Применительно к конкретному автомобилю, имеющему нормальную (нейтральную) поворачиваемость [6], формуле (6) соответствуют соотношения

$$R = \frac{L}{\omega t} = \frac{L}{\theta}; \quad S = vt = \frac{v}{\omega} \theta, \quad (6a)$$

где L — база автомобиля;

θ — угол поворота управляемых колес автомобиля.

При определении текущего значения β на входной переходной траектории, когда точка M перемещается по участку M_0-M_1 или M_3-M_4 , в формулу (4) следует подставлять

$$z = \frac{rS_k}{Sl} = \frac{L}{\theta l}; \quad \alpha = \frac{S^2}{2rS_k} = 0,5 \frac{v}{\omega L} \theta^2; \quad \alpha_0 = 0.$$

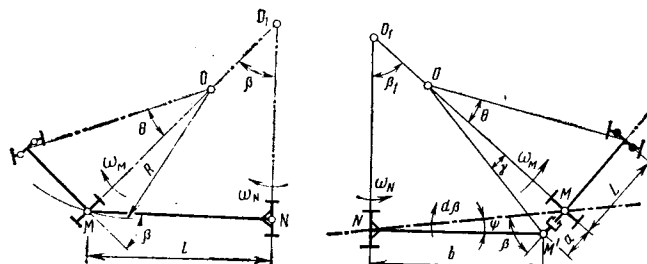


Рис. 1. Схема поворота автопоезда с полуприцепом

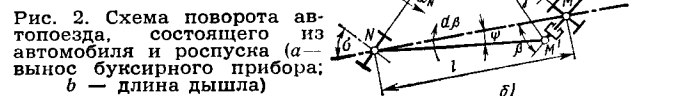


Рис. 2. Схема поворота автопоезда, состоящего из автомобиля и роспуска (а — вынос буксирного прибора; б — длина дышла)

Автомобильная промышленность № 1, 1979 г.

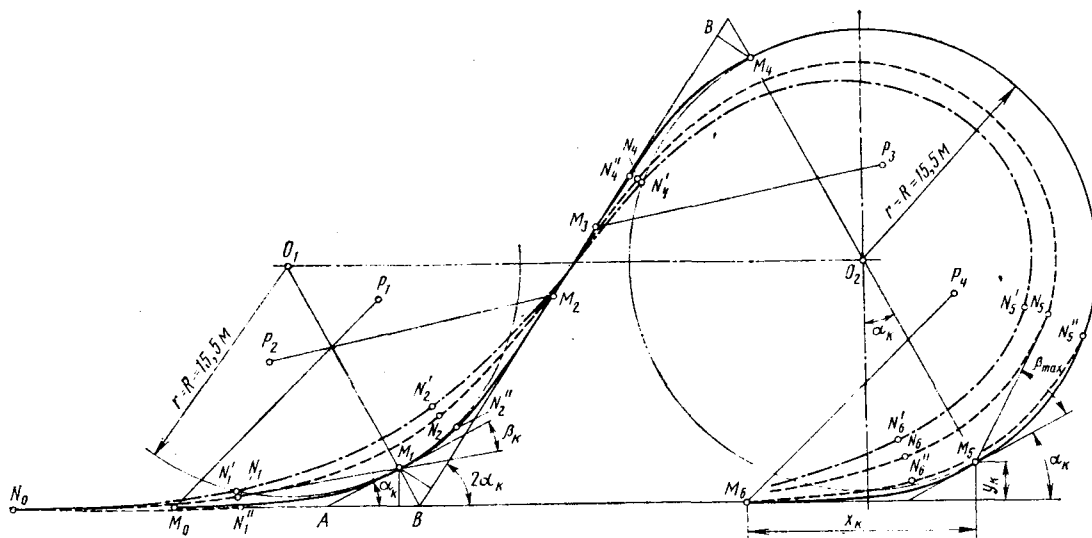


Рис. 3. Траектория характерных точек при движении автопоезда на развороте (точка M лежит на траектории движения середины задней ходовой оси автомобиля; точки N, N' и N'' лежат на траектории движения центра ходовой оси прицепного звена, для них соответственно $i=1,2,2, i=1$ и $i=2$; P_1, P_2, P_3 и P_4 — полюсы клятоид; $l=11$ м)

Вычисляя β на выходной переходной траектории (движение автомобиля по участкам M_1-M_2 и M_5-M_6), следует в формулу (4) подставлять

$$z = \frac{irS_k}{l(S_k - S)} = \frac{iL}{l(\theta_k - \omega t)}; \lambda = \frac{S}{2rS_k} (S_k - S) = \frac{vt}{L} (\theta_k - \omega t); \beta_0 = \beta_k,$$

где θ_k — угол поворота управляемых колес автомобиля в конце предыдущей фазы криволинейного движения; β_k — значение β в момент окончания предыдущей стадии поворота.

Во время движения автомобиля по круговой кривой (участок M_4-M_5) текущее значение β также определяют по формуле (4), подставляя

$$R = r = \frac{L}{\theta_k} = \text{const}; \lambda = \varphi = \frac{vt}{r} = \frac{S}{r}; \beta_0 = \beta_k.$$

Асимптота траектории точки N является окружностью радиуса $l\sqrt{z^2 - 1}$. При $\varphi \rightarrow \infty$ получим $\beta_{\max} = \arcsin 1/z$.

При движении автомобиля по прямолинейным вставкам (участки M_2-M_3 и M_6-M_0) следует применять формулу (2). Зная параметрические уравнения отдельных участков, по которым размечена ось дороги, и текущие значения β , можно определить траекторию следа колес прицепного звена.

Если к первому прицепному звену присоединено еще одно звено, то можно, обозначив длину тяговой связи (расстояние между их ходовыми осями) l_2 и угловое передаточное число

i_2 , определить текущее значение углового смещения второго звена γ , подставляя в формулу (4) $z = \frac{i_2 l \cos \beta}{l_2 \sin i \beta}$ и $\lambda = \alpha - i \beta$ (при уменьшающемся R) или $\lambda = \beta_k - \beta$ (при возрастающем R).

Очевидно аналогичным образом можно использовать формулу (4) и для следующего прицепного звена. В тот момент, когда z станет меньше единицы, формула (4) примет другой вид.

Если переходная кривая на дороге выполнена по уравнению иной кривой, например кубической параболы или лемнискаты, то в формулу (4) следует подставлять соответствующие значения R и α .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. М., Машиностроение, 1967.
2. Марголин И. И. Криволинейное движение автопоезда. — Автомобильная промышленность, 1972, № 2, с. 21—23.
3. Зисман Л. М., Гинцбург Л. Л. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах. — Автомобильная промышленность, 1973, № 10, с. 15 и 16.
4. Сигал Я. Е. К теории поворота автопоездов с неуправляемыми колесами прицепного звена. — Автомобильная промышленность, 1974, № 10, с. 23—25.
5. Расчет ширины коридора вписывания автопоезда в поворот с помощью ЭЦВМ/Ю. Ю. Беленький, А. Б. Азбель, А. В. Жуков и др. — Автомобильная промышленность, 1976, № 12, с. 24 и 25.
6. Гольд Б. В., Фалькевич Б. С. Теория, конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1967.

УДК 629.113.012.81

Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин при случайном возмущении

Д-р техн. наук Н. Н. ЯЦЕНКО,

канд. техн. наук Г. Н. КАПАНАДЗЕ,

С. П. РЫКОВ, П. П. ПРОСВЕТОВ, Ю. М. ГЛАЗЫРИН

Братский филиал Иркутского политехнического института

Для экспериментальной проверки расчетов колебаний подвески с учетом поглощающих свойств шин при случайном возмущении выбраны специальные испытательные дороги Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ: булыжная ровного замощения, булыжная профилированная, бельгийская мостовая.

Измерения микропрофиля этих дорог выполнены под руководством И. Г. Пархиловского. На рис. 1 они представлены в виде графиков корреляционных функций. Однако для расчета реакции подвески с использованием ее амплитудно-частотной характеристики необходимы статистические характеристики микропрофиля в виде спектральной плотности. Получение спектральной плотности с помощью функционального преобразования предполагает аппроксимацию эмпирической кривой

корреляционной функции аналитическим выражением. Для сложной формы графиков корреляционных функций микропрофиля упомянутых специальных дорог не удается подобрать аппроксимацию с помощью простых выражений, например экспоненты или «экспоненты на несущей частоте».

Пользуясь критериями аппроксимации, приведенными в работе [1], можно подобрать выражение, которое с достаточной точностью опишет рассматриваемые корреляционные функции микропрофиля.

Это выражение для всех трех рассматриваемых нормированных корреляционных функций имеет вид

$$\rho(l) = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos \beta_1 l + A_3 e^{-\alpha_3 |l|} \cos \beta_2 l. \quad (1)$$

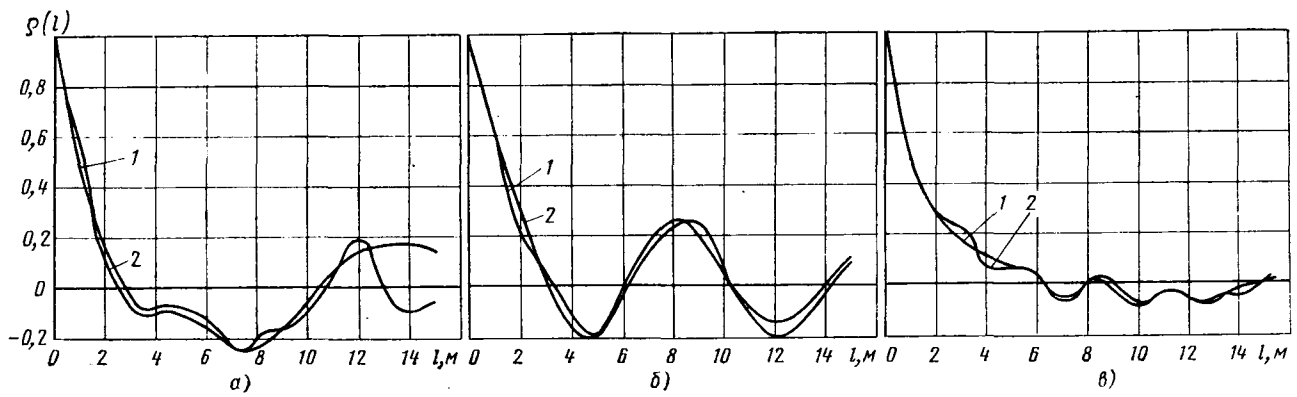


Рис. 1. Нормированные корреляционные функции микропрофиля специальных дорог:

а — бульжной ровного замощения; б — бульжной профилированной; в — бельгийской мостовой; 1 — по опытным измерениям; 2 — аппроксимирующие

Численные значения коэффициентов A_i , α_i , β_i для каждой специальной дороги приведены в таблице.

| Специальная испытательная дорога | Дисперсия ординат микропрофиля в мм ² | Параметры аналитической аппроксимации нормированной корреляционной функции | | | | | | | |
|--------------------------------------|--|--|-------|-------|------------|------------|------------|-----------|-----------|
| | | A_1 | A_2 | A_3 | α_1 | α_2 | α_3 | β_1 | β_2 |
| Бульжная ровного замощения | 258 | 0,25 | 0,35 | 0,4 | 0,79 | 0,05 | 0,29 | 0,449 | 1,076 |
| Бульжная профилированная | 510 | 0,89 | 0,37 | -0,3 | 0,59 | 0,05 | 0,38 | 0,766 | 0,924 |
| Бельгийская мостовая | 850 | 0,75 | 0,2 | 0,05 | 0,8 | 0,09 | 0,03 | 0,247 | 2,244 |

Рассчитанные с помощью таких трансцендентных функций аппроксимирующие кривые нанесены на графики вместе с эмпирическими кривыми (рис. 1). Это позволяет наглядно представить, насколько полно отражены аналитической аппроксимацией все особенности эмпирических кривых корреляционных функций. Из сопоставления эмпирических и аналитических кривых видно, что близкое совпадение их достигнуто прежде всего в наиболее ответственном интервале корреляции — до первого пересечения кривых с осью абсцисс, включая и само пересечение.

Совпадение последующих пересечений рассматриваемых кривых с осью абсцисс позволяет выявить возможные периодичности микропрофиля рассматриваемых дорог. Сохранение волновой колеблющейся формы аппроксимирующей кривой, совпадающей по периодам с эмпирической, также способствует выявлению периодических составляющих микропрофиля. На графиках совпадение колеблющейся части каждой корреляционной функции ограничено справа областью, в которой сами значения хотя и сохраняют изменчивость с ростом аргумента, но становятся достаточно малыми. Следовательно, эту область концов корреляционных функций можно не учитывать, так как она свидетельствует не о закономерности корреляционной связи ординат микропрофиля, а является следствием случайных сочетаний измерений некорреляционных величин.

Общим в подборе аппроксимирующей корреляционные функции выражения является использование только слагаемых двух видов — экспоненты и произведений экспоненты и косинусов различных периодов. Такой выбор состава аппроксимирующей функции объясняется тем, что попытки улучшить совпадение кривых с помощью привлечения слагаемых, изменяющихся по закону синуса, приводили к резким провалам и резким всплескам спектральной плотности микропрофиля. Это не оправдано практикой, так как на рассматриваемых дорогах не наблюдалось сильных резонансных колебаний на какой-либо установленной скорости. Следовательно, в составе микропрофиля, хотя и имеются периодические составляющие, но не такой высокой мощности воздействия, чтобы вызвать резонанс колебаний в подвеске.

После подбора аппроксимирующих выражений корреляционных функций спектральную плотность микропрофиля каждой дороги можно определить путем прямого преобразования этих выражений по Фурье:

$$S_q(\lambda) = \frac{D}{\pi} \int_0^{\infty} \rho(l) \cos \lambda l dl,$$

где λ — волновая частота микропрофиля в м⁻¹.

После подстановки в это выражение полинома (1) и интегрирования можно получить необходимые спектральные плотности микропрофилей рассматриваемых дорог в виде

$$S_q(\lambda) = \frac{D}{\pi} \left[A_1 \alpha_1 \frac{1}{\lambda^2 + \alpha_1^2} + A_2 \alpha_2 \frac{\lambda^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2}{(\lambda^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2)^2 - 4\lambda^2 \beta_1^2} + A_3 \alpha_3 \frac{\lambda^2 + \alpha_3^2 + \beta_2^2}{(\lambda^2 + \alpha_3^2 + \beta_2^2)^2 - 4\lambda^2 \beta_2^2} \right]. \quad (2)$$

Значения коэффициентов A_i , α_i , β_i для всех трех дорог приведены в таблице.

Спектральные плотности микропрофиля дорог приведены на рис. 2. Графики показывают, что микропрофиль каждой дороги содержит в своем спектре несколько преобладающих гармонических неровностей, которые дают повышенную плотность дисперсии ординат в узких интервалах волновых частот. Составляющие высокие волновые частот на всех дорогах довольно значительные, что особенно видно по графику спектральной плотности микропрофиля бельгийской мостовой. Например, составляющие высокой плотности дисперсии сосредоточены в двух интервалах волновой частоты $0,2 < \lambda < 0,3$ и $2,1 < \lambda < 2,3$ м⁻¹, соответствующих длинам волн гармонических составляющих микропрофиля этой дороги $21 < l_n < 31$ м и $2,7 < l_n < 3$ м. Это следует из соотношения

$$l_n = \frac{2\pi}{\lambda},$$

где l_n — длина волны неровности гармонического профиля.

Формирование таких составляющих объясняется конструктивными данными. Согласно проектному заданию на строительство типа бельгийская мостовая предусмотрены овые впадины, расположенные друг от друга в среднем на расстоянии, близком к 3 м, а симметричность отдельных участков предусмотрена на расстоянии 20 м, что близко к l_n . Эти данные подтверждают как опытные результаты измерения микропрофиля и расчеты корреляционной функции его, так и подбор аналитической аппроксимации с последующей оценкой микропрофиля его спектральной плотности.

Для расчета спектральной плотности колебаний подвески используют основное соотношение статистической динамики в виде

$$S_x(p) = |W_x(jp)|^2 S_v(p), \quad (3)$$

где $S_x(p)$ — спектральная плотность относительного перемещения моста и рамы или прогиб рессор подвески автомобиля; $S_v(p)$ — спектральная плотность воздействия микропрофиля выбранной для испытания дороги при заданной скорости движения;

$|W_x(jp)|$ — модуль передаточной функции системы подвески для выхода в виде изменения координаты x .

Входящую в формулу (3) спектральную плотность возмущающего воздействия дороги на колеса автомобиля определяют по спектральной плотности микропрофиля. Если время проезда одной волны периодической неровности длиной l_n обо-

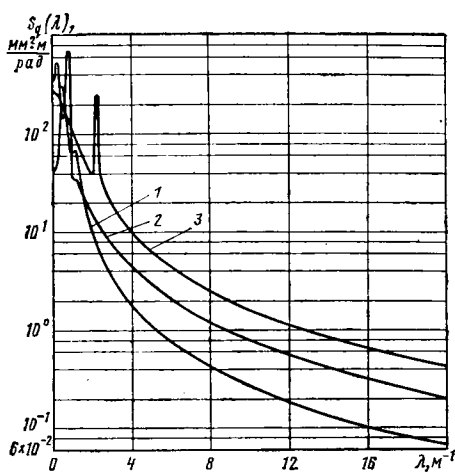


Рис. 2. Спектральные плотности микро-профиля специальных дорог: 1 — булыжной ровного замощения; 2 — булыжной профилированной; 3 — бельгийской мостовой

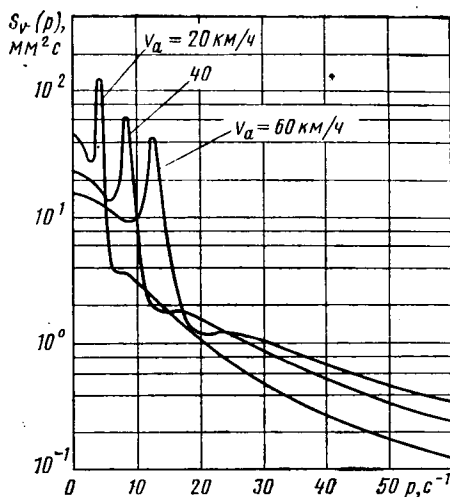


Рис. 3. Спектральная плотность воздействия микропрофиля булыжной профилированной дороги при различных скоростях движения автомобиля

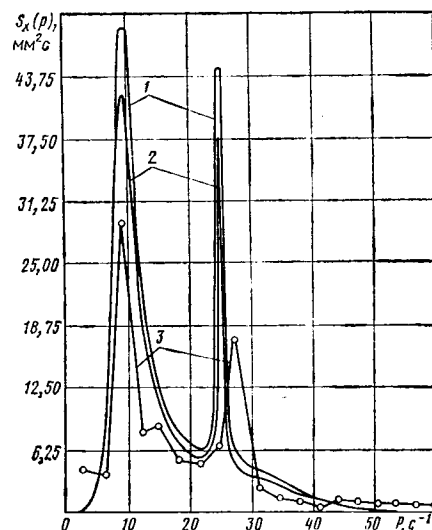


Рис. 4. Спектральные плотности прогиба рессор передней подвески автомобиля при движении по бельгийской мостовой со скоростью $v_a = 40$ км/ч: 1 — без учета поглощения энергии колебаний в шинах; 2 — с учетом поглощающих свойств шин; 3 — экспериментальная

значить T_n , то при постоянной скорости v_a поступательного движения автомобиля

$$\lambda = \frac{2\pi}{l_n} = \frac{2\pi}{v_a T_n}$$

Учитывая это соотношение, определяют циклическую или круговую частоту воздействия

$$p = \frac{2\pi}{T_n} = \lambda v_a$$

Если волновая частота выражена m^{-1} , а скорость $m \cdot c^{-1}$, то циклическая частота возмущающего воздействия неровной поверхности дороги будет выражена c^{-1} .

Связь параметров аппроксимирующего полинома корреляционной функции при линейном и временном интервалах корреляции, а также параметров соответствующих спектральных плотностей определяют теми же соотношениями, что и частоты

$$a'_i = a_i v_a; \quad \beta'_i = \beta_i v_a$$

Тогда спектральные плотности воздействия на колеса автомобиля выражают через спектральные плотности микропрофиля специальных дорог автополигона:

$$S_v(p) = \frac{D}{\pi} \left\{ A_1 a'_1 \frac{1}{p^2 + (a'_1)^2} + A_2 a'_2 \times \frac{p^2 + (a'_2)^2 + (\beta'_1)^2}{[p^2 + (a'_2)^2 + (\beta'_1)^2]^2 - 4p^2 (\beta'_1)^2} + A_3 a'_3 \frac{p^2 + (a'_3)^2 + (\beta'_2)^2}{[p^2 + (a'_3)^2 + (\beta'_2)^2]^2 - 4p^2 (\beta'_2)^2} \right\}$$

Изменчивость воздействия микропрофиля с ростом скорости движения автомобиля показана на рис. 3, где в качестве примера использованы результаты расчета энергетических спектров воздействия специальной булыжной профилированной дороги при трех скоростях движения. Из графиков следует, что с увеличением скорости движения энергетический спектр воздействия падает в области низких частот и возрастает в области высоких частот. Вместе с тем участки высокой плотности дисперсии воздействия, отвечающие периодическим составляющим наибольшей интенсивности, переходят в область повышенных частот и значительно снижаются. При таком же анализе установлено, что с увеличением скорости движения автомобиля энергетический спектр воздействия микропрофиля бельгийской мостовой все более приближается к спектральной плотности «белого» шума. Это хорошо согласуется с физической сущностью формирования воздействия микропрофиля дороги на колеса автомобиля. В частности, с увеличением скорости движения автомобиля все более длинные неровности оказывают непродолжительные воздействия на колеса. Этим объясняется возрастание плотности дисперсии высокочастотных воздействий, что влечет за собой большую вероятность возникновения высокочастотных резонансных колебаний малых масс автомобиля при высоких скоростях движения автомобиля на такой дороге, как бельгийская мостовая.

Модуль передаточной функции, входящий в формулу (3), определяли как амплитудную частотную характеристику передней подвески испытуемого грузового автомобиля с учетом поглощающей способности шин.

В соответствии с выводами работы [2] амплитудно-частотная характеристика представлена одной кривой из множества, получающихся при учете поглощающей способности шин.

В данном случае выбрана кривая, соответствующая гармоническому микропрофилю дороги с неровностями высотой 20 мм. При этом отклонения модуля передаточной функции на неровностях с практически встречающейся высотой до 60—80 мм изменяются мало и на статистические оценки колебаний существенно не влияют.

В последующем при испытаниях автомобиля на рассматриваемых дорогах непрерывно регистрировали прогиб рессор. Запись текущих значений прогиба рессор обрабатывали известными методами для получения спектральной плотности зарегистрированного процесса. Полученные результаты использовали для сопоставления с результатами расчетов по формуле (3). Выполняли это путем перемножения ординат графиков квадрата амплитудно-частотной характеристики подвески и спектральной плотности воздействия дороги, на которой испытывался автомобиль при соответствующих скоростях движения.

Чтобы наглядно представить эффективность учета поглощающей способности шин, расчет выполнен также для случая, когда передаточная функция не включает поглощения энергии колебаний в шинах [1].

На рис. 4 приведены результаты расчетов и обработки экспериментальных данных при испытаниях автомобиля на бельгийской мостовой со скоростью движения $v_a = 40$ км/ч.

Сравнение графиков показывает, что спектральная плотность прогиба рессор исследуемой подвески, рассчитанная с учетом поглощающей способности шин, расположена ближе к экспериментальной кривой, чем спектральная плотность, рассчитанная без учета поглощения энергии колебаний пневматическими шинами. Это лучше приближение расчетного графика спектральной плотности колебаний подвески с учетом поглощающих свойств шин к экспериментальным данным характерно практически для всех частот воздействия, кроме небольших интервалов в зоне $25 \text{ c}^{-1} < p < 31 \text{ c}^{-1}$.

Из графиков также видно, что как при расчетном, так и при экспериментальном определении спектра колебаний подвески во время испытаний на рассматриваемой дороге и режиме движения отчетливо выделяются области повышенных колебаний. Границы этих областей на расчетном и экспериментальном графиках хорошо совпадают. Это означает, что обработка экспериментальных данных натурных дорожных испытаний подтверждает правильность теоретического описания энергетического спектра колебаний подвески.

Кроме того, графики показывают, что поглощающие свойства пневматических шин эффективно обнаруживаются прежде всего при интенсивных воздействиях дороги и значительных колебаниях подвески.

