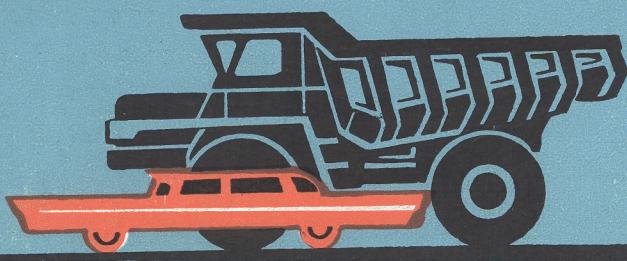


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12

1965



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. В. Костров, Б. М. Куняевский — Метод тарировки индикаторной диаграммы процесса выпуска	1
Л. А. Гуссак, Д. А. Гуссак — Новая конструктивная схема форкамерного двигателя	3
Б. Н. Файнлейб, Л. А. Ключев — Требования к частотным характеристикам электронно-измерительной аппаратуры, применяемой для исследования процесса топливоподачи в быстроходных дизелях	6
Ю. А. Пальм, А. Н. Солянов, Г. В. Бишиник, А. К. Носов, В. М. Осипов, А. С. Резчиков, Ю. К. Фурцев — Опытные исследования унифицированных кузовных конструкций	9
В. С. Цыбин, Б. А. Афанасьев — Трехслойные конструкции в кузовостроении	10
М. Л. Минкин, М. А. Власов, В. В. Петлицкий — Автомобильный алюминиевый радиатор разборной конструкции	13
В. И. Красненков, В. В. Егорхин — К расчету инерционных синхронизаторов в ступенчатых коробках передач	15
Е. С. Веселый — Спределение частот и форм свободных колебаний трансмиссии автомобиля	19
Г. А. Смирнов — Влияние числа и расположения осей на тягово-цепные качества полноприводных автомобилей	22
Ю. В. Пирковский — Некоторые вопросы качения автомобильного колеса	26
Б. С. Поступов — Повышение работоспособности планетарной коробки передач автоматической гидропередачи	30

ТЕХНОЛОГИЯ

И. И. Кольцов, А. С. Старостина — Однофазная индукционная электрическая печь промышленной частоты	34
В. В. Коломин, А. А. Николаев — Приспособление для запрессовывания кожуха в картер или крышку переднего и заднего мостов автомобилей	35
В. С. Погорелый, П. М. Полянский — Влияние технологических факторов на точность размеров деталей, обрабатываемых на круглошлифовальных станках с измерительно-управляющими устройствами	36
И. Н. Антонов — Водоразбрызгиватель в гидрофильтре камеры окраски	39

ИНФОРМАЦИЯ

Ф. Н. Колесников — Японская автомобильная промышленность	40
Б. А. Курков — Об определении мощностных показателей автомобильных двигателей по стандартам различных стран	42
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1965 г.	45

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Резчиков, Д. Д. Стакеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькезич, Г. А. Феста, С. Б. Чисто-
звонов, В. И. Шаховцев

Адрес редакции:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор И. М. Борейша

Сдано в производство 6/X 1965 г. Подписано в печать 23/XI 1965 г.
Т-14466 Тираж 13.444 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 9 Бум. л. 3. Формат 60 × 90^{1/8} Зак. 4621

Библиотека Вологодской областной научной универсальной библиотеки им. Пушкина

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

12

ДЕКАБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1965

Год издания XXXI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

Конструирование Исследования Испытания

УДК 621.431.73.001.5

Метод тарировки индикаторной диаграммы процесса впуска

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, Б. М. КУНЯВСКИЙ

Московский автомеханический институт

ДЛЯ количественной оценки параметров газа в характерных точках индикаторной диаграммы необходимо произвести тарировку полученных диаграмм. Тарировка индикаторной диаграммы процессов сжатия, сгорания и расширения не представляет большой сложности, хорошо известна и может быть выполнена достаточно точно. При тарировке индикаторной диаграммы процесса впуска, т. е. при определении положения линии атмосферного давления встречаются большие затруднения, так как обычные методы тарировки в этом случае оказываются совершенно непригодными. Это объясняется тем, что индицирование процесса впуска связано с регистрацией малых давлений, поэтому малейшая неточность тарировки, даже вызванная температурными деформациями мембранные датчика, приводит к большим ошибкам в определении давления впуска.