Проявляется на графиках расхождение расчетной и экспериментальной спектральной плотности в области высоких частот

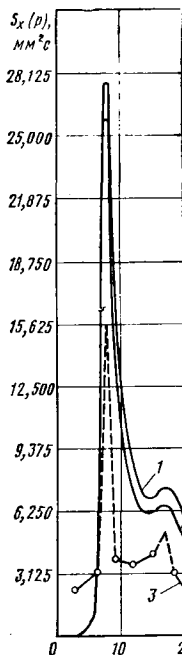


Рис. 5. Спектральная плотность прогиба рессор при испытаниях на булыжной профилированной дороге, $v_a=40$ км/ч (обозначения те же, что на рис. 4)

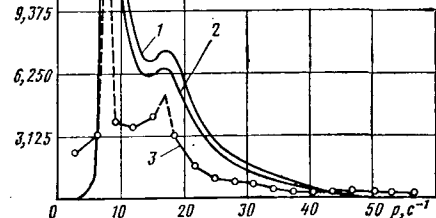
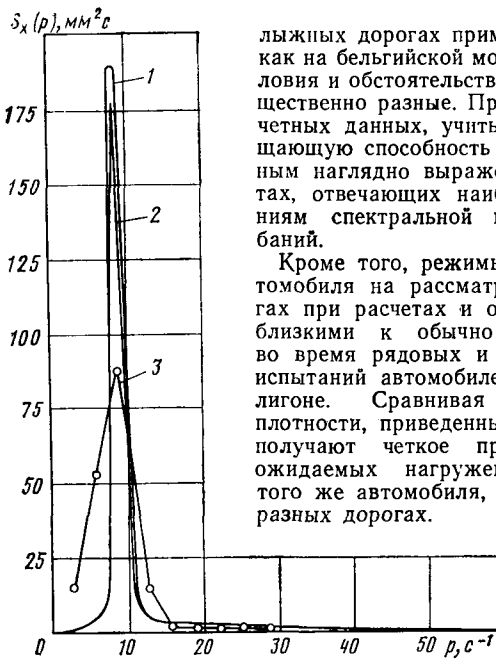


Рис. 6. Спектральная плотность прогиба рессор при испытаниях автомобиля на булыжной дороге ровного замощения, $v_a=60$ км/ч (обозначения те же, что на рис. 4)

при $p > 25$ с⁻¹. В значительной мере это объясняется тем, что спектральную плотность колебаний подвески рассчитывают для идеализированных условий строго стационарного режима движения автомобиля. Действительные режимы в экспериментальных исследованиях содержали неизбежные отклонения прежде всего скорости поступательного движения, что и меняет наиболее ошутимое расположение пиковых зон характеристики воздействия.

Результаты расчета ходовых испытаний подвески автомобиля на бельгийской мостовой подтверждаются и для других дорог автополигона.

Результаты испытаний и расчетов, приведенные на рис. 5 и 6, позволяют выявить более полно влияние учета поглощающей способности шин. Графики показывают, что степень отражения теоретическими расчетами действительных процессов колебания подвески с учетом поглощающей способности шин на бу-



лыжных дорогах примерно такая же, как на бельгийской мостовой, хотя условия и обстоятельства испытаний существенно разные. Приближение расчетных данных, учитывающих поглощающую способность шин, к опытным наглядно выражено на частотах, отвечающих наибольшим значениям спектральной плоскости колебаний.

Кроме того, режимы движения автомобиля на рассматриваемых дорогах при расчетах и опытах выбраны близкими к обычно используемым во время рядовых и форсированных испытаний автомобилей на автополигоне. Сравнивая спектральные плотности, приведенные на рис. 4—6, получают четкое представление об ожидаемых нагрузениях одного и того же автомобиля, испытываемого на разных дорогах.

На основании анализа рис. 4 и 5 можно заключить, что нагруженность подвески при испытаниях на бельгийской мостовой более широкополосная, чем на булыжной дороге. Следовательно, ресурс подвески исчерпывается при испытаниях на бельгийской мостовой значительно интенсивнее, чем на булыжных дорогах, и может быть рассчитан для планирования пробега точнее с помощью известных методов. Коррективы, вносимые при этом поглощающей способностью шин, весьма существенны и должны учитываться при расчетах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яценко Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., Машиностроение, 1972.
2. Яценко Н. Н., Капанадзе Г. Н., Рыков С. П. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин. — Автомобильная промышленность, 1977, № 6, с. 15—18.

УДК 629.113.71

Метод теоретической оценки технико-эксплуатационных параметров электромобилей

Кандидаты техн. наук А. Б. КОЗЛОВСКИЙ, А. И. ЯКОВЛЕВ
НАМИ

МЕТОДИКА определения технико-эксплуатационных параметров транспортных средств с электроприводом посредством тяговых расчетов предусматривает для тягового электродвигателя наличие электромеханических характеристик, а для электромобиля — также и разрядных характеристик аккумуляторов, поскольку напряжение на зажимах электродвигателя в этом случае обуславливается как степенью заряженности аккумуляторной батареи, так и величиной разрядного тока.

Рассмотрим метод теоретической оценки технико-эксплуатационных параметров электромобилей при заданных значениях основных конструктивных данных и источника электроэнергии, но при отсутствии электромеханических характеристик тягового электродвигателя и разрядных характеристик аккумуляторной батареи.

В основу метода положено аналитическое выражение, устанавливающее связь между конструктивными и технико-эксплуатационными параметрами электромобиля и тяговой аккумуляторной батареи. К этим параметрам относятся: полная масса электромобиля $m_э$, коэффициент массы батареи $k_б = m_б/m_э$, равный отношению массы батареи $m_б$ к полной массе электромобиля, средняя удельная энергоемкость аккумуляторов ΔW , максимальная скорость движения электромобиля v_{max} .

Для получения искомого выражения используем соотношения

$$W = \Delta AS; \quad (1)$$

$$W = W_б \eta_{эп} \beta_{всп} \gamma = m_э k_б \Delta W \eta_{эп} \beta_{всп} \gamma, \quad (2)$$

где W — энергия аккумуляторов, реализуемая на движение электромобиля, в Вт·ч;

ΔA — удельный расход электроэнергии на движение электромобиля в Вт·ч/км;

S — запас хода электромобиля в км;

$W_б$ — количество накопленной электроэнергии в аккумуляторной батарее в Вт·ч;

$\eta_{эп}$ — средний КПД системы электропривода электромобиля;

$\beta_{всп}$ — коэффициент, учитывающий расход энергии тяговой батареи на вспомогательные нужды — освещение, отопление кабины водителя, вентиляцию блоков тиристорной системы регулирования, тягового электродвигателя и т. п. (при питании вспомогательного электрооборудования электромобиля от специальной дополнительной аккумуляторной батареи и $\beta_{всп}$ не учитывается);

γ — коэффициент, учитывающий допустимый уровень разряда батареи, который обуславливается типом и эксплуатационными качествами аккумуляторов (при полном разряде $\gamma=1$, при частичном — $\gamma < 1$).

Средний КПД электропривода $\eta_{эп}$ можно выразить как

$$\eta_{эп} = \eta_a \eta_p \eta_d \eta_r,$$

где η_a , η_p , η_d , η_r — соответственно средние КПД аккумуляторов в режиме разряда, системы регулирования, тягового электродвигателя, механической передачи (главной передачи и коробки передач при ее наличии).

Приравняв правые части равенства (1) и (2), получим

$$\Delta AS = m_э k_б \Delta W \eta_{эп} \beta_{всп} \gamma = W \text{ Вт} \cdot \text{ч}. \quad (3)$$

Из этого равенства выведем исходное расчетное выражение для определения величины запаса хода электромобиля;

$$S = \frac{m_3 k_6 \Delta W \eta_{\text{эп}} \beta_{\text{всп}} \gamma}{\Delta A} \text{ км.} \quad (4)$$

Для определения удельного расхода энергии ΔA необходимо выбрать расчетный цикл движения электромобиля на перегоне $L_{\text{п}}$ и найти работу в режиме тяги, затрачиваемую на преодоление сил сопротивления движению и на накопление кинетической энергии [1]:

$$A = 0,277 \cdot 10^{-3} \left[\int_0^{l_{\text{тяг}}} m_3 g (f_k + i_3) dl + \int_0^{l_{\text{тяг}}} \frac{k_w F_{\text{л}} v^2}{13} dl + \frac{m_3' v_{\text{в}}^2}{26} \right] \text{ Вт} \cdot \text{ч}, \quad (5)$$

$$S = \frac{m_3 k_6 \Delta W \eta_{\text{эп}} \beta_{\text{всп}} \gamma}{0,277 \left\{ m_3 \left[g (f_k + i_3) \left(1 - \frac{v_{\text{т}}^2}{26 a_{\text{т}} L_{\text{п}}} \right) + \frac{v_{\text{т}}^2 \delta}{26 L_{\text{п}}} \right] + 0,0492 k_w F_{\text{л}} v_{\text{max}}^2 \left(1 - \frac{v_{\text{т}}^2}{26 a_{\text{т}} L_{\text{п}}} \right) \right\}} \text{ км.} \quad (9)$$

где $0,277 \cdot 10^{-3}$ — коэффициент перевода Дж в Вт·ч;

$m_3' = m_3 \delta$ — приведенная масса электромобиля в кг (δ — коэффициент учета вращающихся масс электромобиля);

$l_{\text{тяг}}$ — путь за время движения электромобиля в режиме тяги в м;

$v_{\text{в}}$ — скорость электромобиля в момент выключения тягового электродвигателя в км/ч;

f_k — коэффициент сопротивления качению колес;

i_3 — величина эквивалентного уклона на расчетном перегоне ($i_3 = \text{tg } \alpha_3 \approx \sin \alpha_3$, α_3 — эквивалентный угол подъема в град);

k_w — коэффициент обтекаемости электромобиля в $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$;

$F_{\text{л}}$ — площадь лобового сечения в м^2 .

За время выбега электромобиля скорость $v_{\text{в}}$, достигнутая при разгоне, снижается до скорости $v_{\text{т}}$ начала торможения. При этом преодоление сил сопротивления движению осуществляется за счет уменьшения накопленной электромобилем кинетической энергии на отрезке пути $l_{\text{в}}$.

Уравнение энергетического баланса в период выбега электромобиля выразим известной зависимостью

$$\frac{m_3' v_{\text{в}}^2}{26} - \frac{m_3' v_{\text{т}}^2}{26} = \int_{l_{\text{тяг}}}^{l_{\text{тяг}} + l_{\text{в}}} m_3 g (f_k + i_3) dl + \int_{l_{\text{тяг}}}^{l_{\text{тяг}} + l_{\text{в}}} \frac{k_w F_{\text{л}} v^2}{13} dl \text{ Вт} \cdot \text{ч}. \quad (6)$$

Примем в этом равенстве $l_{\text{тяг}} + l_{\text{в}} = L_{\text{п}} - l_{\text{т}}$ ($l_{\text{т}} = \frac{v_{\text{т}}^2}{26 a_{\text{т}}}$ — длина тормозного пути электромобиля при равнозамедленном движении, $a_{\text{т}} = \text{const}$ — средняя величина замедления; $v_{\text{т}}$ — начальная скорость режима торможения), а затем подставим в уравнение (5). С целью упрощения при интегрировании уравнения (5) заменим переменное сопротивление воздуха некоторым средним значением, соответствующим расчетной скорости движения $v_{\text{расч}}$ по всему перегону, исключая режим торможения. Анализ различных циклов движения электромобилей показал, что расчетную скорость можно принять равной 80% максимальной скорости движения, достигнутой на перегоне.

После преобразований формула (5) для определения расхода энергии электромобилем при движении примет вид:

$$A = 0,277 \cdot 10^{-3} L_{\text{п}} \left[m_3 g (f_k + i_3) + \frac{k_w F_{\text{л}} v_{\text{max}}^2}{20,3} \right] - 0,017 \cdot 10^{-3} \frac{v_{\text{т}}^2}{a_{\text{т}}} \left\{ m_3 [g (f_k + i_3) - \delta a_{\text{т}}] + \frac{k_w F_{\text{л}} v_{\text{max}}^2}{20,3} \right\} \text{ Вт} \cdot \text{ч}. \quad (7)$$

Разделив обе части выражения (7) на $L_{\text{п}}$ и преобразовав правую его часть для выделения слагаемых, включающих изменяющиеся конструктивные и технико-эксплуатационные параметры электромобиля, определим удельный расход электроэнергии при движении по выбранному циклу:

$$\Delta A = 0,277 \left\{ m_3 \left[g (f_k + i_3) \left(1 - \frac{v_{\text{т}}^2}{26 a_{\text{т}} L_{\text{п}}} \right) + \frac{v_{\text{т}}^2 \delta}{26 L_{\text{п}}} \right] + 0,0492 k_w F_{\text{л}} v_{\text{max}}^2 \left(1 - \frac{v_{\text{т}}^2}{26 a_{\text{т}} L_{\text{п}}} \right) \right\} \text{ Вт} \cdot \text{ч} / \text{км}. \quad (8)$$

Учитывая формулу (8), получим аналитическое выражение для определения запаса хода электромобиля (4), полагая, что движение осуществляется по расчетным перегонам:

На практике при сравнении вариантов требуется установить влияние параметров m_3 , k_6 , ΔW и v_{max} на запас хода электромобиля данной конструкции с шинами определенного типа путем трудоемких расчетов. Для решения этой задачи целесообразно прибегнуть к аналитическому номограммированию, позволяющему решать как прямую, так и обратную задачи независимо от числа переменных параметров. Метод построения номограмм для заданного аналитического выражения, устанавливающего взаимосвязь между исследуемыми переменными параметрами, основан на переносе шкал, в частности в горизонтально сопряженных квадрантах [2].

Представим выражение (9) в виде

$$S = \frac{k_1 m_3 k_6 \Delta W}{k_2 m_3 + k_3 v_{\text{max}}^2} \text{ км.} \quad (10)$$

В этом уравнении постоянные коэффициенты

$$k_1 = \eta_{\text{эп}} \beta_{\text{всп}} \gamma; \\ k_2 = 0,277 \left[g (f_k + i_3) \left(1 - \frac{v_{\text{т}}^2}{26 a_{\text{т}} L_{\text{п}}} \right) + \frac{v_{\text{т}}^2 \delta}{26 L_{\text{п}}} \right]; \\ k_3 = 0,0136 k_w F_{\text{л}} \left(1 - \frac{v_{\text{т}}^2}{26 a_{\text{т}} L_{\text{п}}} \right).$$

Уравнение (10) можно привести к виду

$$S = \varphi_1 (m_3, v_{\text{max}}) \varphi_2 (k_6) \varphi_3 (\Delta W).$$

Введя вспомогательные переменные t и p , получим три других равенства:

$$t = \varphi_1 (m_3, v_{\text{max}}); \quad p = t \varphi_2 (k_6); \quad S = p \varphi_3 (\Delta W).$$

В первом квадранте номограммы, установив вероятные пределы изменения параметров m_3 и v_{max} , строим зависимость

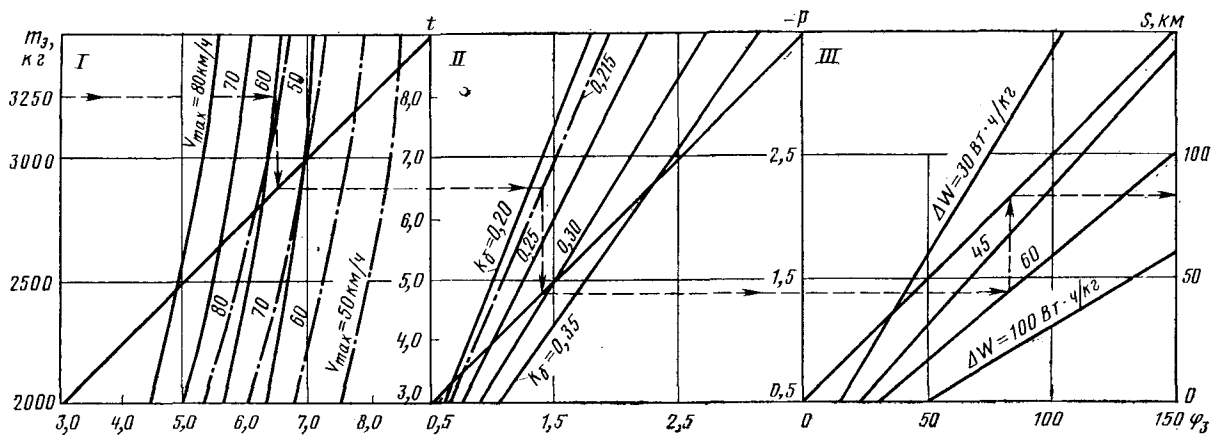
$$t = \varphi_1 (m_3, v_{\text{max}}) = \frac{k_1 m_3}{k_2 m_3 + k_3 v_{\text{max}}^2}.$$

Затем проводим «направляющую прямую» (диагональ квадранта из начала координат) и переносим шкалу переменных (абсцисс квадранта) на правую ординату.

Приняв в уравнениях $p = t \varphi_2 (k_6) = t k_6$, $S = p \varphi_3 (\Delta W) = p \Delta W$ и пределы изменения переменных параметров k_6 и ΔW , во втором и третьем квадрантах строим семейства графических зависимостей так же, как в первом квадранте.

На правой ординате третьего квадранта строим равномерную шкалу искомой переменной S , оценив предварительно максимально возможное ее значение.

На рисунке приведена номограмма, построенная применительно к параметрам электромобиля-фургона грузоподъемностью до 1 т полной массы $m_3 = 3500$ кг (верхний предел) и максимальной скоростью движения 50—80 км/ч. На основании анализа отечественных и зарубежных образцов электромобилей [3 и 4] аналогичного типа коэффициент массы тяговой батареи k_6 был принят равным 0,2—0,35. Крайние значения удельной энергоемкости ΔW электрохимических источников тока, устанавливаемых на электромобилях, соответствуют удельной энергоемкости лучших современных образцов аккумуляторов:



30 Вт·ч/кг у свинцово-кислотных, 45 Вт·ч/кг у никель-железных, 60 Вт·ч/кг у никель-цинковых и 100 Вт·ч/кг у воздушно-железных, цинково-хлорных, литий-серных.

Для определения в выражении (10) величин постоянных коэффициентов k_1, k_2, k_3 были приняты: некоторые параметры, характеризующие сопротивление качению $f_k=0,015$ и фактор обтекаемости кузова $k_w F_n=1,3 \text{ Н} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^2$, средний КПД системы электропривода $\eta_{эл}=0,5$ (при щелочных аккумуляторах) и $\eta_{эл}=0,6$ (при кислотных аккумуляторах), приведенный коэффициент инерции вращающихся масс $\delta=1,12$.

Выбранный цикл движения для оценки запаса хода электро-мобиля предусматривает следующие режимы движения на пере-гоне $L_n=1000 \text{ м}$: разгон с места на горизонтальном участке дороги до максимальной скорости, установившееся движение с максимальной скоростью, выбег до скорости начала служеб-ного электрического торможения $v_t=40 \text{ км/ч}$ и режим тормо-жения практически до полной остановки с постоянным замед-лением $a_t=1,0 \text{ м/с}^2$.

С учетом приведенных параметров электро-мобиля, выбран-ного цикла движения и КПД системы электропривода, а так-же при $\beta_{всп}=1$ и $\gamma=1$, формула (10) примет вид:

$$S = \frac{0,5m_3k_6 \Delta W}{0,058m_3 + 0,017v_{\max}^2} \text{ км}, \quad (11)$$

для кислотной аккумуляторной батареи

$$S = \frac{0,6m_3k_6 \Delta W}{0,058m_3 + 0,017v_{\max}^2}. \quad (11a)$$

Порядок определения величины запаса хода рассматриваемо-го электро-мобиля заключается в следующем. На левой ордина-те квадранта I откладывается масса электро-мобиля. Через эту точку проводится прямая, параллельная оси абсцисс, до пере-сечения с характеристикой, соответствующей максимальной скорости движения электро-мобиля (сплошной линией показана характеристика для щелочных аккумуляторов, а штрих-пунктирной — для свинцово-кислотного). Точка пересечения по вертикали сносится на диагональ квадранта I. Из получен-ной точки проводится горизонтальная прямая до пересечения с характеристикой, расположенной в квадрате II, которая со-ответствует величине коэффициента массы аккумуляторной ба-тарей. Точка пересечения с помощью вертикальной прямой пе-реносится на диагональ квадранта II. Аналогично предыдущему устанавливается точка пересечения вспомогательной гори-зонтальной прямой с характеристикой удельной энергоемкости аккумуляторов применяемого типа, расположенной в квадра-те III. Снеся по вертикали точку пересечения на диагональ квадранта III, а затем по горизонтали на правую ординату квадранта III, получим величину запаса хода S электро-мобиля.

Так, например, для электро-мобиля-фургона полной массой 3250 кг, максимальной скоростью 60 км/ч, на котором устано-влена никель-цинковая аккумуляторная батарея ($k_3=0,215$ и $\Delta W=60 \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг}$), запас хода определен из номограммы и со-ставляет 83,9 км.

Номограмма позволяет решать задачи по определению запаса хода как прямые, так и обратные. Например, при заданных величинах переменных параметров S, m_3 , v_{\max} и ΔW можно установить значение коэффициента массы батареи. Для этого следует провести направленные прямые из квадранта I, как описано выше, и из квадранта III в обратном порядке. Пере-сечение направляющих в квадрате II определит величину ко-эффициента массы батареи. Если точка пересечения направ-ляющих расположена между характеристиками, соответствую-

щими некоторым фиксированным значениям коэффициента k_6 , то искомая величина оценивается методом интерполяции.

Для сравнения величину запаса хода, полученную из номо-граммы, сопоставим со значением, найденным с помощью тя-говых расчетов, применительно к электро-мобилю грузоподъ-емностью 1 т. При этом используем электро-механические харак-теристики тягового электродвигателя последовательного воз-буждения типа ЗДТ.81 и разрядную характеристику аккумуля-торной батареи 2X72НЦ-125.

На основании характеристики электродвигателя $I_d=\varphi(n_d)$ и построенных кривых движения для выбранных расчетных ин-тервалов скоростей движения Δv построена характеристика то-ка в функции времени. При построении характеристики $I_d=\varphi(t)$ учтено, что наиболее точными значениями тока I_{d1} яв-ляются величины, соответствующие верхним границам конеч-ных приращений скорости движения электро-мобиля.

Одновременно для каждого расчетного интервала Δv опреде-ляли ЭДС электродвигателя $E_{д1}$, используя при этом его нагру-зочную характеристику $E_{д1}/n_d=\varphi(I_{д1})$.

Разрядный ток аккумуляторной батареи для расчетного ин-тервала изменения скорости движения равен

$$I_{6i} = \frac{E_{д1} I_{д1}}{E_6 \eta_{р1}} \text{ А}, \quad (12)$$

где E_6 — усредненная величина ЭДС аккумуляторной бата-реи, учитывающая степень заряженности аккумуляторов и величину их внутреннего сопротивления в В.

По величине разрядного тока батареи I_{6i} , исходя из разря-дной характеристики аккумуляторов, можно установить вели-чину напряжения U_{6i} .

Просуммировав затраты энергии для конечных интервалов приращений скорости и отнеся их к длине перегона L_n , полу-чим удельный расход электроэнергии на 1 км движения элект-ромобиля

$$\Delta A = \frac{\Sigma(U_{6i} I_{6i} \Delta t_i)}{3,6 L_n} \text{ Вт} \cdot \text{ч/км}, \quad (13)$$

где Δt_i — время расчетного интервала в с.

Величину энергии аккумуляторной батареи, затрачиваемой на движение электро-мобиля, можно определить из выражения

$$W = U_{6.ср} Q_n \text{ Вт} \cdot \text{ч}, \quad (14)$$

где $U_{6.ср}$ — средняя величина рабочего напряжения батареи в В;

Q_n — номинальная величина емкости аккумуляторов в А·ч.

По формулам (13) и (14) можно установить запас хода электро-мобиля

$$S = \frac{W}{\Delta A} = \frac{3,6 U_{6.ср} Q_n L_n}{\Sigma(U_{6i} I_{6i} \Delta t_i)} \text{ км}. \quad (15)$$

Величины запаса хода для электро-мобиля грузоподъемно-стью 1 т, полученные расчетным путем, были подтверждены результатами ходовых испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основы электрической тяги./В. Е. Розенфельд и др. М.—Л., Госэнергоиздат, 1957.
2. Блох Л. С. Практическая номография. М., Высшая школа, 1971.
3. Bader Ch'istian, Plust Heinz. Elektrische Antriebe für Straßenfahrzeuge, Entwicklungsstand und aktuelle Probleme. —Elek-trotechnische Zeitung, 1973, A94, № 11.
4. Weigel Wolf-Dieter. Beitrag zur optimalen Gestaltung des Antriebs-systems für ein Elektrostandauto, Diplom-Ingenieur, Aachen, 1974.

Выбор рациональных способов базирования при окончательной обработке термически упрочняемых зубчатых колес

Д-р техн. наук В. П. ПОНОМАРЕВ,

канд. техн. наук А. В. ЗАХАРОВ, П. А. ГУДКОВ

Курганский машиностроительный институт

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ цилиндрических зубчатых колес, подвергаемых химико-термическому упрочнению, часто возникает необходимость доводки центрального отверстия и зубчатого венца. Форма зубчатого венца при термообработке искажается и имеет значительные отклонения от теоретической. Существующие способы установки при механической обработке базовых поверхностей термически упрочняемых зубчатых колес не обеспечивают достижения требуемой кинематической точности или она обеспечивается в результате трудоемких зуботделочных операций. При доводке методом свободного обката зубьев колеса, имеющего после шлифования базовых поверхностей эксцентриситет взаимного расположения отверстий и венца, т. е. радиальное биение венца, происходит перераспределение радиальных и тангенциальных составляющих кинематической погрешности. Величина погрешности относительно положения базовых поверхностей и венца значительно влияет на качество и трудоемкость окончательной обработки зубьев и в условиях кинематического обката. В данном случае фактическое значение радиального биения венца определяет величину и неравномерность припуска при зубошлифовании и, следовательно, при ограниченной глубине упрочненного слоя на рабочих профилях после химико-термической обработки, а также эксплуатационные характеристики зубчатого колеса и передачи в целом. Следовательно, достижение необходимого качества передачи во многом зависит от точности взаимного положения базовых поверхностей и венца.

Радиальное биение зубчатого колеса по ГОСТ 1643—72 определяется как наибольшая в пределах зубчатого венца разность расстояний от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура, условно наложенного на профили зубьев. Графическое представление колебания этих расстояний в виде кругового замкнутого контура показывает, что он имеет отклонение от окружности. В любом случае радиальное биение зубчатого колеса при измерении является результатом векторного сложения отклонений контролируемой окружности от правильной геометрической формы и эксцентриситета центра базовой окружности от центра некруглости и оси вращения детали [1]. При анализе величины и характера изменения радиального биения венца в качестве базы отсчета некруглости целесообразно принимать среднюю окружность, которая располагается так, что ее центр совпадает с точкой, относительно которой все расстояния до любой точки реального делительного контура имеют наименьшую дисперсию. В случае совпадения рабочей оси зубчатого колеса с центром средней окружности, проведенной через контур делительной окружности, величина радиального биения венца будет минимально возможной. Такой подход к рассмотрению структуры радиального биения позволяет упростить анализ образования данной погрешности на различных этапах обработки зубчатых колес, установить исправимую и неисправимую доли радиального биения и способы повышения качества зубообработки.

Получить численные значения эксцентриситета и некруглости венца непосредственно при измерении радиального биения нельзя. Однако, поскольку реальный делительный контур зубчатых колес можно представить в виде периодической с периодом 2λ , непрерывной и удовлетворяющей условиям Дирихле функции, для разложения радиального биения зубчатых колес на составляющие используем метод гармонического анализа [2]. Эмпирическую периодическую функцию, определяющуюся графиком радиального биения зубчатого венца, при любом фиксированном значении аргумента можно представить в виде тригонометрического полинома (ряда Фурье). Таким образом, данная эмпирическая кривая заменяется совокупностью мно-

жества гармоник с дискретными эквидистантными круговыми частотами:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi), \quad (1)$$

где $\frac{a_0}{2}$ — постоянный член ряда;

a_k, b_k — коэффициенты ряда Фурье;

φ — дискретные значения угла поворота колеса при измерении;

k — номер гармоники.

Поскольку график радиального биения зубчатого венца представляет собой функцию, заданную частными дискретными значениями, для определения характеристик ряда используем формулы Бесселя с учетом рекомендаций работы [3]:

$$a_k = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N \Delta_N \cos k\varphi_i; \quad (2)$$

$$b_k = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N \Delta_N \sin k\varphi_i; \quad (3)$$

$$a_0 = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N \Delta_N; \quad (4)$$

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_k = b_k / a_k, \quad (6)$$

где N — число измерений (число впадин колеса);

A_k — амплитуда соответствующей гармоники;

α_k — фазовый угол;

Δ_N — показания прибора при измерении колеса.

Амплитуда и фаза первой гармоники ($k=1$) определяют в полярных координатах величину и угловое положение эксцентриситета между осями средней окружности делительного контура и базового отверстия. Совокупность гармоник второго и последующих высших порядков отражает характер изменения погрешности делительного контура в пределах средней окружности и поэтому позволяет установить численное значение некруглости венца. При анализе формы делительной окружности зубчатых колес наиболее целесообразно применять зависимость, позволяющую непосредственно исключить эксцентриситет из графика радиального биения [3]:

$$\Delta = \Delta_N - e [\cos(\alpha - \varphi) + 1], \quad (7)$$

где Δ — действительные значения погрешности формы венца;

$e = A_1$ — эксцентриситет, определяемый путем разложения эмпирической функции в ряд Фурье;

$\alpha = \alpha_1$ — угол направления эксцентриситета;

φ — переменное значение угла поворота зубчатого колеса при контроле.

Расчеты величин Δ , A_1 и α_1 по приведенной методике достаточно трудоемки, в связи с чем для их определения составлена программа на ЭВМ «Наир-2».

Пример использования гармонического анализа для оценки точности шлифования зубьев термообработанных колес ($m = 4 \text{ мм}$, $z = 27$, сталь 40Х) на станке модели 5831 представлен

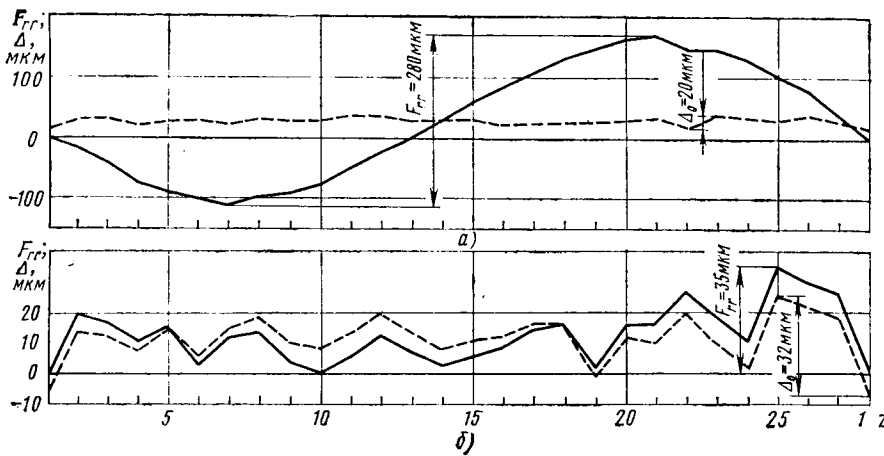


Рис. 1. Радиальное биение F_{rr} зубчатых колес после зубошлифования

на рис. 1. Причиной образования большой величины радиального биения $F_{rr}=280$ мкм при незначительной некруглости венца $\Delta_0=20$ мкм (рис. 1, а) является эксцентриситет $e=134$ мкм между осями оправки и отверстия.

Во втором случае (рис. 1, б) процесс зубошлифования протекал без отклонений ($F_{rr}=35$ мкм, $\Delta_0=32$ мкм), поскольку зубчатое колесо обрабатывалось в условиях беззазорного базирования, при котором оси базового отверстия O_0 и центрирующего элемента O_c приспособления совмещаются достаточно точно.

Определение при помощи методов гармонического анализа структуры радиального биения позволяет дифференцированно подходить к анализу источников возникновения погрешности. Рассмотрим в качестве примера применение данной методики с целью снижения величины радиального биения венца при изготовлении цилиндрических зубчатых колес. Из партии колес ($m=5$ мм, $z=29$, сталь 12ХН3А) после нарезания зубьев на станке модели 5К324А были взяты детали с примерно равными значениями радиального биения (100—110 мкм), проведен расчет величины некруглости зубчатых венцов и построены графики. В первом случае 87% величины радиального биения (рис. 2, а), а во втором — 38% (рис. 2, б) возникают вследствие погрешности формы венца после зубофрезерования. Соответственно 13 и 62% величины радиального биения образуются в результате эксцентриситета зубчатого венца и базового отверстия. Соотношения составляющих радиального биения определяют и пути их сокращения.

Известно, что основной причиной эксцентриситета при зубофрезеровании является возникновение радиального зазора между центрирующим элементом установочного приспособления и технологической базой зубчатого колеса. Для уменьшения эксцентриситета в этом случае целесообразно применять в конструкции станочных приспособлений разжимные центрирующие элементы. Зубчатые колеса, нарезанные с применением такой

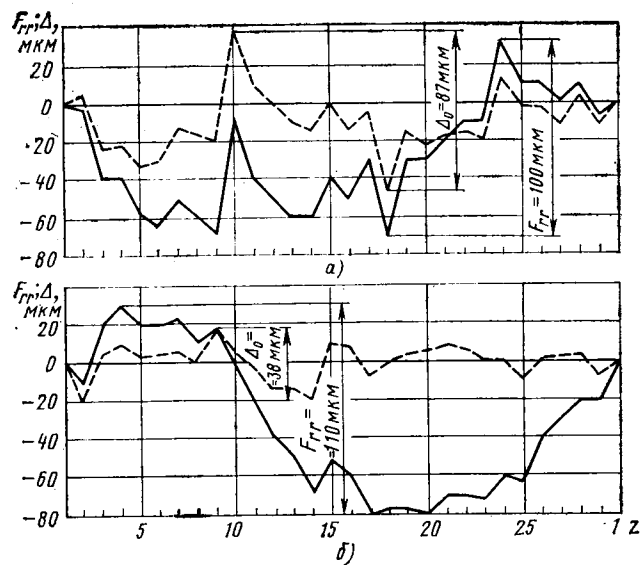


Рис. 2. Структура радиального биения F_{rr} зубчатых колес после зубофрезерования со значительной (а) и незначительной (б) долей некруглости Δ_0 зубчатого венца

цементации и закалке в масле). В результате тепловых и структурных изменений металла происходит деформация, изменяются формы зубчатого венца и посадочного отверстия. Следствием указанных явлений может быть перераспределение некруглости и эксцентриситета венца и отверстия и, следовательно, увеличение радиального биения зубчатого колеса (в пределах 30—70%) [4].

Анализ структуры радиального биения венца зубчатых колес различных конструктивных групп после химико-термического упрочнения показал [4], что термообработка может являться причиной разных величин и сочетаний некруглости делительного контура и эксцентриситета венца и базового отверстия. Первый вариант деформации венца (рис. 3, а), отличающийся небольшими значениями составляющих радиального биения, характерен для монолитных зубчатых колес. Для второго варианта деформации (рис. 3, б) характерен большой эксцентриситет при отсутствии значительных отклонений делительной окружности от правильной геометрической формы. Такое сочетание составляющих радиального биения свойственно фасонным зубчатым колесам. Третий вариант (рис. 3, в), в котором преобладает некруглость венца, характерен для дисковых зубчатых колес. При четвертом варианте деформации (рис. 3, г), который наиболее часто встречается у венцовых и вальных зубчатых колес, обе составляющие радиального биения (эксцентриситет и некруглость) имеют достаточно большие значения.

Учет возможного варианта деформации венца после химико-термического упрочнения позволит обеспечить для каждой конструктивной группы зубчатых колес минимальное значение радиального биения при проведении финишной обработки.

Радиальное биение зубчатого колеса при окончательной обработке базового отверстия зависит от точности его установки,

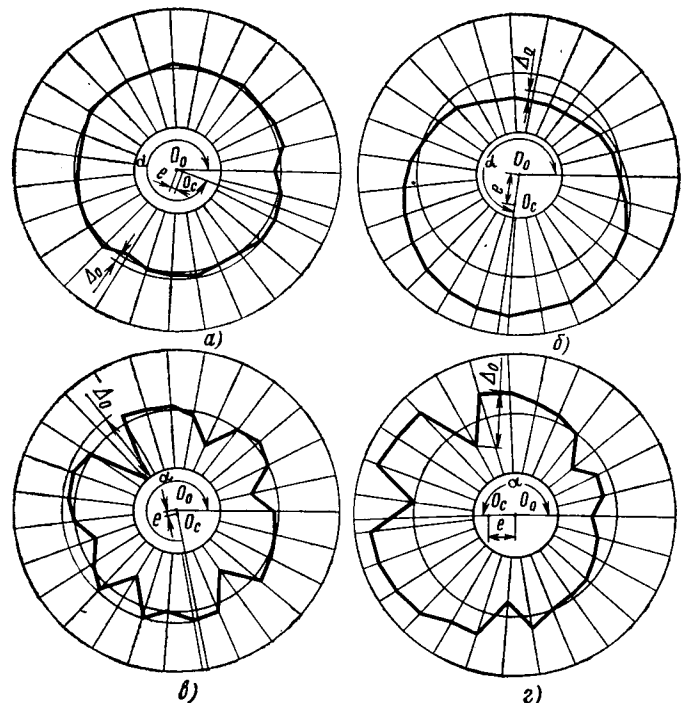


Рис. 3. Варианты сочетания составляющих радиального биения зубчатых колес после химико-термического упрочнения

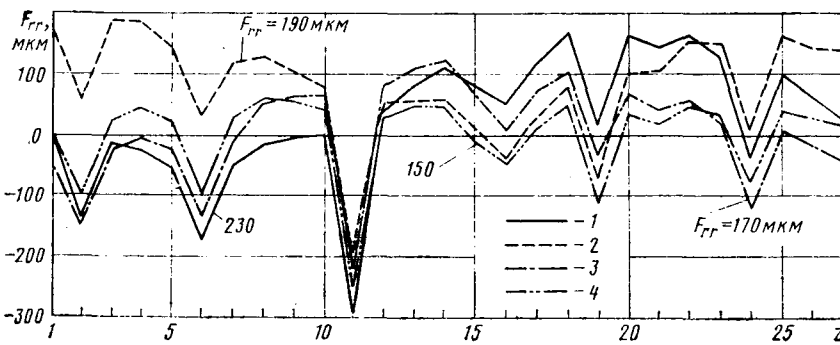


Рис. 4. Радиальное биение зубчатого колеса при установке по различным схемам:
1 — трехкулачковый патрон; 2 — центрирование по отверстию; 3 — пятикулачковый эксцентриковый патрон; 4 — приспособление с гибкими центрирующими элементами

которая обеспечивается индивидуальной выверкой или автоматически в самоцентрирующих приспособлениях. При этом установочными базами могут быть рабочие поверхности зубьев или обрабатываемое отверстие. В случае выверки по отверстию как индивидуальным способом, так и путем центрирования по оправке имеющейся радиальное биение нельзя уменьшить. При установке колеса по рабочим поверхностям зубьев радиальное биение можно сократить путем уменьшения эксцентриситета, однако такое сокращение обеспечивается не всегда и не всеми самоцентрирующими приспособлениями.

Результаты эксперимента показывают, что на точность шлифования базового отверстия зубчатых колес значительно влияет вид применяемого приспособления (рис. 4). На станке модели ЗБ250 выполнялось шлифование отверстия зубчатого колеса ($m=6$ мм, $z=27$) с выверкой по обрабатываемому отверстию. При этом использовали трехкулачковый патрон, пятикулачковый эксцентриковый патрон и специальное приспособление с гибкими центрирующими элементами (рис. 5). Самая низкая точность установки ($F_{rr}=230$ мкм) наблюдается при центрировании детали в трехкулачковом патроне. Колебание радиального биения венца при установке колеса в трехкулачковом самоцентрирующем приспособлении по разным сочетаниям впадин составляет 65%. С увеличением числа зубьев колеса, участвующих в центрировании, с трех до пяти (пятикулачковый эксцентриковый патрон) даже при неблагоприятном угловом положении величина радиального биения уменьшилась на 10,5%. Использование приспособления с гибкими центрирующими элементами позволяет получить наибольшее совмещение оси вращения шпинделя станка и центра средней окружности отсчета некруглости венца в связи с участием в установке наибольшего числа зубьев и усреднением погрешностей базировочных поверхностей. В результате повышается точность и стабильность центрирования, при этом обеспечивается минимальная величина радиального биения, близкая к значению некруглости венца.

Радиальное биение зубчатых колес при доводке отверстия существенно снижается в случае избирательного базирования, т. е. установки колеса по специально выбранным впадинам с минимальным отклонением от средней окружности. Предварительное определение таких впадин и последующая установка по ним в трехкулачковом самоцентрирующем приспособлении показали несовпадение результатов по величине радиального биения в пределах 25%, что можно объяснить погрешностями оснастки. При условии автоматизации процесса выбора базовых впадин этот метод весьма эффективен для повышения точности центрирования.

Таким образом, радиальное биение одного и того же колеса может отличаться как при изменении установочной базы (отверстие или рабочие поверхности зубьев), так и при изменении углового положения колеса в случае базирования его по зубчатому венцу в самоцентрирующем приспособлении, т. е. стабильная точность центрирования не обеспечивается. Способ базирования зубчатых колес при их окончательной обработке следует выбирать с учетом вероятного характера деформации венца при химико-термическом упрочнении.

Анализ контурограмм (рис. 3) позволил рекомендовать для различных конструктивных групп зубчатых колес возможные способы базирования при их окончательной обработке.

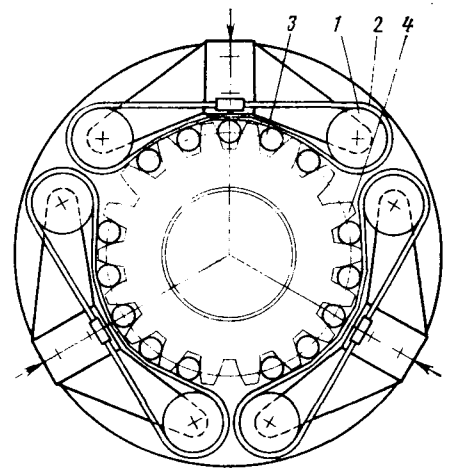


Рис. 5. Приспособление с гибкими центрирующими элементами:
1, 2 — соответственно опорные и гибкие установочные элементы; 3 — ролики сепаратора; 4 — зубчатое колесо

Зубчатые колеса, имеющие после химико-термического упрочнения незначительные величины составляющих радиального биения (рис. 3, а), можно центрировать при доводке отверстия как по зубчатому венцу в самоцентрирующих приспособлениях, так и по обрабатываемому отверстию. Различие в точности центрирования в данном случае незначительно.

Для зубчатых колес второй группы (рис. 3, б), имеющих преобладающую погрешность в виде эксцентриситета отверстия с базированием по зубчатому венцу, а затем отделку зубьев.

В третьем случае (рис. 3, в) рекомендуется сначала провести доводку отверстия с центрированием по обрабатываемой поверхности при помощи съёмного пальца (при шлифовании) или путем использования плавающего инструмента (при хонинговании). Установка в самоцентрирующих патронах по зубчатому венцу приводит к смещению оси отверстия колеса относительно оси вращения шпинделя внутришлифовального станка и, следовательно, к увеличению радиального биения зубчатого венца. В некоторых случаях, например, если отсутствует нужная оснастка или нецелесообразно изменять способ обработки отверстия, можно изменять традиционную схему окончательной обработки зубчатых колес (отверстие — венец) и выполнять сначала шлифование зубьев.

Целесообразность выбора схем обработки и базирования колес по рис. 3, г можно установить только расчетом. В данном случае при шлифовании отверстия с базированием детали по неотделанным зубьям использование приспособления с гибкими центрирующими элементами может обеспечить снижение радиального биения венца на 30—50% по сравнению с самоцентрирующей оснасткой и приблизить его значение к величинам некруглости делительного контура.

На основании проведенного анализа закономерностей формирования радиального биения термически упрочняемых зубчатых колес создан комплекс технологической оснастки для зубофрезерования, шевингования, доводки базового отверстия и зубохонингования, обеспечивающий изготовление зубчатых колес 8-й степени точности (ГОСТ 1643—72) различных типоразмеров без зубошлифования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тайц Б. А., Коротких Н. А. Соотношение различных погрешностей одного зубчатого колеса. — Станки и инструмент, 1972, № 9, с. 28 и 29.
2. Ляндон Ю. Н. Функциональная взаимозаменяемость в машиностроении. М., Машиностроение, 1967.
3. Явош Э. И. Определение погрешностей формы и положения цилиндрических поверхностей при помощи гармонического анализа. — В сб.: Прогрессивная технология машиностроения. МАМИ, 1958, с. 21—47.
4. Пономарев В. П. Оптимизация процессов механической обработки цементованных зубчатых колес. Челябинск, Южно-Уральское книжное изд-во, 1974.

Влияние предшествующих операций на точность шлифования отверстий

Канд. техн. наук В. Г. ЛЕПИХОВ

Курский политехнический институт

УСТАНОВЛЕНИЕ взаимосвязей между входными и выходными погрешностями операции шлифования способствовало обеспечению качества и точности шлифования отверстий колец радиальных шарикоподшипников.

Из большого числа входных факторов, характеризующих процесс шлифования отверстий, остановимся на влиянии погрешности диаметра X_1 и некруглости X_2 отверстий колец. В качестве выходных переменных факторов процесса шлифования были приняты погрешность диаметра отверстия Y_1 и некруглость отверстия Y_2 .

Целью работы являлось установление взаимосвязи между входными и выходными погрешностями при шлифовании отверстий внутренних колец подшипников 209 из стали ШХ15 в условиях производства на Двенадцатом государственном подшипниковом заводе.

Технологический процесс обработки отверстий подшипниковых колец 209.02 класса точности 0 по ГОСТ 520—71 включает следующие операции: автоматнo-токарную, выполняемую на автомате 1265.М-6, термическую, одновременного шлифования торцов, шлифования наружной поверхности бортиков и желоба, а также внутришлифовальную. Автоматнo-токарная и термическая операции предназначены для получения заготовки, удовлетворяющей определенным техническим условиям. Шлифование торцов и бортиков формирует поверхность, являющиеся базами при шлифовании отверстия. Влияние предшествующих операций на точность шлифования отверстий проявляется через погрешности заготовок, поступающих на внутришлифовальную операцию.

Для установления взаимосвязи между точностью прошлифованного отверстия и погрешностью заготовки применены методы математического моделирования точности технологических процессов [1].

Обработку отверстия осуществляли на внутришлифовальных автоматах SIAG-50 (ГДР); скорость шлифования 50 м/с, черновая подача 0,75 мм/об, чистовая 0,2 мм/об. Цикл шлифования автоматизирован, включая правку абразивного круга, загрузку и выгрузку колец. Кольцо при шлифовании отверстия опирается на две опоры и поджимается плоским торцом к вращающейся планшайбе шпинделя электромагнитом [2].

Шлифование отверстия можно представить как двухмерный процесс с двумя входами X_1, X_2 и двумя выходами Y_1, Y_2 . В общем виде уравнение регрессии текущего значения выхода y_i по текущему значению входа x_i на основе работы [1] имеет вид

$$y_i = a_1 + a_0 x_i \quad (1)$$

Коэффициент регрессии a_0 является характеристикой передачи входной на выходную.

При $a_0 \geq 1$ исследуемая операция не исправляет, а иногда увеличивает погрешности входа; при $a_0 = 0$ входная погрешность полностью исправляется и выходная дисперсия полностью определяется дисперсией погрешности, обусловленной процессом шлифования. В реальных процессах шлифования $a_0 < 1$.

Величина a_1 характеризует постоянную часть погрешности шлифования, которая определяется состоянием станка, уровнем его наладки, квалификацией наладчика и др., т. е. она может быть отрегулирована в определенных пределах.

С целью определения влияния погрешности диаметра отверстия заготовок на точность шлифования были обработаны шесть партий колец подшипников по 105 шт. каждая. Распределение погрешности диаметра внутри каждой партии на входе операции близко соответствовало нормальному закону, что подтверждалось соответствующими расчетами при планировании эксперимента.

На основании корреляционного анализа по результатам экспериментов установлена обобщенная зависимость между текущими значениями погрешности отверстия после шлифования $\Delta d_{oi \text{ шл}} = Y_1$ (на выходе) и после термической обработки $\Delta d_{oi \text{ терм}} = X_1$ (на входе):

$$\Delta d_{oi \text{ шл}} = -3,2 + 0,03 \Delta d_{oi \text{ терм}} \text{ мкм.} \quad (2)$$

Это равенство является частным решением зависимости (1).