Указанное затруднение тарировки индикаторной диаграммы встречается при использовании как катодного и шлейфового осциллографов с пьезокварцевым датчиком, так и пневмоэлектрического индикатора типа МАИ-2 с мембранным датчиком.

В лаборатории двигателей Академии Наук СССР [1] был разработан специальный датчик ЛДК-03 с мембраной, имеющей сниженную жесткость за счет кольцевого гофра. Вполне естественно, что применение подобного датчика значительно уменьшило погрешность тарировки, однако этот тип датчика может применяться только с катодным и шлейфовым осциллографами и не пригоден для пневмоэлектрического индикатора МАИ-2, широко применяемого для индицирования поршневых двигателей.

При использовании индикатора МАИ-2 для записи давления впуска в основном применяются два способа определения положения нулевой линии, т. е. линии, соответствующей атмосферному давлению.

Первый способ заключается в определении поправки по давлению в зависимости от жесткости мембранные, на величину которой следует сместить линию атмосферного давления, проплавляемую на ленте индикатором.

Основным недостатком способа является различное температурное состояние мембранные датчика в момент индицирования.

и тарировки, а также и различная величина давления, необходимая для ее прогиба.

Второй способ тарировки диаграммы требует установки между датчиком и цилиндром трехходового крана, благодаря чему становится возможным разобщить полость датчика с полостью цилиндра и сообщить датчик с атмосферным давлением во время процесса индицирования. Недостатком этого метода также является различное температурное состояние мембранные, которое вносит искажение в определение нулевой линии.

Указанные способы применялись в лаборатории Московского автомеханического института, но от них пришлось отказаться вследствие невозможности получения аналогичных результатов при повторных тарировках.

В инструкции, прилагаемой к индикатору МАИ-2, принципиально разработан еще один способ тарировки индикаторной диаграммы, основанный на измерении давления в цилиндре двигателя. Сущность этого способа заключается в том, что в камеру сгорания устанавливается специальный газоотборочный клапан с гидравлическим управлением, который в определенный момент сообщает полость цилиндра с измерительным устройством.

Однако аппаратура, предлагаемая для осуществления измерения давления в цилиндре, практически не может быть использована при исследовании процессов в высокооборотных карбюраторных автомобильных двигателях.

На основе этого способа и применения более совершенной аппаратуры, была осуществлена тарировка индикаторной диаграммы процесса впуска быстрогоходного двигателя. Для этого был взят газоотборочный клапан с электромагнитным управлением конструкции канд. техн. наук А. Ф. Никольского и система для электронного впрыска топлива, разработанная в ЦКБ топливной аппаратуры [2].

Для повышения точности исследования момент открытия клапана выбирался на таком участке индикаторной диаграммы, где линия давления была близка к прямой. Продолжительность открытия клапана составляла около 10° угла поворота коленчатого вала и поэтому величина давления, измеренная на кончике, представляла среднее значение за данный отре-

зок. Изменение момента открытия клапана и синхронизация работы его с двигателем достигались включением в цепь управления клапана добавочного прерывателя, установленного на крышке шестерен газораспределения с приводом от распределительного вала. Установка начала открытия клапана осуществлялась поворотом площадки этого прерывателя.

Для контроля за началом открытия клапана во время наладки использовался строботахометр, в первичную цепь которого последовательно включались контакты прерывателя. Вспышка лампы строботахометра позволяла фиксировать угол, отсчитываемый по шкале, нанесенной на барабане индикатора МАИ-2, что давало возможность выбирать момент начала открытия клапана, соответствующий относительно горизонтальному участку линии всасывания.