На рис. 1 представлена корреляционная зависимость между входными и выходными погрешностями отверстия при шлифовании колец (эмпирические — сплошные линии, теоретические — штриховые линии).

На основании статистической обработки экспериментальных данных получено уравнение дисперсии $D\{Y_1\}$ погрешности прошлифованного отверстия от дисперсии неточности заготовки $D\{X_1\}$:

$$D\{Y_1\} = 1,92 + 0,00056 D\{X_1\}. \quad (3)$$

Анализ экспериментальных данных показывает, что в общей дисперсии погрешности шлифования отверстий преобладающее влияние (от 76,4 до 82% для различных партий) оказывают факторы, присущие самому процессу шлифования, и только на 18—23,6% ощущается влияние точности заготовки.

Из формулы (3) видно также, что операция шлифования значительно (до 0,00056) исправляет погрешность отверстия заготовки.

На рис. 2 показана зависимость поля рассеяния отверстия колец 209.02 после шлифования $6\sigma_{Y_1}$ от величины поля рассеяния отверстия заготовки после термической обработки $6\sigma_{X_1}$. Сплошная линия построена путем расчета по формуле (3), а штриховая — по экспериментальным данным.

Максимальная ошибка расчетных и экспериментальных данных дисперсии погрешности шлифования отверстия колец 209.02 не превосходит 4%.

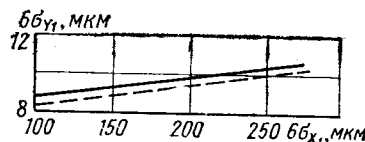
Постоянная часть (1,92) уравнения дисперсии (3) зависит от состояния шлифовального станка, уровня настройки, режимов резания и др. Эта часть может меняться при изменении условий эксплуатации оборудования, что особенно наглядно можно проследить на примере анализа влияния некруглости заготовки (входа) на некруглость шлифованного отверстия (выхода) по данным таблицы.

| Номер партии | Характеристика некруглости отверстия после термообработки | | | | Характеристика некруглости отверстия после шлифования | | | | |
|--------------|---|--|--|--------------------------------------|---|--|--|--------------------------------------|--------------------------------------|
| | Размах в мкм | Среднее значение некруглости X_2 в мкм | Среднеквадратичное отклонение σ_{X_2} в мкм | Поле рассеяния $6\sigma_{X_2}$ в мкм | Размах в мкм | Среднее значение некруглости Y_2 в мкм | Среднеквадратичное отклонение σ_{Y_2} в мкм | Поле рассеяния $6\sigma_{Y_2}$ в мкм | Коэффициент корреляции $r_{Y_2 X_2}$ |
| 1А | 10—70 | 35 | 11,1 | 66,6 | 1—4,5 | 2,23 | 0,65 | 3,9 | 0,076 |
| 2А | 10—115 | 42 | 20,0 | 120 | 1—4,5 | 2,0 | 0,68 | 4,09 | 0,08 |
| 3А | 15—135 | 55 | 27,7 | 166,2 | 1—5 | 2,83 | 0,79 | 4,75 | 0,172 |
| 4Б | 10—90 | 38,6 | 18,0 | 108 | 1—7 | 3,26 | 1,2 | 7,2 | 0,17 |
| 5Б | 10—120 | 51 | 19,3 | 116 | 1—7 | 3,3 | 1,15 | 6,9 | 0,186 |
| 6Б | 20—120 | 62 | 22,0 | 132 | 1—8 | 3,4 | 1,4 | 8,4 | 0,148 |

Шесть партий колец (каждая по 105 шт.) были обработаны при одних и тех же режимах на двух разных станках SIAG-50: первые три на одном — условно станок А и остальные партии — на станке Б. Второй станок дал худшие результаты в среднем на 77% по сравнению со станком А.

Рис. 1. Корреляционная зависимость между входными и выходными погрешностями отверстий при шлифовании колец

Рис. 2. Зависимость поля рассеяния $6\sigma_{Y_1}$ отверстия колец 209.02 после шлифования от поля рассеяния $6\sigma_{X_1}$ заготовки



На основании данных последних трех партий (худший случай) получена следующая зависимость некруглости шлифованного отверстия y_2 от некруглости заготовки x_2 :

$$y_2 = 2,5 + 0,03x_2 \text{ мкм.} \quad (4)$$

К сожалению, из-за малых значений коэффициента корреляции r_{y_2, x_2} получить удовлетворительные результаты для расчетов по формуле (4) не представляется возможным. Зависимость между дисперсиями некруглости $D\{Y_2\}$ после шлифования и дисперсией некруглости $D\{X_2\}$ перед шлифованием, по данным последних трех партий, имеет вид

$$D\{Y_2\} = 0,96 + 0,002D\{X_2\}. \quad (5)$$

Экспериментальные данные показывают, что некруглость шлифованного отверстия в основном определяется самим процессом шлифования и точностью базовой поверхности (некруглостью бортика кольца), а не величиной некруглости отверстия заготовки.

Среднее значение некруглости бортика колец (базовой поверхности) составляет 3,5—4 мкм, что близко совпадает со значением некруглости отверстия после шлифования. Такие же данные приводятся в работе [2] с той лишь разницей, что в данном случае в качестве базы используется предварительно прошлифованный желоб кольца.

При проведении работы исследовали два параметра отверстия колец: погрешность диаметра и некруглость. Конусообразность отверстий внутренних колец подшипников класса точности 0 по ГОСТ 520—71 не регламентируется. Как отмечается в работе [3], при шлифовании колец подшипников и других кольцевых деталей с большим отношением диаметра к длине и когда точность формы в продольном сечении обеспечивается технологически, в качестве основного критерия точности можно принять показатель, учитывающий отклонения размера в фиксированном сечении. Выборочный контроль показал, что при шлифовании отверстий на автоматах SIAG-50 обеспечивается конусообразность не выше 5 мкм, что полностью удовлетворяет требованиям подшипников класса точности 6 по ГОСТ 520—71 (на один класс выше по сравнению с исследуемыми кольцами).

Из приведенного выше анализа видно, что исходная погрешность заготовки слабо влияет на точность шлифования отвер-

стий. Это можно объяснить особенностями шлифовальной операции. Прежде всего сказывается сравнительно высокая жесткость внутришлифовальных автоматов SIAG-50. Наличие в цикле шлифования этапа выхаживания, а также наличие в станке системы активного контроля ослабляет влияние погрешности заготовки на точность шлифованного отверстия.

Исходя из требований точности шлифованного отверстия колец 209.02 класса точности 0 по ГОСТ 520—71, на основании экспериментальных данных можно принять допустимые значения погрешности диаметра отверстия заготовки после термообработки в пределах 250—300 мкм, а некруглость отверстия заготовки может достигать 100—120 мкм. Это позволяет расширить допуски на токарную обработку в среднем на 30% по сравнению с существующими.

Рассмотренные принципы подхода к анализу и расчету точности технологических процессов могут быть применены для анализа ряда других операций технологического процесса обработки колец подшипников (например, шлифования беговых дорожек) и кольцевых деталей (например, шлифования наружной цилиндрической поверхности).

Результаты экспериментальных исследований и полученные формулы (2), (3) и (5) позволяют рассчитать ожидаемую точность отверстий колец на выходе операции шлифования по заданным средним значениям (математическим ожиданиям) и дисперсиям исходных факторов. Исходя из этих положений, можно определить точностные требования к погрешностям токарной и термической обработки колец на основе заданного качества колец на выходе шлифовальной операции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Точность производства в машиностроении и приборостроении. Под ред. А. Н. Гаврилова. М., Машиностроение, 1973.
2. Кузнецов И. П. Методы бесцентрового шлифования тел вращения (деталей подшипников качения). М., Спецформцентр ВНИПП, 1970.
3. Невельсон М. С. Автоматическое управление точностью металлообработки. М., Машиностроение, 1973.

УДК 622.822:621.78

Светлый отжиг поковок колец подшипников качения с восстановительным науглероживанием

Н. Ю. БОРД, кандидаты техн. наук И. И. КАЛЬТМАН, Б. Е. ШЕЙНДЛИН

МКТЭИавтопром

В НАСТОЯЩЕЕ время на заводах подшипниковой промышленности отжиг поковок колец подшипников качения из сталей типа ШХ15, ШХ15СГ осуществляется в окислительной воздушной атмосфере, что приводит к значительным потерям проката в результате угара металла (не менее 1—1,5% по массе) и обеднения поверхностных слоев углеродом (на глубину 0,35—0,40 мм). Эти дефекты — одна из причин назначения повышенных припусков на механическую обработку поковок (до 3—4 мм на диаметр) [1]. Особенно ощутимо увеличение припуска при производстве поковок на точных и высокопроизводительных линиях типа Вагнер, Хатебур, когда глубина обезуглероженного слоя после отжига достигает одной трети, а иногда и половины припуска на механическую обработку.

Припуск на механическую обработку назначается равным геометрической сумме величин обычных дефектов штамповки (овальности, эксцентриситетности и др.) плюс толщина окисленного и обедненного углеродом слоя [2]. Исходя из этого, внедрение отжига с восстановительным науглероживанием имеющегося на поковках обезуглероженного слоя и ликвидацией окисления позволило бы уменьшить на соответствующую величину припуск на механическую обработку.

Так как подшипниковое производство является массовым, осуществление мероприятий по снижению расхода проката стали ШХ15 даст значительный экономический эффект. Например, снижение припусков на поковках, получаемых штамповкой на линии Хатебур, на указанную величину (0,6—0,7 мм на диаметр) позволит сэкономить, по предварительным расчетам, 18—19 руб. на тону поковок.

Цель данной работы — экспериментальное исследование и разработка процесса светлого отжига в защитной атмосфере поковок колец подшипников качения из стали типа ШХ15 с восстановительным науглероживанием. Исследования проводили в лабораторной печи ТЭП-1 с кварцевой ретортой и в шахтной печи Ц-25. Образцы для экспериментов вырезали из

поковок, изготовленных на линиях Хатебур, и из профильного проката. Опыты в печи Ц-25 проводили на поковках указанных типов. При проведении экспериментов температурный режим в печах регулировался автоматически по заданной программе.

Определение содержания углерода по глубине восстановленного слоя осуществлялось методом локального спектрального анализа [3].

В качестве защитной атмосферы был выбран эндогаз (20% СО, 40% Н₂, остальное азот), что обусловлено относительно невысокой его стоимостью, возможностью регулирования углеродного потенциала по содержанию влаги и углекислоты [4]. Применение же азотной атмосферы с добавками метана, несмотря на ее взрывобезопасность и минимальный эффект водородной хрупкости, ограничивается тем, что при температурах 800—850°C вследствие малой скорости диссоциации метана и его конверсии влагой и углекислотой в печном пространстве добавки метана во много раз должны превышать термодинамически равновесное количество. Это делает процесс нерегулируемым по углеродному потенциалу и приводит к выделению большого количества сажи.

После проведения первой серии опытов было установлено, что при выдержке образцов в течение 2 ч при температуре 800°C в атмосфере эндогаза, содержащей 0,52—0,54% СО₂, количество углерода в обезуглероженном слое поковок повышается до 0,80—0,85%. Снижение содержания СО₂ до 0,2% приводит к дальнейшему увеличению до 2—2,5% количества углерода в тонком поверхностном слое глубиной около 0,1 мм. При этом содержание углерода на глубине 0,2—0,3 мм составляет соответственно 1,1—1,2 и 1,00—1,02%.

Чтобы определить влияние содержания СО₂ в контролируемой атмосфере при температурах 700—750°C на распределение углерода в поверхностном слое образцов, были проведены эксперименты по следующему режиму. Партии образцов с одинаковым обезуглероженным слоем выдерживали в печи при

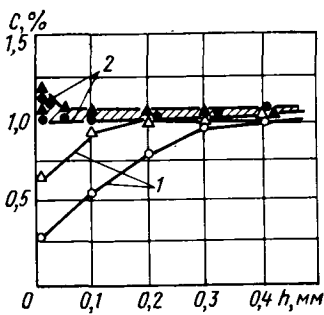


Рис. 1. Распределение углерода С в поверхностном слое поковок до и после светлого отжига с восстановительным науглероживанием (h — глубина слоя): 1 — исходные образцы; 2 — образцы после отжига

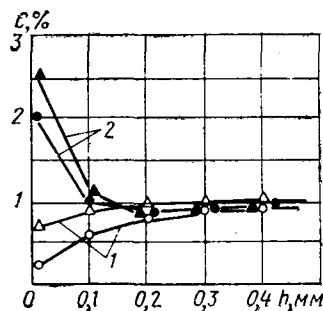


Рис. 2. Распределение углерода С в поверхностном слое поковок до и после светлого отжига в атмосфере эндогаза, содержащей 0,42—0,44% CO₂ (обозначения те же, что на рис. 1)

температуре 800°C в течение 2 ч в атмосфере эндогаза, содержащей 0,52—0,54% CO₂. Затем несколько контрольных образцов из каждой партии охлаждали в масле и исследовали распределение углерода в поверхностном слое. Оставшиеся образцы охлаждали с печью до температуры 750°C и выдерживали при этой температуре в атмосфере эндогаза в течение 2 ч. По аналогичной методике проводилось исследование при температуре выдержки, равной 700°C. Содержание CO₂ в атмосфере на стадии выдержки изменяли в пределах от 0,7 до 1,25%. Все партии образцов после выдержки быстро охлаждали в потоке эндогаза до комнатной температуры.

Как показали исследования, содержание углерода в поверхностном слое контрольных образцов, охлажденных в масле, оказалось таким же, как и в первой серии опытов (0,80—0,85%). Изменение содержания CO₂ в контролируемой атмосфере при охлаждении и выдержке при температурах 750 и 700°C существенно сказывается на содержании углерода лишь в тонком поверхностном слое образцов глубиной до 0,05 мм. Так, при изменении содержания CO₂ в эндогазе от 0,7 до 1,25% концентрация углерода в слое изменяется от 1,4—1,6 до 0,7—0,8% при температуре выдержки 750°C и от 2,6—3,0 до 0,9—0,98% при температуре выдержки 700°C. Содержание углерода в слоях, расположенных на глубине 0,05—0,40 мм, из-за низких при таких температурах коэффициентов диффузии углерода практически не изменяется и составляет 0,82—0,88%.

На основании проведенных исследований был разработан и экспериментально проверен процесс светлого отжига поковок колец подшипников качения из стали ШХ15, совмещенного с восстановительным науглероживанием. Отжиг осуществлялся в печи Ц-25 по следующему технологическому режиму: нагрев до температуры 800°C в течение 1—1,5 ч; выдержка при температуре 800°C в течение 2—2,5 ч; медленное охлаждение до 650°C в течение 5—5,5 ч; быстрое охлаждение до комнатной температуры.

Нагрев и медленное охлаждение поковок осуществлялись в атмосфере эндогаза с содержанием CO₂ в пределах 1,8—2%, выдержка — с содержанием CO₂, равным 0,38—0,42% для поковок профильного проката и 0,26—0,28% для поковок с линии Хатевур. Распределение углерода в поверхностном слое поковок после отжига показано на рис. 1. Видно, что углерод практически восстанавливается до исходной концентрации 0,95—1,05% по всей глубине обезуглероженного слоя.

Для сравнения на рис. 2 приведено распределение углерода в поверхностном слое поковок после восстановительного науглероживания в процессе отжига в атмосфере эндогаза, содержащей 0,42—0,44% CO₂, на всех стадиях отжига. При этом восстанавливается марочное содержание углерода в слое, расположенном на глубине 0,1—0,3 мм, однако существенно переуглероживается поверхностный слой глубиной менее 0,1 мм. Вероятно, это можно объяснить увеличением насыщающей способности защитной атмосферы с таким содержанием CO₂ при понижении температуры до 700—750°C.

Металлографические исследования позволяют сделать вывод, что восстановленный слой полностью соответствует требованиям, предъявляемым отраслевыми нормальми подшипниковой промышленности к отожженной стали ШХ15.

Стендовые испытания показывают, что долговечность подшипников, изготовленных из колец с восстановленным обезуглероженным слоем, не уступает долговечности серийных подшипников.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подшипники качения. Справочное пособие. Под ред. А. И. Спришевского и Н. А. Спицына. М., Машгиз, 1961.
2. Методика расчета операционных припусков и допусков. М., ВНИПП, 1973.
3. Кристалл М. А., Киселев В. Ю., Шейндлин Б. Е. Послойное спектральное определение углерода в сталях. — Журнал прикладной спектроскопии, 1969, т. XI, № 1.
4. Шубин Р. П., Приходько В. С. Технология и оборудование термического цеха. М., Машиностроение, 1971.

УДК 629.113.62-762.4

Автогерметик-прокладка

А. М. ВИЖАНСКИЙ, М. И. ГАЙДАМАВИЧЕНЕ
Проектно-конструкторское бюро Союзбытхима

ДЛЯ ЗАМЕНЫ прокладок в системах смазки и охлаждения автомобильных двигателей, а также для герметизации поверхности разработаны два варианта нового автогерметика. Автогерметик представляет собой пастообразную массу на основе низкомолекулярного силиконового каучука СКТН серого или белого цвета, твердеющую до резиноподобного состояния под действием влаги воздуха.

Сформировавшиеся герметизирующие слои (прокладки) были проверены на стойкость в автомобильных маслах и антифризе по двум основным показателям — набухаемости и герметизирующей способности. Стойкость к набуханию проверяли весовым способом по ГОСТ 9.030—74, а набухание в маслах определяли при температуре 120±2°C, в антифризе — при 80±2°C. Испытуемые образцы взвешивали через каждые 24 ч в течение 25 сут. Сорбционное равновесие установилось через 72 ч.

Вместе с разработанным автогерметиком в качестве аналога испытаниям подвергали препарат «Силикон форм-э-гэскет» аме-

риканской фирмы Перматекс. Результаты испытаний приведены в таблице.

Как следует из таблицы, оба варианта испытываемого состава превосходят зарубежный аналог по стойкости к набуханию в масле АС-8 и несколько уступают показателю, полученному для масла М10ГИ; по стойкости к набуханию в антифризе они равны.

Герметизирующую способность составов определяли на установке, созданной в проектно-конструкторском бюро Союзбытхима, где пробой герметизирующего слоя фиксируется по воздушным пузырькам, проходящим через жидкость. Герметизирующая способность испытываемого состава характеризуется величиной давления сжатого воздуха, при котором наблюдается пробой, и силой сжатия герметика между двумя пластинами, которые имитируют герметизированный узел.

В отличие от устройства, рекомендованного нормалью ФИАТ-ВАЗ № 955720, созданная установка позволяет моделировать разные условия сжатия герметика и равномерно распределять усилие сжатия по всей загерметизированной поверхности.

Отдельно отработывали методику подготовки образцов к испытаниям. Образцом является соединение дисковой и кольцевой пластин с нанесенным в месте их сопряжения испытываемым автогерметиком. Перед испытанием на герметичность образцы подвергались выдержке в маслах и антифризе при режимах, аналогичных проверке на набухаемость.

Герметизирующую способность проверяли при избыточном давлении до 4,5 ати и сжатии герметика силой 10 кгс/см². Эти условия соответствуют реальным нагрузкам на аналогичные прокладки в автомобильных узлах.

| Испытуемый состав | Набухаемость в % привеса | | |
|--|--------------------------|---------------|-----------------------|
| | в масле АС-8 | в масле М10ГИ | в антифризе Тосол А40 |
| Автогерметик-прокладка: | | | |
| первый вариант | 6,5 | 7,5 | 0,32 |
| второй вариант | 5,7 | 8,3 | 0,25 |
| Препарат «Силикон форм-э-гэскет» | Частичное разрушение | 4,2 | 0,44 |

Результаты испытаний показали, что оба варианта автогерметика обеспечивают надежную герметизацию в масле АС-8.

Автогерметик успешно прошел всесторонние эксплуатационные испытания на автомобилях-такси. Во время этих испытаний были заменены прокладки картера заднего моста, крышки коромысел, картера коробки передач, прокладка между корпусом водяного насоса и головкой блока цилиндров и др. Кроме того, автогерметик был опробован для герметизации сварных швов и стыков. Испытания проводили в течение 12 мес. За это время средний пробег автомобилей составил около 60 тыс. км.

По итогам эксплуатационных испытаний автогерметик рекомендован для замены прокладок и герметизации неплотностей при ремонте автомобильных узлов и деталей на станциях технического обслуживания, в автохозяйствах и индивидуальными владельцами.

За время испытаний все загерметизированные сочленения сохранили герметичность.

Способ применения нового автогерметика заключается в нанесении слоя толщиной 0,5—1 мм на каждую из двух сопрягаемых поверхностей. Чтобы облегчить разборку загерметизированного узла, на сопрягаемые поверхности предварительно наносят тонкий слой любой консистентной автомобильной смазки. После выдержки на воздухе в течение 30 мин узел собирают. Через 8—10 ч он готов к эксплуатации. Результаты эксплуатационных испытаний показывают, что в дальнейшем выдержку узлов после сборки можно сократить до 4 ч.

При поверхностной герметизации автогерметик наносят на предварительно обезжиренную поверхность слоем толщиной 1 мм и выдерживают в течение 5 ч.



УДК 629.114.3(100)

НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ПРИЦЕПОВ И ПОЛУПРИЦЕПОВ ЗА РУБЕЖОМ

РАЗВИТИЕ конструкций прицепного состава за рубежом характеризуется следующими основными направлениями: повышением грузоподъемности, увеличением размеров грузовых платформ, увеличением количества осей и широким использованием в конструкциях унифицированных узлов и агрегатов.

Повышение грузоподъемности прицепов и полуприцепов осуществляется за счет увеличения полных масс автопоездов согласно дорожному законодательству и за счет снижения их собственных масс. В период с 1960 г. до настоящего времени полные массы одноосных прицепов увеличены в Англии на 0,86 т, в Ирландии — на 1,86 т, в ФРГ, Австрии и Польше — на 2 т, в Португалии — на 2,5 т, в Венгрии — на 3 т и в Чехословакии — на 4 т. В этот же период полные массы двухосных прицепов увеличены в Португалии и Бельгии на 1 т, в Англии — на 1,8 т, в Швейцарии и Испании — на 2 т, в Ирландии — на 2,8 т, в ФРГ, Австрии и Италии — на 4 т, в ГДР — на 5 т, в Чехословакии — на 8 т и в Венгрии — на 9 т. Полные массы трехосных прицепов увеличены в Польше на 1 т, в Швейцарии — на 2 т, в Ирландии — на 2,2 т, в Чехословакии — на 4 т, в ФРГ и Италии — на 6 т, в Австрии и Португалии — на 7 т, в ГДР — на 7,5 т и в Испании — на 16 т.

Полная масса полуприцепа зависит от нагрузки на его ходовую часть и нагрузки на седельно-сцепное устройство тягача и поэтому за рубежом не нормируется (полуприцеп может работать с тягачами, допускающими различную нагрузку на седельно-сцепное устройство).

О повышении грузоподъемности полуприцепов можно судить по увеличению допустимых полных масс многоосных автопоездов, используемых за рубежом. За последние 20 лет полные массы пятиосных автопоездов увеличены во Франции на 3 т, в Австралии — на 5 т, в Чехословакии — на 5,5 т, в ГДР и Греции — на 7 т, в Бельгии и Португалии — на 8 т, в Испании — на 11 т, в Италии — на 12 т, а в ФРГ — на 14 т.

Снижение собственной массы прицепов и полуприцепов достигается совершенствованием их конструкции и агрегатов (узлов), а также использованием качественных сталей, легких сплавов и

пластиков. Значительная часть собственной массы прицепов и полуприцепов приходится на раму, поэтому ее облегчению уделяется большое внимание. Рама обычно изготавливают из качественных сталей, а лонжероны рам — из фасонного проката штампованными или сварными, характеризующимися наименьшей массой при той же грузоподъемности. В США, Франции, ФРГ, Италии и других странах большинство моделей полуприцепов большой грузоподъемности выпускают со сварными лонжеронами. В ФРГ штампованные лонжероны применяет (из крупных фирм) только фирма Шэнк.

В Швейцарии фирма Алюсиус выпускает раму-платформу из алюминиевых сплавов. Рама-платформа, которую можно использовать как для прицепа, так и для полуприцепа, изготовлена из сплава Унидур 100 (Al—Zn—Mg 1), обладающего прочностью на растяжение 35—41 кгс/мм² и НВ 95—120 кгс/мм². Соединения всех профилей рамы-платформы — сварные. Лонжероны и приваренные к ним поперечины рамы выполнены также из сплава Унидур 100, а остальные профили — из сплава Антикородал 100 (Al—Mg—Si 1).

В Австралии фирма Фрайтер выпускает трехосные полуприцепы с алюминиевой рамой хребтовой конструкции из двух штампованных половин, соединенных сваркой по нейтральной оси балки [1]. Материал рамы — термически обработанный сплав 7005 (4,5% Zn, 1,4% Mg). Плоская платформа выполнена из сплава 6061-T6. У полуприцепов длиной 12,2 м грузоподъемность 28 т, что на 1,7 т превышает грузоподъемность аналогичных полуприцепов с рамой из стали.

Снижение массы достигается также за счет использования рессор переменного профиля, каждый лист которых представляет собой балку равного сопротивления. Такие одно-, двух-, трех- и четырехлистовые рессоры для прицепного состава в США выпускает фирма Роквелл-Стандарт. Собственная масса у рессор переменного профиля на 30—40% меньше, чем у обычных. Переменные однолистовые рессор переменного профиля позволяет примерно на 100 кг снизить массу двухосной тележки, а использование одинарных широкопрофильных шин вместо двойных — снизить

массу двухосного прицепа (полуприцепа) на 320 кг и трехосного — на 500 кг.

Основные конструкционные материалы при изготовлении прицепов и полуприцепов — сталь, дерево и легкие сплавы на основе алюминия. Кроме того, в последние годы все больше применяют пластмассы. Для изготовления бортов и настила пола европейские фирмы применяют в основном дерево твердых пород. В США фирмы используют для настила пола полуприцепов обычно не дерево, а легкие сплавы. Углеродистые стали в конструкции прицепного состава заменяют легированными, что позволяет резко снизить их массу.

Широко применяемые в кузовостроении высокопрочные низколегированные (ниобием, ванадием, цирконием и другими элементами) стали на 30—50% прочнее обычных углеродистых. Большая часть таких сталей хорошо обрабатывается и сваривается. Кроме того, они обладают высокой усталостной прочностью. При использовании этих сталей снижается масса конструкции примерно на одну четверть по сравнению с массой аналогичных конструкций из углеродистых нелегированных сталей. В табл. 1 приведен химический состав низколегированных сталей, наиболее часто применяемых в США и Англии.

В табл. 2 приведена характеристика сталей, применяемых в ФРГ при изготовлении прицепного состава.

В автомобильной промышленности широко применяются легкие сплавы на основе алюминия, например в США свыше 10%, а в Англии 20% всех выпускаемых алюминиевых сплавов.

В ФРГ, Франции, Англии, Швейцарии и Италии выпускается свыше 1000 различных алюминиевых сплавов. Для штамповки рекомендуются сплавы AlSiMg, AlCuSiMg и AlZnMgCu, для прессования и прокатки — AlSiMg, AlMg, AlZnMg, для литых несущих конструкций, работающих на усталость, — AlCu4Ti, AlSi10Mg, AlZn5Mg, AlSi12 и многие другие.

У панелей из легких сплавов следующие преимущества: они хорошо поддаются всем основным технологическим процессам (штамповке, сварке, резке и гибке), примерно в 2 раза дешевле деревянных (при расчете на 15 лет службы с учетом расходов на ремонт и окраску), обладают высокой антикорро-

Таблица 1

| Марка стали | Содержание основных элементов в % | | | | | | |
|-------------|-----------------------------------|---------|-----------|------------------|----------|---------|-----------|
| | C _{max} | Mn | Si | P _{max} | Cr | Ni | Cu |
| T-1* | 0,18 | 0,7—1,0 | 0,15—0,25 | — | — | 0,7—1,0 | 0,2—0,4 |
| Tri-Ten | 0,22 | ~1,25 | 0,10—0,30 | 0,045 | — | 0,5—1,0 | 0,3—0,6 |
| Map-Ten | 0,25 | 1,1—1,6 | ~0,30 | 0,045 | — | — | ~0,20* |
| Cor-Ten | 0,12 | 0,2—0,5 | 0,25—0,75 | 0,07 | 0,5—1,25 | 0,65 | 0,25—0,55 |

* В состав стали входит также 0,35—0,50% молибдена и 0,03—0,08% ванадия.

зийной стойкостью, большей долговечностью и меньшей собственной массой, что позволяет повысить грузоподъемность прицепного состава. Например, использование легких сплавов для изготовления фургонов позволяет снизить их массу по сравнению со стальными на 40—60%. По данным 60 фирм США, удельный вес алюминиевых сплавов в конструкциях полуприцепов-фургонов распределяется следующим образом: на боковые стенки — 79%, на крышу — 72%, на каркас фургона — 50% и на каркас пола — 18%.

зона с полом. Панели соединяют с угловыми стойками заклепками или методом сварки. Пол выполняют из легкого сплава или дерева твердых пород. При толщине 31,8 мм пол, изготовленный из дуба, сосны и алюминия, может воспринимать нагрузку соответственно 7700, 6500 и 7000 кгс, что позволяет во всех случаях пользоваться автопогрузчиком. Конфигурации алюминиевых профилей (серия M 5199), изготавливаемых этой фирмой для фургонов, приведены на рис. 1.

В ФРГ, Швейцарии и Англии для

Таблица 2

| Марка стали | Содержание основных элементов в % (не более) | | | Предел прочности | | Относительное удлинение δ в % (не более) |
|-------------|--|-------|-------|---|--|---|
| | C | P | S | при растяжении σ_b в кгс/мм ² | при изгибе $\sigma_{из}$ в кгс/мм ² | |
| MU ST 37-2 | 0,25 | 0,075 | 0,063 | От 37 До 45 | 24 | 25 |
| MR ST 37-2 | 0,22 | 0,066 | 0,055 | | | |
| M ST 37-3 | 0,22 | 0,066 | 0,055 | От 42 До 50 | 26 | 22 |
| MU ST 42-2 | 0,31 | 0,075 | 0,063 | | | |
| MR ST 42-2 | 0,27 | 0,066 | 0,055 | | | |
| MR ST 42-3 | 0,27 | 0,066 | 0,055 | | | |
| M ST 52-3* | 0,22 | 0,055 | 0,055 | От 50 До 62 | 36 30 | 22 20 |
| M ST 50-2 | ~0,30 | 0,066 | 0,055 | | | |
| M ST 60-2 | ~0,40 | 0,066 | 0,055 | От 60 До 72 | 34 | 15 |

* Эта сталь содержит также 0,55% кремния и 1,50% марганца.

Швейцарская фирма Алюсиус выпускает экструдированные алюминиевые профили с зажимными соединениями для сборки панелей фургонов (серия профилей M 5267). Кузов собирается из секций, смонтированных заранее из панелей. К ним относятся: передняя стенка, две боковые стенки, задний дверной проем с дверью, крыша и основание ку-

прицепов и полуприцепов в настоящее время широко применяют борта из закрытых (пустотелых, с замкнутым сечением) профилей, получаемых экструзией. Несмотря на большую стоимость, производство таких конструкций за счет улучшенной технологичности дешевле, чем конструкций из гнутых панелей из листа. Кроме того, коробчатое сечение

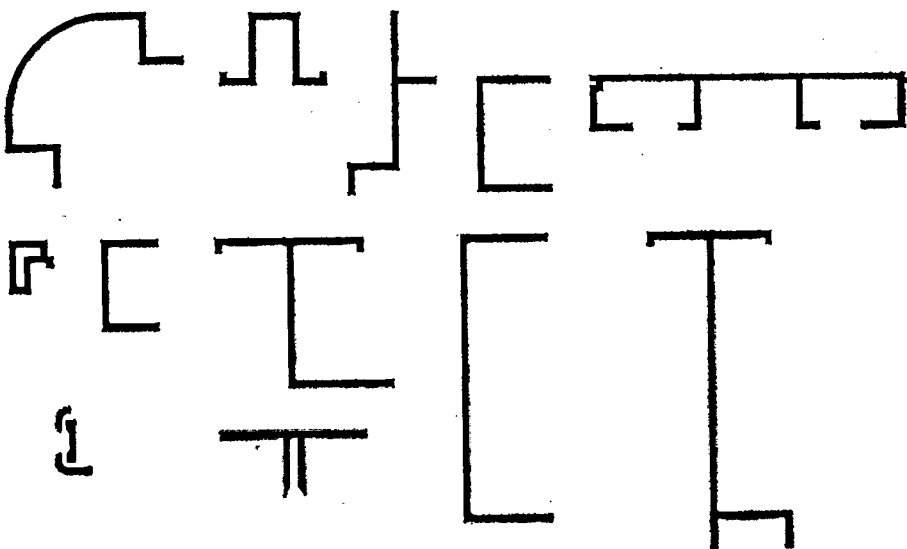


Рис. 1. Конфигурация алюминиевых профилей серии M 5199 швейцарской фирмы Алюсиус

имеет значительно большее сопротивление изгибу. Толщина профиля в большинстве случаев составляет около 25 мм при толщине стенки профиля 2—2,5 мм. Толщина бортов из алюминиевых профилей значительно меньше, чем деревянных или стальных бортов, что позволяет получать внутреннюю погрузочную ширину платформы 2430 мм (с учетом выступающих внутрь стоек платформы). Упомянутый выше размер внутренней ширины особенно необходим в случае применения прицепов и полуприцепов для международных перевозок грузов на стандартных поддонах размером 800×1200 мм. При этом можно наиболее рационально использовать площадь платформы.

Английская фирма Альякан предлагает для бортовых платформ алюминиевые экструдированные панели шириной 254 мм. Оба края панели — нижний (рис. 2, б) и верхний (рис. 2, а) — имеют в сечении вилчатую форму, причем каждая панель имеет с одного края охватывающий профиль, а с другого — охватываемый. В нижней части каждого профиля предусмотрены продольные запирающие кромки: на охватывающем профиле внутренние, а на охватываемом — наружные. Для сборки одну полосу устанавливают на другую различными профилями. Охватываемый профиль, сжимаясь, входит в охватывающий, а затем разжимается, образуя по всей длине полос неразъемное соединение. На верхние кромки бортов надевается окантовочный желоб. Для бортов из алюминиевых профилей, выпускаемых фирмами Алюсиус (Швейцария), Аккерман и ГТО (ФРГ), изготавливаются специальные плоские замки, не выходящие за габаритную толщину борта.

В последние годы в кузовостроении все большее распространение получают пластмассы. Например, фирма Зентекс (США) выпускает панели из армированного стекловолокном пенопласта. Эти панели применяют для изготовления фургонов без усилительного металлического каркаса. Они сохраняют прочность при температуре от -40 до +95°C, не расслаиваются, не подвергаются коррозии. Их можно окрашивать или использовать в первоначальном виде [2]. Материал более ударопрочен, чем алюминий, а его удельная прочность в 2 раза выше, чем у алюминия. Структурная целостность его не нарушается при пробивании в нем отверстия. Поврежденную панель можно отремонтировать стеклотканью и смолой или шпаклевкой для пластмассовых кузовов. Большие повреждения ремонтируют заглашкой из материала зентекс, которая приклеивается эпоксидной или полиэфирной смолой на нужное место. Отремонтированную поверхность можно покрывать декоративной пластмассовой пленкой. Матери-

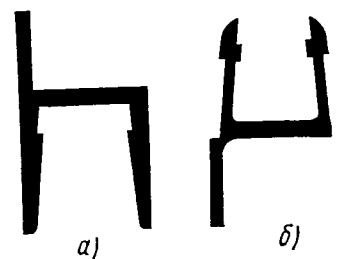


Рис. 2. Нижний и верхний края изготовленных экструзией панелей фирмы Альякан (Англия) для бортов

Таблица 3

| Материал листа | Модуль упругости E в кгс/мм ² | σ_b в кгс/мм ² | σ_H в кгс/мм ² | Удельная масса γ в г/см ³ | Показатели | | | |
|---|---|----------------------------------|----------------------------------|--|---|---|--|--|
| | | | | | прочности на растяжение γ/σ_b | жесткости при растяже- нии γ/E | прочности на изгибе $\gamma/\sqrt{\sigma_H}$ | жесткости при изгибе γ/\sqrt{E} |
| Малоуглеродистая сталь . . . | 21 000 | 32 | 40 | 7,85 | 0,245 | 0,374 | 1,24 | 0,284 |
| Алюминий | 7 000 | 23 | 30 | 2,75 | 0,12 | 0,393 | 0,5 | 0,146 |
| Стеклопластик (45% поли- эфирной смолы, 40% стек- ловолокна и 15% наполни- теля) | 1 000 | 12 | 17 | 1,5 | 0,125 | 1,5 | 0,363 | 0,15 |

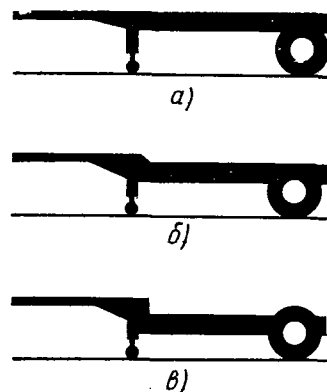


Рис. 3. Конструктивное выполнение пола у полуприцепов

ал обладает высокими теплоизолирующими свойствами, поэтому его можно применять не только для обычных фургонов, но и для рефрижераторов.

С целью оценки конструктивных материалов применяют показатели Тума, оценивающие сопротивляемость материала растяжению и изгибу. Чем меньше указанные показатели, тем больше данный материал пригоден для создания облегченных конструкций (табл. 3). Как видно из таблицы, показатель прочности на растяжение и показатель жесткости при изгибе у стеклопластика почти такой же, как и у алюминия. По первому показателю эти материалы вдвое превосходят малоуглеродистую сталь.

Увеличение размеров грузонесущих емкостей вызвано необходимостью расширять номенклатуру грузов, перевозимых с экономически оправданным коэффициентом использования грузоподъемности и рациональным размещением стандартизованных видов тары (поддоны, малотоннажные контейнеры). Как показал многолетний опыт перевозок, в США почти 50% грузов, перевозимых в фургонах, имеют объемную массу до 0,56 т/м³.

За последние 20 лет ширина и высота автотранспортных средств в большинстве стран Западной Европы и США практически не изменилась, а грузовые платформы увеличивались, главным образом, за счет удлинения прицепов и полуприцепов. В настоящее время дорожное законодательство разрешает эксплуатировать прицепы и полуприцепы большей габаритной длины, чем это позволяло законодательство 1960 г. По сравнению с 1960 г. длина двух- и трехосных прицепов увеличена в Ирландии на 0,3 м, в Румынии — на 1,0 м, в Италии — на 4,0 м, а в Англии — на 5,3 м. За этот же период времени длина автопоездов с седельными тягачами возросла в Люксембурге, ГДР и Финляндии на 1,0 м, в Италии, Канаде, Дании — на 1,5 м, в Англии — на 2,0 м, в Португалии — на 3,0 м, а Ирландии — на 4,4 м. Поскольку размеры седельных тягачей изменились незначительно, можно считать, что это произошло за счет увеличения грузонесущей емкости полуприце-

па. Тенденция к выпуску полуприцепов увеличенной емкости особенно проявляется в США. В табл. 4 приведен выпуск в США полуприцепов-фургонов различной длины.

Фирмы, стремясь наиболее полно удовлетворить требования транспортных фирм, выпускают, как правило, полуприцепы одной грузоподъемности с кузовами трех размеров: нормальной длины для перевозок универсальных грузов, укороченной — для грузов повышенной объемной массы и удлиненной — для легких грузов. При проектировании полуприцепов стараются максимально использовать их площадь и полезный объем и обеспечить возможность погрузки (разгрузки) полуприцепа с помощью автопогрузчиков. Согласно указанным требованиям применяют три схемы конструктивного выполнения пола и его расположения относительно колес:

1. Прямой ровный пол по всей длине полуприцепа (рис. 3, а). Такая конструктивная схема наиболее распространена. Она создает максимальные удобства для размещения грузов, возможность осуществлять погрузочно-разгрузочные работы при помощи автопогрузчиков, а также обеспечивает наименьшую металлоемкость по сравнению с двумя другими схемами. Недостатком этой схемы является наибольшая погрузочная высота и наименьший объем кузова при выполнении последнего в виде фургона.

2. Ступенчатый пол (рис. 3, б) с приподнятой передней частью, находящейся над тягачом (от передней стенки до опорных устройств). Эта конструктивная схема при некотором усложнении конструкции дает возможность снизить погрузочную высоту основной части пола, увеличить полезный объем кузова и не исключает возможность применения автопогрузчиков.

3. Ступенчатый пол. Передняя часть его выполнена по аналогии со второй схемой, а основная часть — опущена настолько, что колеса выступают выше уровня пола (рис. 3, в). Эта схема, отличающаяся наименьшей погрузочной высотой основной части пола, максим-

мальным объемом фургона и большей собственной массой, практически исключает возможность использовать автопогрузчики и на современных полуприцепах общетранспортного назначения почти не применяется.

Увеличение количества осей обуславливается потребностью снижать погрузочную высоту, увеличивать объем кузова (габаритная высота ограничена во всех странах дорожным законодательством) и необходимостью соблюдать существующие в стране нагрузки на оси и тележки, благодаря чему повышение полной массы прицепов и полуприцепов приводит к увеличению количества осей.

За рубежом в настоящее время выпускаются прицепы общетранспортного назначения с числом осей от одной до четырех включительно. Значительное количество одноосных прицепов с бортовыми платформами производят в ФРГ, Швейцарии, Австрии, ГДР и Португалии. По сравнению с двухосными равной грузоподъемности у них более низкие собственная масса и стоимость.

Грузоподъемность большинства находящихся в эксплуатации двухосных прицепов составляет от 4 до 10 т. Стремление к повышению грузоподъемности транспортной единицы и снижению себестоимости перевозок обусловило увеличение выпуска многоосных прицепов. Например, у 90% парка прицепов Италии грузоподъемность более 8 т. Три прицепа из пяти, выпущенных в 1974 г., трех- и четырехосные.

Дорожное законодательство стимулирует выпуск трехосных прицепов. Допустимые полные массы таких прицепов больше, чем двухосных, в Румынии и Венгрии на 4 т, в Англии, ФРГ, Италии, Бельгии, Австрии, Испании, Ирландии, Португалии, Чехословакии и Югославии — на 6 т, во Франции и Польше — на 7 т, в Швеции — на 7,4 т и в ГДР — на 8 т. Кроме того, трехосные прицепы разрешено выполнять более длинными,

Таблица 4

| Длина в м | Выпуск полуприцепов-фургонов в % | | | | | | | | | | | | | |
|------------------|----------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 1946 г. | 1948 г. | 1953 г. | 1956 г. | 1958 г. | 1960 г. | 1962 г. | 1964 г. | 1966 г. | 1968 г. | 1970 г. | 1972 г. | 1974 г. | 1976 г. |
| Свыше 12,95 | — | — | — | — | — | — | — | 0,8 | 2,3 | 7,0 | 15,3 | 34,8 | 47,1 | 55,5 |
| От 12,2 до 12,95 | — | — | — | — | 3,0 | 0,1 | 3,2 | 1,1 | 2,3 | 64,6 | 70,8 | 50,2 | 41,4 | 28,2 |
| От 11,6* до 12,2 | — | — | — | — | 10,0 | 60,0 | 81,8 | 82,4 | 73,0 | 1,7 | 1,3 | 0,6 | 2,6 | 0,8 |
| От 10,35 до 11,6 | — | — | 21,3 | 75,3 | 72,5 | 23,1 | 9,8 | 4,5 | 3,4 | 1,6 | 1,1 | 0,9 | 0,4 | 1,0 |
| От 9,15 до 10,35 | 8,4 | 40,5 | 69,1 | 16,8 | 8,5 | 4,8 | 1,5 | 1,9 | 1,2 | 0,7 | 1,6 | 1,1 | 1,3 | 2,5 |
| От 7,95 до 9,15 | 41,4 | 46,3 | 4,3 | 1,5 | 3,0 | 8,9 | 1,9 | 6,1 | 15,9 | 22,6 | 8,6 | 11,8 | 6,5 | 8,9 |
| До 7,95 | 50,2 | 13,2 | 5,3 | 6,4 | 3,0 | 3,1 | 1,8 | 3,2 | 1,9 | 1,8 | 1,3 | 0,6 | 0,7 | 3,1 |

* До 1966 г. включительно входят также полуприцепы длиной 12,2 м

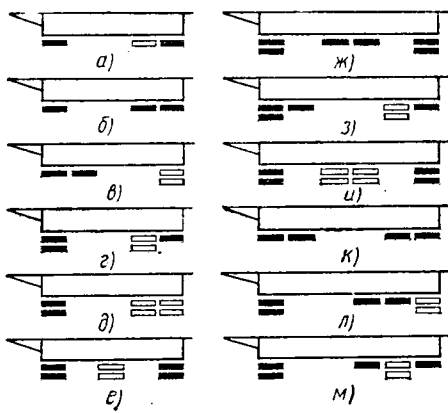


Рис. 4. Основные компоновочные схемы трехосных (а-е) и четырехосных (ж-м) прицепов

чем двухосные, в Испании и Польше на 1 м, а в Швеции на 5 м (в остальных странах разрешаемая габаритная длина двух- и трехосных прицепов одинакова).

Допустимые полные массы четырехосных прицепов на 2,5—4 т больше, чем у трехосных. Полная масса четырехосного прицепа ограничена в Ирландии до 25 т и в Швеции до 30 т. В дорожном законодательстве остальных стран Западной Европы четырехосные прицепы отдельно не выделены, а лишь указана предельная полная масса для прицепа с тремя осями и более.

Трехосные прицепы производят практически все прицепные фирмы Западной Европы. Выпускаемые в настоящее время трехосные прицепы характеризуются большим разнообразием компоновочных схем, основное различие которых заключается в расположении тележек¹ прицепа. Наиболее распространены компоновочные схемы трехосных прицепов, приведенные на рис. 4, а-г (зачернены поворотные колеса, а также колеса тележек с поворотными и самоустанавливающимися осями, так как на схемах не делается разграничения между ними). Поворот колес осуществляется с помощью поворотных цапф, а поворот осей — посредством устройств с поворотными кругами или при использовании самоустанавливающихся осей (рис. 5). Первые трехосные прицепы были выполнены по схеме, приведенной на рис. 4, д, по аналогии с наиболее распространенной схемой трехосного автомобиля, у которого одноосная тележка расположена спереди, а двухосная — сзади. Прицепы с такой компоновочной схемой выпускаются многими фирмами ФРГ и в настоящее время (Шэнк, Кэссборэр).

Предельные нагрузки на одноосные тележки составляют от 8 (Польша) до 13 тс (Бельгия), а на двухосные тележки — от 14,5 (Венгрия) до 21 тс (Франция). Рекомендации ряда международных организаций по унификации максимально допустимых нагрузок на одноосные и двухосные тележки приведены в табл. 5.

Во многих промышленно развитых странах существуют ограничения на величину радиусов поворотов и ширину коридора, занимаемого автотранспортными средствами при осуществлении поворота. В ФРГ, Бельгии и Голландии автомобиль с прицепом и одиночный автомобиль при повороте на 360° с внеш-

ним радиусом 12 м не должен выходить за пределы кольца шириной 5,5 м. В Австрии, Италии, Чехословакии и Голландии существуют требования к маневренности седельных автопоездов — при повороте с внешним радиусом 12 м автопоезд не должен выходить за пределы кольца шириной 6,7 м. В Греции существуют ограничения лишь для внешнего радиуса поворота — не более 11 м.

Объединенный комитет конструкторов прицепов и полуприцепов стран, входящих в Европейское Экономическое Сообщество (Общий рынок), на пленарном совещании, проходившем 9 июля 1970 г. в г. Амстердаме, констатируя, что при международных перевозках все большее распространение получают контейнеры большой грузоподъемности, рекомендовал увеличить длину седельных автопоездов до 16 м (в большинстве западноевропейских стран длина седельных автопоездов 15 м), а внешний радиус поворота автопоезда — до 13 м при уменьшении внутреннего радиуса поворота до 5,3 м. Объединение крупнейших автомобильных и транспортных фирм ФРГ согласилось с указанным выше предложением, но внутренний радиус поворота сочло необходимым оставить прежним — 5,5 м. Европейская Экономическая Комиссия при ООН разработала рекомендации по массам и габаритным размерам автотранспортных средств, выпускаемых после 1 января 1978 г. В указанных рекомендациях существует требование и к маневренности автопоездов — последние должны будут на поворотах вписываться в зону, ограниченную окружностями радиусами 12 и 5,3 м.