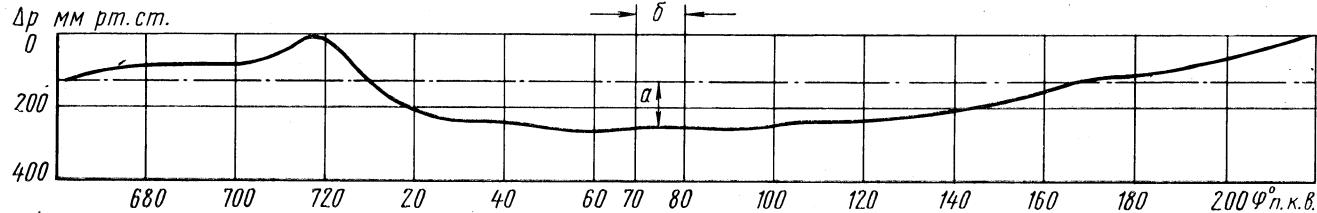


Рис. 1. Пример обработки индикаторной диаграммы процесса впуска:

а — разрежение в цилиндре; б — продолжительность открытия газоотборочного клапана

Для контроля за продолжительностью момента открытия электромагнитного клапана при измерении разрежения в цилиндре применялся шлейфовый осциллограф МПО-2, на ленту и экран которого вместе с электрическим импульсом, подаваемым к клапану, отмечались моменты нахождения поршня четвертого цилиндра в в.м.т. и н.м.т., а также работа отметчика времени. Величина разрежения, измеренная с помощью этого устройства по пьезометру, откладывалась от соответствующей точки индикаторной диаграммы и являлась исходным моментом для определения истинного положения атмосферной линии. Для повышения точности исследования разрежение в цилиндре двигателя следует измерять в двух или трех точках на линии процесса впуска.

Пример обработки индикаторной диаграммы процесса впуска, снятой при работе двигателя МЗМА-407 с полной нагрузкой и 3000 оборотах вала в минуту, приведен на рис. 1 (штрих-пунктиром показана действительная атмосферная линия).

Положение атмосферной линии определено указанным способом. Индицирование производилось в четвертом цилиндре двигателя, что было вызвано удобством установки датчика. При индицировании цилиндра на режиме прокручивания двигателя от тормозного генератора газоотборочный клапан устанавливался вместо свечи зажигания, что позволило одновременно произвести индицирование и измерение давления впуска.

Анализ индикаторных диаграмм процесса впуска при работе двигателя по внешней скоростной характеристике позволил установить изменение давления p_a в зависимости от скоростного режима двигателя.

Исходя из положений термодинамики для расчета параметров цикла, следует определить давление в конце процесса впуска, т. е. при положении поршня в н.м.т. (обычно обозначается на индикаторных диаграммах точкой а). Величина давления $p_{a, \text{н.м.т.}}$ для положения поршня в н.м.т., установленная по индикаторным диаграммам, показана на рис. 2. Однако в теории двигателя более часто рассматривается давление p_a как средняя величина за цикл, позволяющая учесть более точно изменение давления впуска при движении поршня от в.м.т. к н.м.т.

Величина $p_{a, \text{ср. эксп.}}$, определенная по индикаторным диаграммам как среднее значение за процесс впуска, показана на рис. 2. Для сравнения на рис. 2 представлены результаты расчетов $p_{a, \text{ср. расч.}}$ по формуле, предлагаемой проф. И. М. Лениным [3],

$$p_{a, \text{ср. расч.}} = p_0 \left[1 - \frac{n^2}{520 \cdot 10^6} \left(\frac{V_h}{f} \right)^2 \frac{1}{\varphi^2} \left(\frac{\varepsilon - \delta}{\varepsilon - 1} \right)^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \text{ кГ/см}^2$$

Вывод формулы произведен, исходя из предположения, что смесь входит в цилиндр с постоянной скоростью и поэтому давление $p_{a, \text{ср. расч.}}$, определяемое данным методом, будет являться средней величиной за цикл.

Сравнивая величины p_a , определенные экспериментально по индикаторным диаграммам, с расчетными величинами, можно отметить, что на малых числах оборотов (примерно до 2500 об/мин) указанные величины практически совпадают, и только на больших скоростных режимах появляется заметное различие. Несовпадение экспериментальных и расчетных данных на больших оборотах следует, по-видимому, отнести к некоторым условиям, допущенным при расчете по формуле и, в первую очередь, за счет постоянной величины коэффициента сопротивления впускной системы φ для разных оборотов вала.