Указанные требования вынуждают фирмы изготавливать прицепы и разрабатывать конструкции с одной или обеими поворотными осями двухосной тележки. Фирмы Виберти, Перлини и Адидже (Италия) выпускают прицепы, у которых вторая ось двухосной задней тележки выполняется или управляемой (с приводом от передней оси прицепа) или самоустанавливающейся (рис. 4, а, г). Как уже отмечалось, допустимая нагрузка на двухосную тележку значительно меньше, чем на две одноосные тележки, расположенные на значительном расстоянии одна от другой. В связи с этим у трехосных прицепов при использовании шин одинаковых размеров на всех осях на двухосной тележке шины оказываются недогруженными по сравнению с передней тележкой. В целях равномерной загрузки шин в Италии широко распространены задние двухосные тележки, у которых вторая ось снабжена одинарными шинами,

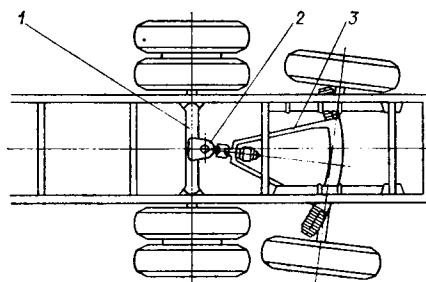


Рис. 5. Двухосная тележка с самоустанавливающейся задней осью:

1 — ось, закрепленная на раме обычным образом; 2 — шарнир; 3 — тяги (обозначена одна) соединяющие заднюю ось с шарниром

а первая — двойными. У таких тележек полностью используется грузонесущая способность шин.

В приведенной на рис. 4, е схеме трехосного прицепа три одноосные тележки расположены на значительном расстоянии одна от другой. В результате этого можно доводить нагрузку на все три тележки до максимальных значений, разрешаемых дорожным законодательством.

У трехосных прицепов, изготавливаемых фирмой Бартолетти по компоновочной схеме, приведенной на рис. 4, е, поворотными выполняются первая и третья оси. Привод управления обеими осями кинематически связан с дышлом прицепа. Фирмы Орланди и ОМТ (Италия) выпускают прицепы, у которых передняя двухосная тележка с одинарной ошиновкой на каждой оси выполнена поворотной (рис. 4, в). Трехосные прицепы с большой осью фирма Кэссборер (ФРГ) выпускает со всеми поворотными осями (рис. 4, б). Такая схема позволяет значительно уменьшить радиус поворота прицепа.

Четырехосные прицепы, полная масса которых доходит до 30 т, выпускают фирмы Швеции, Ирландии и Италии (Виберти, Адидже, Перлини, Орланди, ОМТ, Бартолетти и Пнаценца). Для таких прицепов характерно значительное разнообразие компоновочных схем (см. рис. 4):

- 1) передняя и задняя тележки двухосные (схемы з и к);
- 2) передняя тележка одноосная, а задняя — трехосная (схемы л и м);
- 3) передняя и задняя тележки одноосные, а двухосная тележка расположена посередине между ними (схемы ж и и).

Таблица 5

| Рекомендация | Максимально допустимая нагрузка, передаваемая шинами оси (осей) на дорогу, в тс | |
|---|---|-------------------|
| | одноосная тележка | двухосная тележка |
| Конференция ООН, 1949 г., г. Женева | 8 | 14,5 |
| Министров транспорта 13 западноевропейских стран, 1961 г. | 10 | 16 |
| Министров транспорта Бельгии, Голландии и Люксембурга для перевозок между этими странами, 1962 г. | 10 | 16 |
| Американской ассоциации представителей дорожных управлений штатов (ААСНО), 1964 г. | 9,06 | 14,5 |
| Комиссии по транспорту стран, входящих в Европейское Экономическое Сообщество (ЕЭС): | | |
| 1964 г. | 10 | 16 |
| 1971 г., рекомендация № 70/156 | 11,5 | 22* |
| Европейской Экономической Комиссии при ООН | 11,5 | 18 |
| Международного общества автомобильного транспорта (IRU): | | |
| 1968 г., г. Будапешт | 13 | 20 |
| 1970 г., г. Гаага | 13 | 21 |
| Объединенного Комитета конструкторов прицепов и полуприцепов стран, входящих в ЕЭС, г. Амстердам, 1970 г. | 13 | 21 |
| Министров транспорта стран, входящих в ЕЭС: | | |
| 1972 г., г. Брюссель | 11 | — |
| 1974 г. | 11 | 21** |

* Нагрузка на трехосную тележку 23 т.
** Нагрузка на трехосную тележку 24 т.

¹ Тележка — ось или несколько осей вместе с упругими элементами подвески и деталями крепления оси (осей) к раме или несущему кузову.

| Параметры | Модель | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------|-------------------------|------|------|------|--------|------|------|------|--------|------|--------|------|--------|--|--------|--|--------|--|
| | 181Т | | | | 18R1 | | | | 18R2A | | 22R2 | | 22R3 | | | | | |
| Количество осей | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 4 | | | | | |
| Длина рамы в м | 6,5 | 7,0 | 7,5 | 8,0 | 7,0 | 7,5 | 8,0 | 7,5 | 8,0 | 7,5 | 8,0 | 7,5 | 8,0 | | | | | |
| Расстояние между осями в мм: | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| первой и второй | 3150 | 3550 | 3950 | 4350 | 3550 | 3950 | 4350 | 4530 | 4850 | 3050 | 3350 | 4400 | 4550 | | | | | |
| второй и третьей | 1250 | 1250 | 1250 | 1250 | 1250 | 1250 | 1250 | 1040 | 1040 | 1250 | 1250 | 1250 | 1250 | | | | | |
| третьей и четвертой | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 1250 | 1250 | 1250 | 1250 | | | | | |
| Колея в мм | 1815 | 1815 | 1815 | 1815 | 1815 | 1815 | 1815 | 1970 | 1970 | 1817 | 1817 | 1817 | 1817 | | | | | |
| Длина без дышла в мм | 6715 | 7215 | 7715 | 8000 | 7215 | 7715 | 8000 | 7715 | 8000 | 7715 | 8000 | 7715 | 8000 | | | | | |
| Длина с дышлом в мм | 8496 | 8996 | 9496 | 9808 | 8996 | 9496 | 9808 | 9436 | 9823 | 9496 | 9883 | 9396 | 9783 | | | | | |
| Габаритная ширина в мм | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | | | | | |
| Высота бортов в мм | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | | | | | |
| Размер колесных ободьев | 20"×8,0 или 22"×7,33 V | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Размер шин | 12,00—20" или 12,00—22" | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Собственная масса в кг | 5360* | | | | 5480* | | | | 5510* | | 5680* | | 5350 | | 5380 | | 5500 | |
| | 3230** | | | | 5350** | | | | 5380** | | 5500** | | 19150 | | 19120 | | 19000 | |
| Грузоподъемность в кг | 12 770 | | | | 12 650 | | | | 12 620 | | 12 500 | | 19 150 | | 19 120 | | 19 000 | |
| Полная масса в кг | 18 000 | | | | 18 000 | | | | 18 000 | | 18 000 | | 24 500 | | 24 500 | | 24 500 | |
| Количество шин на осях: | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| первой | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | | | | | |
| второй | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | | | | | |
| третьей | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | | | | | |
| четвертой | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 2 | 2 | 2 | 2 | | | | | |
| Общее количество шин | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 12 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | | | | | |

* С поворотными колесами третьей осн.
 ** С неповоротными колесами третьей осн.

Для четырехосных прицепов вопросы управляемости еще более важны, чем для трехосных. Из приведенных компоновочных схем видно, что количество тележек с поворотными колесами у таких прицепов может быть от двух до четырех. Наиболее распространены четырехосные прицепы с передней одноосной и задней трехосной тележками, которые выпускаются по схемам, приведенным на рис. 4, м (фирмы Перлини, Адиже, ОМТ) и на рис. 4, л (фирмы Адиже, ОМТ). Технические характеристики трех- и четырехосных прицепов с бортовой платформой фирмы Виберти (Италия) приведены в табл. 6.

До 40-х годов полуприцепы выпускали главным образом в США и Канаде, а не в европейских странах. В послевоенный период наблюдается резкий рост выпуска полуприцепов в США (с 1945 г. выпуск увеличился в 4,1 раза) и в Канаде и организация производства их в промышленно развитых странах Европы.

Полуприцепы выпускают с числом осей от одной до трех (в США — и четырехосные). Для городских перевозок используют, как правило, одноосные полуприцепы, а двух- и трехосные — для междугородных перевозок. Трехосные полуприцепы стали выпускать лишь только после внесения соответствующих изменений в дорожные законодательства, так как использование их ранее было запрещено.

Автопоезда с трехосными тележками полуприцепов обладают и некоторыми

недостатками, главные из которых — затрудненное маневрирование задним ходом и повышенный износ шин при движении с частыми поворотами.

Трехосные тележки выпускают многие фирмы. Аккерман-Фрюхауф (ФРГ) выпускает трехосные тележки двух видов: балансирующую с принудительным управлением последней осью, имеющей пневматическую подвеску, и с пневматической подвеской всех осей и принудительным управлением последней осью. Фирмой Кессборер (ФРГ) налажен серийный выпуск трехосных тележек с гидравлической уравнивающей подвеской, рассчитанных на вертикальную нагрузку 22 тс. Задняя ось тележки — управляемая с электропневматическим приводом для блокировки оси при движении полуприцепа задним ходом. Упругими элементами подвески каждой оси служат трехлистные параболлические рессоры. Статическое и динамическое выравнивание нагрузки между осями обеспечиваются за счет наполненных смесью воды и глицерина резиновых баллонов, установленных между рамой и рессорами. Подвеска не требует амортизаторов и стабилизаторов. Расстояние между осями 1300 мм при рабочей длине рессор 1000 мм, колея тележки 1970 мм. В Западной Европе трехосные полуприцепы выпускают практически все прицепные фирмы Англии, ФРГ, Италии и Франции, а также отдельные фирмы Бельгии, Югославии и других стран. Характеристики трехосных полуприце-

пов английских фирм приведены в табл. 7.

Наиболее распространенные компоновочные схемы трехосных полуприцепов приведены на рис. 6 (зачернены поворотные колеса). Трехосная тележка с одинарными неповоротными колесами (рис. 6, а) используется на полуприцепах Йорк, Дайсон, НВП, Когель.

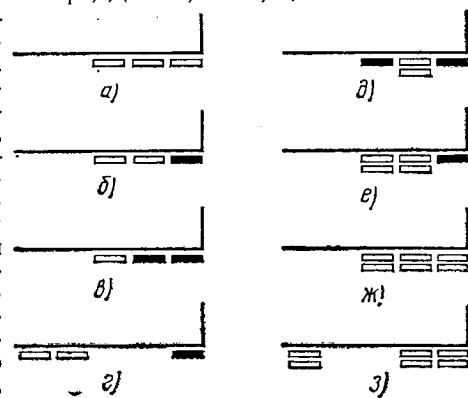


Рис. 6. Основные компоновочные схемы трехосных полуприцепов

Схема, приведенная на рис. 6, б, отличается лишь наличием поворотной последней тележки, которая либо выполняется с принудительным управлением, либо является самоустанавливающейся. Такие тележки изготавливаются фирмами Бергише Ахсенфабрик, Шэнк и Заурер (ФРГ). Трехосные тележки фирмы

Таблица 7

| Параметры | Крейн-Фрюхауф РВ-32/Ф3 | Хайвэй 75323М | Йорк SFL32/3 | Йорк SL 32/3 | Хайвэй 75323 МС | Каррмор 25/26 FB | Йорк SK 32/30-3 | Хайвэй 75323 МТ шасси | Крейн-Фрюхауф шасси | Дайсон-Трикс 25266 | Дайсон-Тристар CL |
|--|------------------------|---------------|--------------|--------------|-----------------|------------------|-----------------|-----------------------|---------------------|--------------------|-------------------|
| Грузоподъемность в т | 22,75 | 23,05 | 23,5 | 23,2 | 23,45 | 24,52 | 23,9 | 24,6 | 23,85 | 23,0 | 22,75 |
| Собственная масса в т | 4,8 | 4,5 | 4,05 | 4,1 | 4,1 | 3,03 | 3,4 | 2,95 | 3,7 | 4,8 | 4,85 |
| Полная масса в т | 27,55 | 27,55 | 27,55 | 27,3 | 27,55 | 27,55 | 27,30 | 27,55 | 27,55 | 27,8 | 27,6 |
| Тип кузова | Платформа | | | | | | | | | | |
| Длина кузова в мм | 9449—12 497 | 10058—12 192 | 9144—12 192 | 9398 | 9398 | 9398 | 9449 | 9144—12 192 | 8686 | 9449—10 363 | — |
| Расстояние от снепного шкворня до передней стенки в мм | 762 | 762 | 762 | 762 | 762 | 457 | 610 | 762 | 472 | 762 | 762 |
| Задний свес в мм | — | — | 1092 | 1092 | — | 864 | — | — | 762 | 1295 | 1295 |
| Коэффициент тары | 0,21 | 0,195 | 0,173 | 0,177 | 0,175 | 0,124 | 0,142 | 0,12 | 0,155 | 0,208 | 0,213 |

Примечание. Размеры заднего свеса полуприцепов Крейн-Фрюхауф РВ-32/Ф3 и Хайвэй 75323М, 75323МС, 75323МТ зависят от нагрузки на снепной шкворень.

Бергеше Ахсенфабрик изготовляютя грузоподъемностью 22050 (7350×3) и 24000 кг (8000×3). Подвеска осей выполнена на однолистных рессорах переменного профиля и пневмоцилиндрах. Существенное улучшение маневренности автопоезда может быть достигнуто при использовании схем в, г и д (рис. 6). По схеме в выпускают полуприцеп-фургон Шэнк модели Sa 22 грузоподъемностью 25 т.

Филиал фирмы Фрюхауф (США) в ФРГ выпускает по схеме г полуприцеп модели SLE 25 на шинах 12,00—20. Двухосная тележка грузоподъемностью 14,7 т укреплена посредине полуприцепа и снабжена устройством для выравнивания нагрузок, приходящихся на оси тележки. Третья ось с принудительным поворотом колес снабжена подвеской с однолистной рессорой и пневматическим упругим элементом. Для облегчения маневрирования задним ходом механизм управления задней тележкой может фиксироваться в определенном положении. Полуприцепы, выполненные по схеме «г», не получили значительного распространения.

Большинство полуприцепов итальянских фирм выполнено по схеме «д», которая обеспечивает наилучшую маневренность по сравнению с остальными рассматриваемыми схемами. В ФРГ трехосные тележки, выполненные по этой схеме, грузоподъемностью 22 т (6+10+6) изготавливает фирма Шмитц. Вариантом схемы «д» является схема, у которой первая ось выполнена неповоротной со сдвоенными колесами, а вторая и третья — с одинарными поворотными колесами.

По схеме «е» изготавливают полуприцепы фирмы Адидже, Пианенца (Италия) и фирма Утва (Югославия).

Схема «ж» наиболее характерна для полуприцепов большой грузоподъемности, выпускаемых в Канаде и США, а также в Англии (фирмой Крейн-Фрюхауф).

Значительно реже используется схема «з», позволяющая несколько повысить грузоподъемность полуприцепа.

Максимальной грузоподъемностью обладают полуприцепы, у которых размещены одноосные тележки. Фирма Граннинг Саспэншионс (США) разработала систему подвески трех- и четырехосных полуприцепов, обеспечивающую получение максимальной грузоподъемности. Все оси снабжены независимой подвеской на пневматических упругих элементах с телескопическими амортизаторами, направляющий элемент ее выполнен в виде продольного рычага. Одноосные тележки располагаются равномерно по длине полуприцепа на расстоянии 2743 мм одна от другой. Равномерное расположение тележек обеспечивает более благоприятные условия работы рамы и уменьшает изгибающий момент, действующий на раму. У трехосного полуприцепа первая, а у четырехосного — первая и вторая тележки во время движения в негруженом состоянии поднимаются. При существующих в США ограничениях осевых нагрузок минимальная полная масса трех- и четырехосного полуприцепа соответственно равна 32,6 и 40,8 т.

В 1960 г. выпуском грузового прицепного состава было занято в США более 120 фирм (с учетом специализированных фирм, выпускающих агрегаты и узлы для прицепного состава), в Англии — 39, в ФРГ — 37, в Италии — 20, а в Канаде — 13 фирм. В США крупнейшей является фирма Фрюхауф, выпускающая более 40% используемого в США прицепного состава. Ей принадлежат 14 заводов и 71 филиал, расположенные на территории США, а также в Канаде, Англии, Франции и других странах.

В период становления промышленности, выпускающей прицепной состав, большинство фирм все составные части прицепа (полуприцепа) изготавливает на собственных заводах, покупая лишь шины, электрооборудование и тормозную арматуру (при необходимости). Последнее десятилетие характеризуется объединением и укрупнением фирм. Например, во Франции фирма Трейлор, объединившись с фирмой Пульман, стала контролировать основную часть вы-

пуска прицепного состава не только во Франции, но и среди стран Общего рынка. В 1973 г. фирмой было продано 6585 прицепов и полуприцепов 54 различных моделей. В настоящее время каждый третий зарегистрированный во Франции прицеп и полуприцеп выпущен этой фирмой.

Объединение Франчеко-Титан (Франция) посредством создания фирмы SNGEC взяло под свой контроль фирму Кодер. В ФРГ произошло объединение фирм Аккерман и Фрюхауф, а 11 фирм во главе с фирмой Шэнк образовали объединение LSF. Фирма Фака перешла к фирме Когель, а ряд фирм прекратил свое существование. В Италии 50% прицепного состава выпускают заводы фирмы Виберти, 15% — фирмы Бартолетти и 6—8% фирм Пианенца Карди и Цорци. К настоящему времени количество фирм в Канаде, выпускающих прицепной состав, сократилось до шести. Крупнейшей фирмой является Хайвэй.

Объединение фирм, борьба за рынки сбыта и выпуск на специализированных заводах широкой номенклатуры качественных узлов и агрегатов привели к банкротству прицепных фирм, стремившихся изготовлять все собственными силами. В настоящее время изготовление прицепов и полуприцепов характеризуется широким использованием в конструкциях унифицированных узлов и агрегатов, выпускаемых специализированными фирмами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. New aluminium alloy. — Transport Journal of Australia, 1975, v. 17, № 8, pp. 28.
2. Xentex walls resist impact, moisture, temperature change. — Commercial Car Journal, 1975, v. 129, № 4, pp. 125.
3. Trends in trailer production by length. — Commercial Car Journal, 1977, v. 133, № 5, pp. 136.

Канд. техн. наук Ю. П. СОРОЧАН,
Л. Я. МАРЦИНОВСКИЙ

УДК 621.74:65.017.56

АВТОМОБИЛСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

Автомобиль «Капри» модели 1979 г.

КОМПАНИЯ Форд в 1979 г. будет выпускать новый автомобиль «Капри» с трехдверным четырехместным кузовом типа седан (рис. 1). По сравнению с предыдущей моделью новый автомобиль больше по размерам, вместительнее и в то же время более маневренный, легко управляем и комфортабелен.

Автомобиль будет выпускаться в нескольких вариантах с двигателями ра-



Рис. 1

бочим объемом 2,3—5 л. Автомобиль модели «Меркури Капри» оснащен шестичилиндровым V-образным двигателем с водяным охлаждением. Блок и головка блока чугунные. Рабочий объем цилиндра двигателя составляет 2854 см³, степень сжатия 8,7. Коробка передач автомобиля — трехступенчатая автоматическая. Мощность двигателя при частоте вращения коленчатого вала 5000 об/мин равна 114 л. с. Емкость топливного бака 47 л. База автомобиля 2550 мм, длина 4550 мм, ширина 1646 мм, высота 1311 мм. Масса полностью оборудованного и снаряженного автомобиля 1308 кг.

Motor Friend, август 1978, т. 30, № 8, с. 77—80.

Новый автомобиль концерна Фольксваген

Новый автомобиль концерна Фольксваген модели «Пассат 1,6LS» — пятидверный хэтчбек среднего класса (рис. 2). Отличается от предыдущей модели тем, что передняя часть кузова

приподнята, аэродинамическое сопротивление благодаря конструктивным изменениям снижено на 12%. Новая конструкция решетки радиатора обеспечивает лучшее охлаждение моторного отсека. Передний буфер с пластиковым покрытием предотвращает повреждение автомобиля во время столкновения при скорости 8 км/ч.

Двигатель четырехцилиндровый рабочим объемом 1588 см³ имеет мощность 75 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5600 об/мин. Блок цилиндров чугунный. Коробка передач четырехступенчатая с ручным переключением. Ру-



Рис. 2

левой механизм реечный. Передняя подвеска независимая, пружинная оснащена стойками Мак-Ферсон и стабилизаторами поперечной устойчивости. Задняя подвеска оснащена двумя качающимися штангами, штангой Панар и стабилизаторами поперечной устойчивости.

Емкость топливного бака 45,5 л. Расход топлива 10,5 л/100 км. Автомобиль развивает максимальную скорость 162,6 км. Время разгона автомобиля до скорости 100 км/ч — 11,9 с. База автомобиля 2497 мм, длина 4242 мм, ширина 1626 мм, высота 1322 мм. Масса снаряженного автомобиля равна 902 кг.

Motor, август 1978, т. 154, № 3959, с. 22—25.

Автомобиль фирмы Хонда

Японская фирма Хонда предлагает новый автомобиль серии «Сивик»: пятидверный четырехместный хэтчбек, в котором сочетаются конструктивные особенности трехдверного автомобиля этой серии и фургона уменьшенного размера (рис. 3). Автомобиль предназначен для загородных поездок и коротких путешествий. Он легок в управлении, имеет



Рис. 3

хорошую обзорность и топливную экономичность. На автомобиле установлен четырехцилиндровый двигатель с водяным охлаждением рабочим объемом 1238 см³. Мощность двигателя 60 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5500 об/мин. Коробка передач четырехступенчатая с синхронизаторами. Ободья колес стальные. Емкость топливного бака 36 л. Расход топлива 9,6 л/100 км. База автомобиля 2200 мм, длина 3561 мм. Масса полностью оборудованного и заправленного автомобиля 706 кг.

Car and Driver, май 1978, т. 23, № 11, с. 20.

Легковой автомобиль Фиат-128 ЗР

Двухдверный четырехместный автомобиль Фиат-128 ЗР с кузовом типа купе (рис. 4) оборудован четырехцилиндровым двигателем мощностью 62 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 6000 об/мин. Рабочий объем цилиндров двигателя 1290 см³. Степень сжатия 8,5. Коробка передач четырехступенчатая с синхронизаторами. База автомобиля 2222 мм, длина 3972 мм, ширина



Рис. 4

1560 мм, высота 1300 мм. Емкость топливного бака 47,3 л. Масса полностью снаряженного и заправленного автомобиля 904 кг.

Motor Friend, август 1978, т. 30, № 8, с. 70.

Автомобиль «Джип Чероки Чиф»

Американская фирма Америкэн моторе выпускает автомобиль высокой проходимости модели «Джип Чероки Чиф» (рис. 5), оборудованный восьмицилиндровым V-образным двигателем рабочим объемом 5896 см³ с водяным охлаждением. Мощность двигателя 175 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 4000 об/мин. Коробка передач трехступенчатая автоматическая. Автомобиль развивает максимальную скорость 143 км/ч. Емкость топливного бака 83 л. Расход топлива 22,6 л/100 км. База автомобиля 2743 мм, длина



Рис. 5

4648 мм, ширина 1702 мм. Масса полностью оборудованного и снаряженного автомобиля 2045 кг.

Autocar, апрель 1978, т. 148, № 4248, с. 29—33.

Автомобиль модели БМВ 733i

Фирма БМВ (ФРГ) выпустила новый автомобиль высшего класса модели БМВ 733i с пятиместным кузовом типа седан (рис. 6). На автомобиле установлен шестицилиндровый двигатель с водяным охлаждением. Блок цилиндров чугунный, головка блока алюминиевая. Мощность двигателя 177 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5500 об/мин. Рабочий объем цилиндров двигателя 3210 см³. Степень сжатия 8,4. Применена четырехступенчатая коробка передач, полностью синхронизированная. Подвески независимые, цилиндрические,



Рис. 6

пружинные, передняя оснащена стойками Мак-Ферсон, задняя имеет диагональные рычаги. Рулевой механизм с шариковой гайкой, управление с усилителем. Передние и задние тормоза дисковые, привод с усилителем. Емкость топливного бака 85 л. Максимальная скорость автомобиля 198 км/ч. Время разгона до скорости 100 км/ч — 8,8 с. База автомобиля 2794 мм, длина 4014 мм, ширина 1801 мм, высота 1430 мм. Полная масса автомобиля 1499 кг.

Car and Driver, май 1978, т. 23, № 11, с. 43—46.

Новый автомобиль фирмы Альфа Ромео

Фирма Альфа Ромео выпустила новый автомобиль модели «Альфасуд Спринт 1.5» (рис. 7) с кузовом типа купе. Автомобиль оснащен четырехцилиндровым двигателем с водяным охлаждением. Мощность двигателя 85 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 4800 об/мин. Рабочий объем цилиндров двигателя 1490 см³. Степень сжатия 9,0. Коробка передач пятиступенчатая. Передняя подвеска пружинная со стойками Мак-Ферсон, телескопическими амортизаторами, стабилизаторами поперечных колебаний, задняя подвеска с продольными рычагами, штангой Панар. Рулевой механизм с рейкой и шестерней. Максимальная скорость автомобиля 166 км/ч. Емкость топливного бака



Рис. 7

50 л. Расход топлива 11,3 л/100 км. База автомобиля 2450 мм, длина автомобиля 4020 мм, ширина 1610 мм, высота 1260 мм. Полная масса автомобиля 925 кг.

Autocar, август 978, т. 149, № 4268, с. 35—40.

Н. С. ПОЗДНЕВА

УДК 662.62:629.113

ТОПЛИВО ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ БУДУЩЕГО

В ПОСЛЕДНЕЕ время в странах с развитой автомобильной промышленностью проявляется большой интерес к водороду, который в будущем считается наиболее перспективным видом топлива для удовлетворения все возрастающих нужд всех видов транс-

порта и потребностей промышленности и коммунального хозяйства.

Применение водорода в транспортных целях, особенно в крупных населенных пунктах с интенсивным транспортным потоком, обеспечивает не только экономию топлива, но и значительное умень-

шение загрязнения окружающей среды.

В настоящее время основным и самым дешевым сырьем для получения водорода является природный газ. Однако получение водорода путем каталитического реформинга природного газа не является перспективным. В связи

с этим проводятся исследования с целью получения водорода другими способами, например электролизом воды с переработкой угля. Принцип получения водорода из воды основан на разложении ее электрическим током. Стоимость водорода, получаемого таким способом, в значительной степени зависит от стоимости электроэнергии. Существующие способы производства водорода из каменного угля пока несовершенны, их технологические процессы требуют усовершенствования. Однако экономическая задача получения из угля жидких углеводородных топлив для автомобилей является более реальной на ближайшее время.

Использование водорода в качестве топлива для автомобилей пока связано с решением ряда сложных проблем: высокая стоимость производства водорода в качестве вторичной энергии, его распределение, хранение и размещение в кузове автомобиля, отсутствие заправочных станций и др.

Наиболее сложной проблемой является разработка устройств для накопления и хранения необходимых запасов водорода на автомобиле.

Газообразный водород можно хранить в баллонах под высоким давлением 200—250 кгс/см², но такие баллоны очень тяжелы и громоздки, а сжиженный водород можно хранить при окружающей температуре в специальных криогенных сосудах. Однако разработанные криогенные способы хранения водорода при низкой температуре практически непригодны для использования на автомобильном транспорте. Кроме того, сжиженный водород в 2—3 раза дороже газообразного, поскольку он сжижается при очень низких температурах и для этого требуется применение сложного и дорогого оборудования.

Водород можно хранить также в различных химических и дегидрогенизируемых химических соединениях, например метилциклоксане и толуоле.

В шестидесятые годы в научно-исследовательских национальных лабораториях США был разработан способ хранения водорода в специальных сплавах, называемых гидридными, которые представляют собой твердые или порошкообразные соединения, способные поглощать (впитывать) при своем охлаждении холодной водопроводной водой значительное количество газообразного водорода, а при нагревании емкостей с гидридными сплавами — выделять из себя нужное количество водорода для питания двигателя автомобиля, что определяется соответствующим расчетом. Обычно для подогрева емкостей с гидридными сплавами используется тепло отработавших газов или тепло системы охлаждения двигателя. При исследовании опытных автомобилей были использованы обе системы подогрева. За последнее время хранение водорода в кузове автомобиля находит все большее применение как наиболее удачное и более безопасное, поэтому гидридные системы хранения водорода на автомобилях должны быть оборудованы устройствами для охлаждения емкостей с гидридными сплавами при заправке автомобиля газообразным водородом и для подогрева этих емкостей при работе двигателя автомобиля. Опыт показал, что этот способ хранения водорода может применяться неограниченно без видимых признаков ухудшения качества применяемых гидридных сплавов.

Однако известные в настоящее время гидридные сплавы — накопители газообразного водорода имеют значительно большую массу по сравнению с массой бензиновых баков при равном пробеге автомобиля. В то же время их масса намного меньше массы аккумуляторных кислотных батарей, применяемых в настоящее время на современных электромобилях.

При сравнении физических и химических свойств водорода и углеводородных топлив видим высокую массовую и низкую объемную теплоту сгорания водорода. Массовая теплота сгорания водорода почти в 3 раза больше, чем бензина и дизельного топлива, а объемная теплота сгорания жидкого водорода в 3—4 раза меньше, чем бензина и дизельного топлива, поскольку плотность жидкого водорода составляет примерно 1/10 плотности бензина.

Проведенные экспериментальные испытания нескольких автомобилей с двигателями, работающими на водороде, хранящемся в гидридных сплавах, оказались менее опасными в пожарном отношении при авариях автомобилей, чем автомобили с бензиновыми баками, поскольку водород находится в гидридных сплавах в связанном состоянии, а сплав титана с железом не горит.

В научно-исследовательском центре фирмы Даймлер-Бенц (ФРГ) в 1977 г. проводились эксплуатационные испытания небольшого автобуса с двигателем, работающим на водороде. Фирма использовала для этих испытаний стандартный четырехцилиндровый карбюраторный серийный двигатель рабочим объемом 2,3 л, мощностью 72 л. с. при 4800 об/мин, степень сжатия которого равна 9.

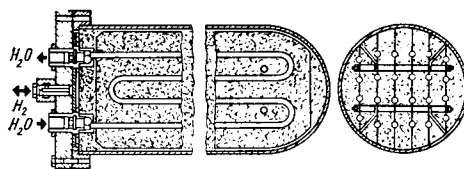


Рис. 1. Баллон для содержания газообразного водорода

Газообразный водород содержался в баллоне с гидридным сплавом титана с железом (TiFe); внутри баллона размещался змеевик, по которому циркулировала горячая жидкость из системы охлаждения двигателя (рис. 1).

В баллон с гранулами TiFe нагнеталось около 50 м³ водорода, одной заправки водорода хватало на пробег автобуса 100—150 км. Энергоотдача (удельная энергоемкость) силовой установки с гидридом TiFe равнялась примерно 650 Вт/кг, что значительно меньше энергоотдачи бензина (11 000 Вт/кг), но намного больше по сравнению с энергоотдачей стандартных кислотных аккумуляторных батарей (20 Вт/кг), применяемых на электромобилях.

При температуре воздуха зимой —20°C давление водорода в баллоне составляет несколько более 1 атм, двигатель с обычным внешним смесеобразованием пускается зимой на водороде без охлаждения. Для выделения связанного гидридом TiFe водорода требуется незначительный подвод тепла к баллону от системы охлаждения двигателя или от системы выпуска отработавших газов. Срок службы баллона с гидридом практически безграничный. Стоимость

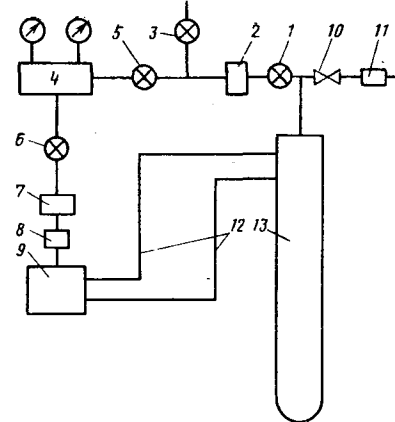


Рис. 2. Схема силовой установки с обогревом баллона для газообразного водорода:

1 — главный запорный клапан; 2 — фильтр тонкой очистки; 3 — кран заправки баллона водородом; 4 — регулятор давления; 5, 6 — аварийные запорные краны; 7 — конвертер (преобразователь); 8 — газовый смеситель; 9 — двигатель; 10 — предохранительный клапан избыточного давления; 11 — обратный клапан; 12 — трубопроводы от системы охлаждения двигателя к баллону; 13 — баллон — накопитель водорода

материалов и изготовления баллона с гидридом незначительная, такой баллон безопасен в эксплуатации, так как водород находится в нем в связанном состоянии. Сплав TiFe не горит. Баллон устанавливается в кузове автобуса под одним рядом сидений. Запаса водорода в баллоне хватает на пробег почти 200 км.

Схема силовой установки с обогревом баллона с гидридом TiFe от системы охлаждения для питания двигателя во время его работы представлена на рис. 2.

Перед заправкой водородом баллон-накопитель должен быть охлажден до температуры окружающей среды. Для этого змеевик баллона включается в городскую водопроводную сеть и баллон промывается холодной водой (рис. 3). При нормальном охлаждении водопроводной водой в течение первых 10 мин можно заправить водородом 70% полной емкости баллона, что составляет 35 м³ газообразного водорода. Разница температуры входящей и выходящей воды составляет примерно 20°C. Заправка баллона водородом до его полной емкости происходит примерно за 45 мин, это связано с медленным охлаждением нагретого баллона-накопителя водопро-

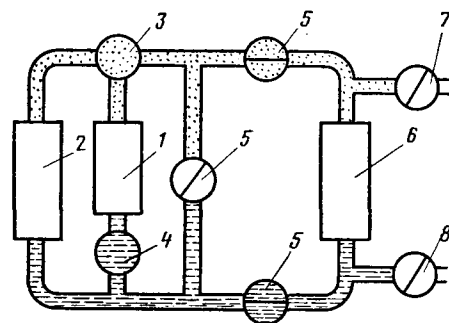


Рис. 3. Схема промывки баллона-накопителя:

1 — двигатель; 2 — радиатор системы охлаждения двигателя; 3 — термостат; 4 — водяной насос двигателя; 5 — запорные краны; 6 — баллон-накопитель водорода; 7, 8 — соответственно впускной и выпускной водяные краны

водной водой, поскольку гранулы TiFe в отдельных местах могут сохранять высокую температуру.

Чтобы сократить время заправки баллона водородом, надо отключить баллон во время движения перед заправкой от системы охлаждения двигателя или от системы выпуска отработавших газов. Горячая вода в этом случае прекращает поступать в баллон, процесс выделения связанного водорода сопровождается охлаждением баллона до -20°C . Для питания двигателя водородом достаточен нижний предел давления 1 кгс/см^2 , верхний предел давления водорода в баллоне равен 2 кгс/см^2 . В процессе эксплуатации можно поддерживать температуру в баллоне в пределах от -20 до $+20^{\circ}\text{C}$. В таком случае баллон будет всегда подготовлен к заправке водородом. В начале движения автомобиля баллон отключается от системы охлаждения двигателя, благодаря этому последний быстро прогревается до рабочей температуры 80°C , а температура баллона снижается до -20°C . Давление в баллоне уменьшается до 1 кгс/см^2 . В этом случае датчик давления водорода включает змеевик баллона в систему охлаждения двигателя. Разность температур горячей воды и охлажденных гранул гидрида составила примерно $50-100^{\circ}\text{C}$. Благодаря большой разнице температур в системе теплопередача будет протекать быстро, что обеспечит выделение необходимого количества водорода для работы двигателя на различных режимах. При увеличении давления водорода до 2 кгс/см^2 змеевик баллона будет отключен от системы охлаждения двигателя.

В 1976 г. фирма Даймлер-Бенц создала опытный образец автомобиля с питанием двигателя водородом из двух баллонов с гидридным сплавом (рис. 4).

Баллон А, получающий тепло из окружающей среды, работает как кондиционер, а баллон Б включен в систему охлаждения двигателя. При помощи вентили 1 воздух из кузова поступает в баллон А и охлаждается в нем — этот процесс идет непрерывно. Выделившийся из баллона А водород через клапан 2, отрегулированный на минимальное давление 1 кгс/см^2 , поступает в общую для двух баллонов магистраль 3 и по ней в двигатель. При снижении давления водорода ниже 1 кгс/см^2 клапан 2 закрывается и питание двигателя водородом осуществляется из баллона Б, обогреваемого водой из системы охлаждения двигателя. Водород из баллона Б поступает в общую магистраль 3 через второй клапан 4. При повышении давления водорода в баллоне А до 2 кгс/см^2 клапан 2 вновь включает баллон А в систему питания двигателя, а при снижении давления отключает его.

При установке двух баллонов с водородом общая масса гранул гидрида TiFe

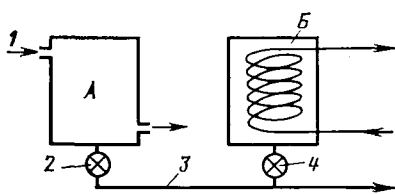


Рис. 4. Схема питания двигателя от двух баллонов

составляет 300 кг, одной полной заправки водорода достаточно для пробега автомобиля 200 км. Фирма разрабатывает такой же вариант с обогревом обоих баллонов отработавшими газами.

При использовании гидридных сплавов магния, алюминия и силиция можно увеличить энергоемкость силовой установки до 2500 Вт/кг вместо 650 Вт/кг при использовании гидрида TiFe, но при этом для получения давления водорода 1 кгс/см^2 требуются рабочие температуры внутри баллонов порядка $200-400^{\circ}\text{C}$.

Для надежного пуска двигателя необходимо объединить высокотемпературные баллоны с гидридами легких сплавов с низкотемпературными баллонами с гидридом TiFe. При такой комбинации баллонов общей массой 200 кг с суммарным рабочим объемом водорода $50-75 \text{ м}^3$ можно достигнуть пробега автомобиля на одной заправке до 400 км. Схема такой установки показана на рис. 5.

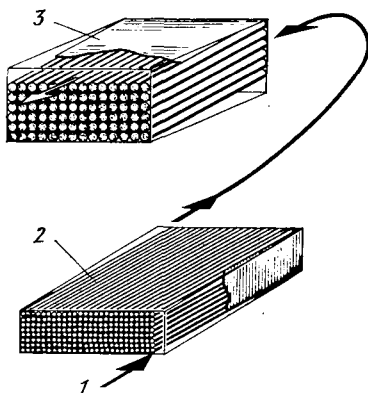


Рис. 5. Комбинация двух баллонов общей массой 200 кг: 1 — направление движения отработавших газов двигателя; 2 — гидрид Mg_2Ni ; 3 — гидрид TiFe

В 1975 г. в США в лабораторных условиях был испытан автобус Винебаго Миксбус с карбюраторным двигателем, переоборудованным для работы на водороде. Степень сжатия двигателя была увеличена до 12, а вместо карбюратора на двигателе была установлена модифицированная система питания, применяемая для двигателей, работающих на пропане (насыщенный углеводород $\text{—CH}_3\text{—CH}_2\text{—CH}_3$); конденсируемую воду из отработавших газов откачивали при помощи насоса во впускную систему через регулируемый клапан. Масса автобуса составляла 7250 кг.

Водород на автобусе хранился в двух емкостях (баллонах), каждый баллон имел 22 стальные трубки, заполненные сплавом TiFe, масса каждого контейнера с гидридным сплавом составляла 508 кг. Масса незаполненного контейнера составляла 290 кг. Диаметр трубок 75 мм, длина 1750 мм. При концентрации водорода в гидридном сплаве 1,25% по массе в обеих емкостях содержится $12,7 \text{ кг}$ водорода.

Пробег на 1 кг израсходованного водорода составил $13,1 \text{ км}$. Запас хода при скорости 80 км/ч был равен 121 км . Контейнеры с гидридным сплавом рассчитаны на максимальное давление $34-35 \text{ кгс/см}^2$. При стендовых испытаниях автобуса двигатель, работающий на водороде, развивал эффективное давление $p_e = 8 \text{ кгс/см}^2$ при 2000

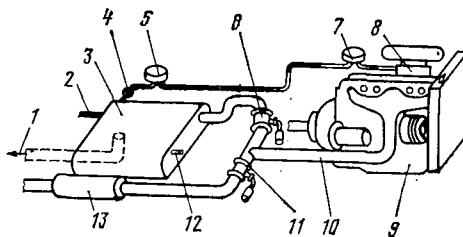


Рис. 6. Принципиальная схема гидридной силовой установки с обогревом баллона с TiFe отработавшими газами:

- 1 — выпуск из баллона отработавших газов;
- 2 — слив охлаждающей воды из бака с TiFe;
- 3 — бак с TiFe; 4 — запорный кран; 5 — регулятор высокого давления; 6 — клапан подвода отработавших газов; 7 — регулятор низкого давления; 8 — модернизированный карбюратор; 9 — двигатель; 10 — выпускная труба; 11 — клапан перепуска отработавших газов; 12 — подвод в бак с TiFe воды при заправке H_2 ; 13 — глушитель

3000 об/мин и коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$, отношении $\text{H}_2\text{O}/\text{H}=6$; содержание окислов азота NO_x в отработавших газах $0,0125 \text{ г/км}^3$. Окислы азота являются практически единственным элементом, загрязняющим атмосферу. Впрыск воды в систему питания эффективно уменьшает содержание окислов азота в отработавших газах. При $\alpha=1,18-1,2$, отношении $\text{H}_2\text{O}/\text{H}=6$, $p_e=7,0-7,2 \text{ кгс/см}^2$ содержание NO_x составляло $1/10^6$. При $\alpha=2$ содержание NO_x в отработавших газах практически было равно 0. В этом случае при $n=3000 \text{ об/мин}$ $p_e=5 \text{ кгс/см}^2$.

При температуре отработавших газов на входе в контейнеры с гидридом TiFe, равной $150-400^{\circ}\text{C}$, и на выходе из контейнера $45-60^{\circ}\text{C}$ рабочее давление водорода в контейнерах изменялось по времени от 15 до 1 кгс/см^2 . Это давление автоматически поддерживается системой регулировочных клапанов, которые при превышении температуры газов максимально допустимой расчетной величины направляют отработавшие газы в атмосферу по запасной (отводной) трубке.

В 1976 г. в США были также проведены эксплуатационные испытания легкового автомобиля фирмы Понтияк модели «Гранд Вилли» выпуска 1975 г., который был переоборудован на питание газообразным водородом (рис. 6). Степень сжатия двигателя была увеличена с 8 до 10; были внесены и некоторые изменения в систему зажигания и питания двигателя; введен впрыск воды во впускную трубопровод. Мощность двигателя обеспечивалась регулированием потока воздушно-водородной смеси, а тепло, отходящее с отработавшими газами двигателя, использовалось для нагрева емкости с порошковым сплавом TiFe в целях выделения из него водорода для питания двигателя. Предусмотрены также устройства для регулирования степени нагрева баллона с гидридом TiFe и давления в нем при эксплуатации автомобиля.

На автомобиле в качестве топливного бака для водорода применен пакет трубок из нержавеющей стали, заполненных гидридом TiFe и заключенных в общий кожух.

Б. М. НЕФЕДОВ,

канд. техн. наук **И. И. СЕЛИВАНОВ**

Межзаводская школа обмена опытом

УПРАВЛЕНИЕ конструкторских и экспериментальных работ Министерства автомобильной промышленности. Центральным научно-исследовательским автомобильным и автомоторным институтом (НАМИ), Центральным научно-исследовательским автополигоном НАМИ и НИИНавтопромом в октябре 1977 г. была проведена межзаводская школа по обмену передовым научно-техническим и производственным опытом «Перспективы развития средств испытаний, применение математических методов и ЭВМ для автоматизации исследований и выбора параметров конструкции автомобилей». В работе школы, проводившейся на автополигоне НАМИ, участвовало 150 специалистов, представляющих научно-исследовательские институты и заводы Министерства автомобильной промышленности, учебные институты министерств высшего и среднего специального образования СССР и РСФСР, а также предприятия других министерств и ведомств.

Во время работы школы на заседаниях секций «Автомобили» и «Двигатели» было заслушано и обсуждено 38 докладов и сообщений, посвященных:

разработке автоматизированных информационно-вычислительных систем по надежности автомобильной техники и подсистем автоматизированной системы выбора параметров конструкции автомобилей и двигателей;

математическому моделированию рабочих и динамических процессов в двигателях, трансмиссии и ходовой части автомобилей;

исследованию условий и режимов движения автомобиля с применением перспективных средств измерения, регистрации и обработки данных;

методам и техническим средствам автоматизированной обработки экспериментальной информации, получаемой во время стендовых и дорожных испытаний автомобилей и двигателей;

созданию комплексов программ для ЭВМ третьего поколения по расчету и выбору оптимальных характеристик отдельных узлов, агрегатов, автомобиля в целом и параметров конструкции деталей двигателей.

Участники школы обменялись опытом применения ЭВМ для решения сложных задач с каждым годом научно-исследовательских и проектно-конструкторских задач, а также задач, связанных с вводом, хранением, поиском и обработкой больших массивов информации. Результаты обсуждения представленных работ показали, что ЭВМ позволяет значительно снизить трудоемкость и повысить качество научно-исследовательских, проектно-конструкторских и доводочных работ. Участниками обсуждения отмечена актуальность школы в условиях, когда предприятия интенсивно оснащаются вычислительной техникой третьего поколения. В качестве важного фактора подчеркнуто то, что единая система ЭВМ позволяет разрабатывать общее математическое обеспечение, создавать единую библиотеку прикладных программ.

На пленарном заседании школы были сделаны доклады, освещающие общие проблемы и перспективы применения ЭВМ.

В докладе «Автоматизация обработки данных о надежности. Перспективы развития» кандидатами техн. наук Е. И. Бурдасовым, Л. А. Матвеевой (Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ) обоснована необходимость создания отраслевой автоматизированной информационной системы по надежности автомобильной техники. Такая система должна составить часть информационного обеспечения отраслевой комплексной системы управления качеством продукции (КС УКП).

Автоматизированная обработка данных по надежности внедрена на Московском им. И. А. Лихачева и Горьковском автозаводах, Автозаводе им. Ленинского комсомола, в ЭПАХах, внедряется на Волжском им. 50-летия СССР и Кременчугском им. 50-летия Советской Украины автозаводах, в Камском объединении по производству большегрузных автомобилей, на автополигоне НАМИ. В связи с расширением круга участников этой большой работы требуется улучшение координации разработки отраслевых стандартов, регламентирующих структуру, состав и источники информации по надежности, единых форм представления первичных и результирующих данных, облегчающих использование этой информации на уровне специалистов головной организации и руководства отрасли. Поэтому представляется целесообразным создать единый банк данных по надежности на базе электронно-вычислительной техники заводов отрасли, НАМИ, автополигона НАМИ и ГВЦ Министерства автомобильной промышленности.

Канд. техн. наук Б. А. Киселев, В. Н. Тупикин, С. М. Мишетьян, Л. А. Витман (НАМИ) посвятили свой доклад «Универсальная автоматизированная система исследования рабочих процессов и выбора параметров конструкции автомобильных двигателей внутреннего сгорания» рассмотрению вопросов моделирования рабочих процессов двигателя с позиций системного программирования, обеспечивающего проведение расчетов двигателей с произвольными типами процессов смесеобразования, сгорания и газообмена, с разным числом цилиндров и различными системами впуска, выпуска, топливopдачи, при использовании одного и того же комплекса программ.

ЭВМ передаются функции компоновки и отладки программ расчета рабочих процессов в двигателях, выполненных по конкретным конструктивным схемам, при известных моделях процессов в элементах газозвдушного тракта. При этом у специалистов высвобождается время для разработки новых математических моделей процессов в конструктивных элементах газозвдушного тракта, определения подлежащих рассмотрению расчетных схем двигателя и проведения их исследований.

С докладом «Применение ЭВМ для получения и накопления статистических характеристик ровности автомобильных дорог» выступили В. А. Ануфриев, канд. техн. наук В. И. Ковицкий, А. А. Рошин (Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ), кандидаты техн. наук В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев, В. И. Кольцов, д-р техн. наук А. А. Ха-

чатуров (Московский автомобильно-дорожный институт).

Ровность дороги оказывает решающее влияние на производительность и себестоимость перевозок, плавность хода и надежность автомобиля, а также на интенсивность износа самой дороги. В настоящее время назрела необходимость в получении и накоплении статистических характеристик ровности автомобильных дорог, причем начинать приходится с обработки аппаратуры записи и методики обработки.

В МАДИ разработан прибор для записи микропрофиля дорог, который прошел успешные испытания на автополигоне НАМИ. Всесторонние стендовые и дорожные испытания прибора показали, что он надежно работает в диапазоне частот 0,15—30 Гц и при эксплуатационных скоростях его транспортировки 10—100 км/ч в зависимости от типа и состояния ровности дороги позволяет регистрировать длины волн неровностей от 0,1 до 200 м.

На комплексе ЭВМ «Днепр-1» и М-4030 получены статистические характеристики микропрофиля основных испытательных дорог автополигона: спектральные плотности микропрофиля и функции когерентности (при записи по двум колеям), которые используются для классификации дорог по ровности покрытия и для анализа изменения их ровности в процессе эксплуатации.

О математическом моделировании рабочего процесса турбокомпрессора для начдува двигателей внутреннего сгорания сделали доклад А. Б. Голланд, канд. техн. наук В. А. Зародышев, д-р техн. наук А. П. Тунаков, Г. А. Хабидулин (Казанский авиационный институт). Математическое моделирование рабочего процесса турбокомпрессора позволяет заменить длительные доводочные испытания численным экспериментом. Предлагаемая универсальная модель состоит из двух подмоделей: центробежного компрессора и турбины (осевой и радиально-осевой). Подмодели составлены из независимых модулей: подмодель компрессора — из входного устройства, рабочего колеса, безлопаточного диффузора, лопаточного диффузора, выходного устройства, а подмодель турбины — из безлопаточного направляющего аппарата, соплового аппарата и рабочего колеса.

Математическая модель турбокомпрессора, реализованная на языке ФОРТРАН IV для ЕС ЭВМ, позволяет провести оптимизацию турбокомпрессора для конкретного двигателя.

Коллективом разработчиков автоматизированной системы обработки данных по надежности на автополигоне НАМИ были представлены три доклада. Кандидаты техн. наук Е. И. Бурдасов, Б. С. Лебедев и Л. А. Матвеева, инженеры С. А. Давиденко, В. В. Мезенцев, Е. А. Морозов и З. И. Поселова проанализировали цели и основные задачи создания системы. Они охарактеризовали основные показатели качества и надежности автомобильной техники, определяемые по результатам полигонных испытаний, и алгоритмы их определения на ЭВМ. В докладах приведены также данные об информационном обеспечении автоматизированной системы «Надеж-

ность», о структуре банка данных и программах.

В докладах «Применение теории планирования эксперимента при исследовании топливно-скоростных свойств автомобилей» канд. техн. наук А. А. Токарева, Э. И. Наркевича, Э. Ф. Гамаюновой и «Структура программного обеспечения по математическому моделированию движения автомобиля» канд. техн. наук О. З. Шура, И. С. Якимовой, Н. А. Лузинова были изложены основные принципы применения методов теории планирования эксперимента в дорожных условиях, на стенде, а также вторичного эксперимента на ЭВМ. Как минимум насчитывается 20 факторов, прямо или косвенно влияющих на рассматриваемые параметры оптимизации. Поэтому, чтобы выделить основные из них и упростить расчеты, был проведен отсеивающий эксперимент, при котором основывались на математических предположениях метода и учитывали априорную информацию. Вторичный эксперимент проводится на ЭВМ: строится математическая детерминированная модель, имитирующая движение автомобиля, с учетом данных, полученных в натурном эксперименте.

В трех докладах канд. техн. наук В. А. Дзюня, В. Б. Альгина и В. Н. Стукачева (ИНДМАШ АН БССР), посвященных моделированию динамической нагруженности и отказов трансмиссии, было показано, что наиболее сложной является модель нагружения трансмиссии под действием микропрофиля дороги. В этой модели используется так называемая замкнутая расчетная схема трансмиссии — подвеска, в которой трансмиссия и подвеска рассматриваются как единая колебательная система. Применяется статистическое моделирование процессов нагружения трансмиссии, накопления повреждений и появления отказов деталей и агрегатов. Учитываются особенности нагрузочных режимов различных деталей и оценивается надежность узлов трансмиссии и подвески автомобиля.

Д-р техн. наук М. С. Высоцкий, И. Ф. Демидович, канд. техн. наук Ю. Ю. Бельский, А. В. Жуков, А. Б. Азбель, А. И. Петрович (МАЗ, БТИ им. С. М. Кирова, ИМ АН БССР) в докладе «Оценка вертикальной динамики седельных автопоездов с упругой несущей конструкцией полуприцепа» представили результаты исследования на ЭЦВМ ЕС-1020 вертикальных колебаний автопоездов разных типов по разработанной авторами расчетной модели. Расчеты проводились для движения автопоездов по дорогам с булыжным, асфальтобетонным и гравийным покрытиями на различных скоростях. Параметры подвески, размерные параметры и параметры массы автопоездов при этом соответствовали аналогичным параметрам реальных автопоездов.

Исследования показали, что вертикальная динамическая нагруженность автопоездов существенно зависит не только от конструктивных особенностей, но и от скорости движения и типа покрытия дорог. Уровень вертикальной нагруженности оценивали как по среднеквадратичным значениям, так и по пяти октавным полосам частот (от 0,7 до 22,4 Гц), соответствующим санитарным нормам СН 1102—73.

В докладе «Динамика автомобильных систем с учетом реактивных элементов и особенности расчета их собственных частот колебаний с помощью ЭВМ» д-ра

техн. наук В. М. Семенова, Д. В. Киселева (НАМИ) и канд. техн. наук В. А. Умняшкина (Ижевский машиностроительный завод) проанализированы методы построения математических моделей для расчетных исследований динамики транспортных автомобильных систем, содержащих целый ряд взаимосвязанных реактивных контуров. Полученные математические модели дают возможность проводить расчеты динамики автомобиля при прямолинейном движении как сложной взаимосвязанной колебательной системы. Авторами предложена методика расчета собственных частот колебаний подобных сложных динамических систем на примере расчета частот на ЭЦВМ ЕС-1022 для легкового автомобиля «Москвич-412».

Д-р техн. наук В. М. Семенов, канд. техн. наук С. И. Кондрашкин, С. П. Контанистов (НАМИ) представили доклад на тему «Исследование динамики включения муфты сцепления». Для исследования максимальных нагрузок в трансмиссиях были разработаны математические модели осевых колебаний в системах двигатель на упругих опорах — диски муфт сцепления — привод их включения — трансмиссия. В докладе приведены конкретные результаты расчетных исследований осевых сил по параметрам двухдисковой муфты сцепления грузового автомобиля типа 6Х6, общей массой 20 000 кг.

Результаты исследования двухконтурных тормозных систем и данные расчета тормозных сил были представлены в докладе канд. техн. наук Д. А. Соцкова, А. Э. Юрца (Владимирский политехнический институт).

Кандидаты техн. наук С. М. Шелков и В. В. Мирошкин, Д. Л. Хак (Брянский машиностроительный завод) посвятили свой доклад применению математических методов моделирования и оптимизации для выбора на ЭЦВМ конструктивных параметров двигателя внутреннего сгорания. В докладе даны результаты разработки, исследования и внедрения методов оптимизации конструкции двигателей. Рассмотрены вопросы разработки сложных имитационных математических моделей деталей и узлов двигателей. Содержатся данные по оптимизации параметров топливной аппаратуры двигателей. Обсуждается выбор критериев оптимальности, устойчивость оптимальных решений.

Доклад «Математическое моделирование и выбор параметров конструкции механизма газораспределения автомобильного двигателя», представленный канд. техн. наук Л. В. Корчемным, В. Д. Казаковой, Н. И. Комаровой, Н. С. Минкиной (НАМИ), был посвящен вопросам дальнейшего развития разработанных в НАМИ методов математического моделирования и выбора с помощью ЭВМ параметров конструкции механизма газораспределения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. Развитие методов математического моделирования направлено на решение следующих основных задач: уточнение условий применимости различных динамических моделей, предложенных для расчета механизма газораспределения; модификация алгоритмов расчетного исследования с целью расширения области их применения; разработка обоснованных методов выбора параметров конструкции деталей; упрощение использования программ расчета и снижение трудоемкости вычислений.

О применении ЭВМ для оптимизации

параметров гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания доложил канд. техн. наук М. А. Гоголицин (Владимирский политехнический институт).

В докладе «Математическое моделирование колебаний силового агрегата автомобиля и оценка его виброизоляции» кандидаты техн. наук Л. В. Корчемного, В. Е. Тольского и инженера Л. М. Минкина (НАМИ) изложены результаты расчетных исследований по выбору целесообразной структуры динамической модели, используемой при оценке виброизоляции силового агрегата автомобиля. Исследования показали необходимость существенного усложнения динамической модели силового агрегата при расчете его колебаний, вызванных движением автомобиля по неровностям дорожного полотна. Для правильной оценки условий работы опор подвески силового агрегата нужно учитывать не только его вертикальные перемещения, но и возможность его смещений в других направлениях.

Канд. техн. наук А. К. Юлдашев (Казанский сельскохозяйственный институт) представил доклад на тему «Изучение динамики рабочих процессов двигателей автомобилей с помощью математической модели на электронно-вычислительных машинах». Вопрос разработки математической модели рабочих процессов двигателя автомобиля в данном случае решается методами идентификации с использованием методики определения динамических характеристик промышленных объектов управления. Полученные дифференциальные уравнения индикаторной и эффективной мощности, мощности трения, расхода топлива, механического и индикаторного КПД, коэффициентов избытка воздуха и наполнения, крутящего момента, частоты вращения коленчатого вала, температуры охлаждающей воды, стенок деталей и т. д. дают возможность получить расчетные зависимости и провести теоретический анализ протекания процессов (с помощью ЭВМ) при различных видах нагружения.

С докладом «Базовые математические модели и программы расчета на ЭВМ процессов в элементах газозоудного тракта автомобильных двигателей внутреннего сгорания» выступили канд. техн. наук Б. А. Киселев, канд. физ.-мат. наук В. И. Ибрагимов, А. Г. Кривошеев, В. Н. Тупикин, В. М. Фомченко (НАМИ). Разрабатывается универсальная автоматизированная система исследования рабочих процессов и выбора параметров конструкции двигателя внутреннего сгорания. Библиотека программ включает рабочие программы расчета процессов в конструктивных элементах газозоудного тракта, происходящих как в дизелях (с непосредственным впрыском и с разделенными камерами сгорания), так и в бензиновых двигателях (карбюраторных и с впрыском). Соответственно расширяется и набор конструктивных элементов, процессы в которых требуется моделировать и рассчитывать. Так, наряду с программами расчета процессов в компрессоре турбины и охладителе наддувочного воздуха — элементе газозоудного тракта двигателя с турбонаддувом — в библиотеку входят программы расчета процессов в дозирующих системах и воздушном тракте карбюратора (диффузоре, дроссельной заслонке и смесительной камере) — для карбюраторных двигателей и в емкости-узле разветвления — для двигателей с впрыском бензина.

В докладе Ю. П. Адлера, канд. техн. наук Б. Я. Черняка, Ю. В. Рожкова, Н. Д. Скиркова, Л. Я. Литвина, представленном Автозаводом им. Ленинского комсомола и МАДИ, сопоставляется эффективность различных планов проведения многофакторных опытов при определении эмпирической математической модели, токсических, экономических и мощностных показателей двигателя. Выбираются виды моделей, обеспечивающие адекватное описание. Показано, что при определении показателей двигателя целесообразно использовать планы второго порядка с двух-трехкратной избыточностью. В этом случае основные показатели двигателя можно описать экспоненциальными, а для некоторых величин полиномиальными моделями.

Опыт планирования экспериментов при получении интерполяционных моделей мощностных, экономических и токсических показателей карбюраторного двигателя содержит результаты испытаний двигателя автомобиля «Москвич-412» для нахождения эмпирических моделей, связывающих показатели двигателя с основными регулировочными факторами: коэффициентом избытка воздуха, коэффициентом наполнения, углом опережения зажигания.

Коллектив авторов в составе Г. В. Зайцева, канд. техн. наук А. Д. Конева,

И. С. Хрусталева, В. А. Петренко, В. И. Каменского, Ю. С. Шмидта (НАМИ) и д-ра техн. наук Б. И. Морозова (МАМИ) работает над вопросами автоматизации стендовых испытаний автомобильных двигателей. В представленных ими четырех докладах отражены проблемы создания автоматизированной системы управления испытаниями двигателя внутреннего сгорания на стенде, выбора измерительных приборов для подсистемы сбора и обработки информации, автоматизации процесса сбора и обработки, подготовки информации к проведению испытаний двигателей на стенде, вопросы программного обеспечения автоматизированной системы.

Автомобильный двигатель анализируется как объект управления и источник информации, в котором выделяются три основных управляемых параметра: положение органа подачи топлива, крутящий (тормозной) момент, частота вращения коленчатого вала. Разработаны четыре вида функциональных схем автоматизированного стенда. Особое внимание уделено исследованию динамических характеристик системы управления органом подачи топлива и моментом сопротивления, когда в контур управления не входит собственно двигатель. Для УВК М-6000 разработана программа управления двигателем и стен-

дом, позволяющая имитировать на аналого-цифровом комплексе разгон автомобиля с переключением передач и движение по дороге с переменным продольным профилем. В НАМИ разработан экспериментальный образец системы сбора и обработки информации при испытании двигателя внутреннего сгорания на установившихся режимах. Система на базе УВК М-6000 подключена к восьмицилиндровому дизелю размером 120/120, установленном на испытательном стенде. Решена задача выбора измерительных приборов в системе сбора и обработки информации для испытаний двигателей. Допускается изменение 34 первичных параметров, определение 14 вторичных и выдача результатов в виде протокола испытаний двигателя. Программное обеспечение ЭВМ построено по единому алгоритму, описывающему все основные операции, выполняемые при испытаниях двигателя. Этим достигается гибкость системы программного обеспечения и возможность перехода от одного вида испытаний к другому без доработок программ.

Межзаводской школой выработаны рекомендации, направленные на расширение и интенсификацию работ по применению ЭВМ.

Г. В. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук Л. А. МАТВЕЕВА

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

УДК 621.74:65.001.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Станок для удаления заусенцев

Фирмой Eisenblätter (ФРГ) создан станок для удаления заусенцев с деталей, изготовленных из сплава V2A, стали, алюминия, меди, латуни и пластмасс. Рабочим инструментом является радиально-пластинчатый полировальный круг. Процесс осуществляется следующим образом: деталь продвигается вручную по призменной направляющей и с ее кромок снимаются заусенцы. Полировальный круг можно регулировать по положению. Станок оснащен двигателем переменного тока. Техническая характеристика станка следующая:

| | |
|---|----------|
| Мощность двигателя в кВт | 0,18 |
| Напряжение сети питания в В | 380/220 |
| Частота тока в сети питания в Гц | 50 |
| Максимальная толщина обрабатываемой листовой стали в мм | 5 |
| Габаритные размеры в мм | 500×500× |
| | ×900 |
| | 55 |
| Масса в кг | |

Maschinenmarkt, июль 1978, № 58, с. 1164.

Электроэрозионный станок

Станок „Flagoki” с цифровым программным управлением и проволочным электродом, созданный фирмой Ола (Япония), предназначена для производства инструментов к прессам и штампам.

Система управления „Fagis CNC” контролирует перемещения по трем осям. Продольное и поперечное перемещения рабочего стола осуществляются для придания заготовке необходимой формы. Одна из направляющих электрода может двигаться по кругу относительно третьей оси для выполнения конического профиля, обеспечивающего зазор на штампе-инструменте.

На рабочий стол размером 203×450 мм устанавливают заготовки массой до 136 кг и высотой до 76 мм. Этот стол совершает координатные перемещения на площади 230×460 мм.

Поперечные движения на станке обеспечиваются двигателем постоянного тока через винтовую пару. Величина подачи может быть запрограммирована при помощи цифрового программного управления в пределах 0,001—10 мм/мин.

Machinery and Production Engineering, май 1978, т. 132, № 3412, с. 40.

Центробежная установка для удаления заусенцев, шлифования и полирования

Фирмой Heiningер Maschinenbau (ФРГ) создана установка FKS 3004, предназначенная для обработки мелких и средних деталей при массовом производстве.

Рабочим материалом служит дешевый абразив. При обработке деталей сложной конфигурации заусенцы удаляются с кромок внутренних шлицев, отверстий, канавок и т. п. Эффект удара, применяемый на установках колоколообразного и вибрационного типов, отсутствует.

Чтобы избежать повышения давления из-за образования газа или пара, открывают сверху барабаны. Ситообразные днища последних обеспечивают непрерывное поступление жидкого компонента к абразиву и отвод снятого при обработке материала. Темного слоя на деталях не образуется.

Продолжительность обработки на данной установке на 1/10 меньше, чем на установках вибрационного типа.

Draht, июнь 1978, № 6, с. 362.

Сварка пластмасс тепловыми импульсами

Предприятием VEB Elektroschweißmaschinenwerk (ГДР) создана машина для сварки листовых пластмасс. Сварка может осуществляться в горизонтальном, наклонном или вертикальном положениях благодаря поворотной сварочной головке. Эта головка может также перемещаться по высоте. Процесс сварки полностью автоматизирован. Пуск осуществляется при помощи педального выключателя. Машина выполнена в форме стола, что позволяет рабочему сидеть во время работы. Губки обогреваются с двух сторон. Ниже приведена техническая характеристика машины:

| | |
|---|----------------|
| Напряжение сети питания в В | 220 |
| Частота тока в сети питания в Гц | 50 |
| Ширина сварного шва в мм | 3 |
| Длина сварочных губок (комплект) в мм | 320, 520 и 820 |
| Усилие сжатия (бесступенчатая регулировка) в Н | 220—600 |
| Время сварки (бесступенчатая регулировка) в с | 0,3—3,0 |
| Время охлаждения (бесступенчатая регулировка) в с | 1,0—15 |
| Длина хода губок в мм | 28 |
| Габаритные размеры в мм | 800×1000×800 |
| Масса машины в кг | 67 |
| Масса блока управления в кг | 26 |

ZIS-Mitteilungen, июль 1978, № 7; проспект предприятия VEB Elektroschweißmaschinenwerk (ГДР).

Прочность сварных алюминиевых швов

В Исследовательском институте сварки (г. Братислава) изучалась свариваемость алюминия и его сплавов повышенной прочности. Было установлено, что структура и механические свойства металла

сварных швов на алюминии улучшаются с микродобавкой титана или титана с бором. Минимальное содержание титана 0,06%. Кроме того, с добавлением титана улучшается пластичность металла шва и не снижается коррозионная стойкость сварных швов на алюминии Al 99,85.

Сварные швы на сплаве Al Zn Mg с микродобавкой титана показали хорошую прочность на растяжение. Лучшими прочностными характеристиками отличаются швы на сплаве AlZn4Mg1, микролегированном титаном. Прочностные свойства этого сплава на образцах толщиной 15 мм значительно выше, чем сплава AlMg.

Welding and Metal Fabrication, май 1978, т. 46, № 4, с. 289—290.

Электроды для контактной сварки

В США с целью улучшения прочности и увеличения срока службы электродов для точечной сварки создан новый электродный материал. Он представляет собой дисперсионно-упрочненную медь, причем упрочнение достигается равномерным распределением очень мелких частиц Al_2O_3 в медной матрице. Для получения изот-

ропной равноосной структуры зерна в дисперсионно-упрочненной меди разработана технология холодной штамповки электродов для точечной сварки из этого материала. Электроды, изготовленные по данному методу, сравнивались со стандартными американскими электродами RWMA класса 11. После сварки 2500 точек износ новых электродов был значительно меньше, чем стандартных. Свойство противостоять расплющиванию было также улучшено. Однако новые электроды более чувствительны к изменению конструкции, чем стандартные класса 11. Электроды из нового материала с выпуклым наконечником показали меньший износ, чем с притупленным.

При сварке на оцинкованной стали стандартными электродами класса 11 наблюдается значительное налипание и образование питтинга на поверхности шва. Электроды из дисперсионно-упрочненной меди не прилипают к изделию, значительно снижено образование питтинга.

Welding and Metal Fabrication, май 1978, т. 46, № 4, с. 291.

Очистка чугунных деталей

Фирма Stanley Tools, Ltd. (Англия) использует ультразвуковое оборудование

„Compact 1500-3” фирмы Kerry Ultrasonics для очистки чугунных деталей от жира и других загрязнений, явившихся результатом мокрых финишных операций.

Детали очищают в три приема: ультразвуковой очисткой с фтороуглеродным растворителем, промыванием и сушкой паром.

Автоматическая система загрузки и транспортирования позволяет одновременно управлять несколькими рабочими корзинами.

Подача и разгрузка деталей осуществляется роликовыми конвейерами. Для подъема, опускания и перемещения корзины от одной операции к другой служит электромеханическая система. Время погружения в каждую рабочую ванну регулируется.

Ванны оборудованы специальными подогревателями и ультразвуковыми преобразователями.

В системе предусмотрено постоянное дистиллирование растворителя, количество которого доходит до 560 л, а также фильтрация для удаления частиц размером до 50 мкм.

Machinery and Production Engineering, апрель 1978, т. 132, № 3406, с. 58.

ПАМЯТИ Игоря Михайловича ЛЕНИНА

29 октября 1978 г. скончался заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского автомеханического института Игорь Михайлович Ленин.

Игорь Михайлович родился 29 июня 1905 г. в Москве. В 1923 г., получив среднее образование, он поступил в Московский механический институт им. Ломоносова на отделение моторного транспорта механического факультета. В начале 1929 г. после успешной защиты дипломного проекта И. М. Ленин был оставлен в институте в качестве преподавателя по курсу «Двигатели внутреннего сгорания» и в то же время по совместительству работал в лаборатории моторного отдела ЦАГИ. С этого времени его жизненный путь и творческая деятельность были неразрывно связаны с развитием отечественного автомобилестроения, подготовкой инженерных и научных кадров страны.

В 1932 г. И. М. Ленин перешел на работу в Московский автомобильно-дорожный институт, где являлся заместителем заведующего кафедрой. В МАДИ И. М. Ленин читал курсы термодинамики, рабочих процессов в карбюраторных двигателях, теории и расчета автотракторных двигателей, вел курсовые и дипломные проекты. Им была организована в институте лаборатория автомобильных двигателей, в которой проведено значительное количество научно-исследовательских работ.

В годы Великой Отечественной войны И. М. Ленин работал в Наркомате танковой промышленности, являясь в то же время консультантом Главного автомобильного управления Красной Армии.

В 1946 г. И. М. Ленин был переведен в Московский автомеханический институт и назначен заместителем ректора по учебной и научной работе. Эту должность он занимал до 1949 г. В начале 1947 г. по конкурсу И. М. Ленин был избран заведующим кафедрой «Автомобильные и тракторные двигатели», где проработал 26 лет. В звании доцента он был утвержден в 1934 г. Ученая степень кандидата технических наук была ему присвоена без защиты

диссертации в 1938 г. В 1945 г. И. М. Ленин защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук. В звании профессора он был утвержден в 1946 г.

С 1952 по 1958 г. по совместительству с заведованием кафедрой И. М. Ленин работал деканом автомобильного факультета МАМИ. В 1973 г. по состоянию здоровья он был переведен на должность профессора кафедры.

Профессор И. М. Ленин — один из крупнейших специалистов в нашей стране по теории автомобильных двигателей. Им выполнено свыше 100 научных работ, опубликовано 50 статей, написано 13 учебников. Он является автором пяти изобретений. За время работы И. М. Ленина в МАМИ под его руководством были выполнены и защищены 56 кандидатских и одна докторская диссертация.

С 1935 г. И. М. Ленин выступал с публичными лекциями на предприятиях и в научных учреждениях. Длительное время он являлся членом экспертной комиссии ВАК. До последнего времени вел большую научную и общественную работу как член ряда специализированных советов по защите докторских и кандидатских диссертаций. В разные периоды времени И. М. Ленин был членом научно-технических советов Министерства автомобильной промышленности, НИИАТ, МАДИ, Политехнического музея и др.

В 1961 г. за большие заслуги перед родиной по подготовке специалистов и развитие науки И. М. Ленин был награжден орденом «Знак Почета», а в 1966 г. ему было присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки и техники РСФСР».

Игорь Михайлович Ленин обладал большой энергией, зарядом творческих сил, был широко эрудированным человеком, крупнейшим ученым — специалистом по двигателям внутреннего сгорания, внимательным и терпеливым воспитателем молодежи, прекрасным лектором.

Светлая память об этом замечательном человеке сохраняется в сердцах всех, кто знал его лично, учился по его учебникам, читал его многочисленные научные труды.