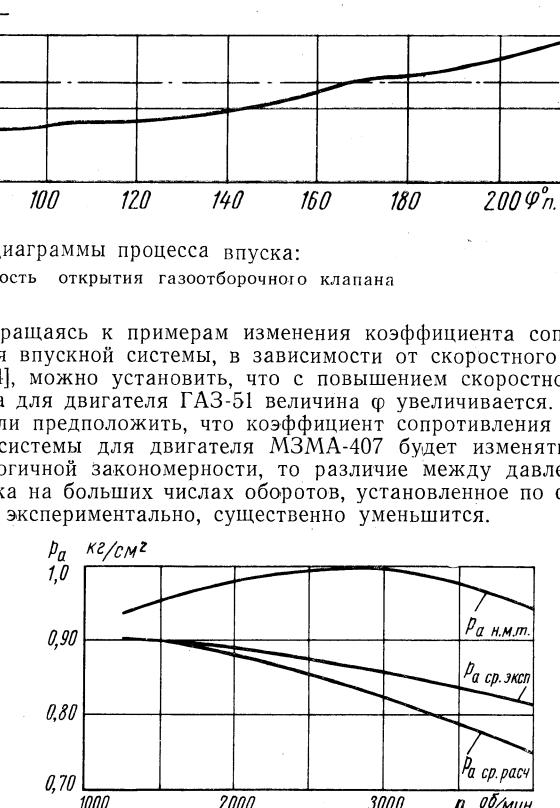


Рис. 2. Изменение давления впуска в зависимости от скоростного режима двигателя.

Выполненное сравнение изменения величины p_a дает основание предполагать, что тарировка индикаторной диаграммы произведена достаточно точно.

Предлагаемый способ тарировки индикаторной диаграммы процесса впуска, снятой пневмоэлектрическим индикатором МАИ-2, позволяет проводить исследование процесса наполнения цилиндров автомобильного двигателя более достоверно, так как в этом случае температурные деформации мембранны датчика не влияют на точность определения положения линии атмосферного давления.

ЛИТЕРАТУРА

- Стечкин Б. С. и др. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. Изд-во АН СССР, Москва, 1960.
- Лившиц П. Ю., Коганер В. Э. «Автомобильная промышленность», 1958, № 10.
- Ленин И. М. Теория автомобильных двигателей. Машгиз, 1958.
- Дьяченко Н. Х. и др. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания. Машгиз, 1962.

Новая конструктивная схема форкамерного двигателя

Канд. техн. наук Л. А. ГУССАК, д. А. ГУССАК

Институт химической физики АН СССР

ДВИГАТЕЛИ внутреннего сгорания с воспламенением рабочей смеси электрической искрой от свечи зажигания благодаря своей высокой удельной мощности, легкости, быстроты и надежности занимают весьма обширную область эксплуатации. Однако эти двигатели отличаются малой топливной экономичностью, низкой антидетонационной стойкостью и высокой токсичностью отработавших газов. Это связано с тем, что процесс сгорания в этих двигателях протекает с очень малой скоростью и низкой стабильностью и имеет узкие пределы обеднения состава рабочей смеси.

Этим объясняется тот факт, что уже более 60 лет конструкторы и исследователи работают над созданием более мощного источника воспламенения рабочей смеси. Уже давно был предложен способ воспламенения рабочей смеси высокотемпературным факелом пламени, который образуется в форкамере при искровом зажигании вспомогательной смеси нормального (теоретического) состава. Этот факел пламени перетекает в основную камеру сгорания, разномерно заполненную рабочей смесью, и воспламеняет ее.

Другой способ форкамерно-факельного зажигания заключается в том, что воспламенение рабочей смеси в основной камере сгорания производится факелом химически активных продуктов, которые образуются в форкамере при неполном сгорании богатой вспомогательной смеси. Этот факел выбрасывается из форкамеры в основную камеру сгорания, образуя многочисленные очаги воспламенения и горения в рабочем заряде.

Все конструктивные схемы форкамерно-факельного зажигания, применявшиеся в автомобильных двигателях, имеют большую или меньшую сложность. Даже наиболее простая конструктивная схема форкамерно-факельного зажигания с постоянно отделенной форкамерой и с самостоятельной системой ее питания встречает существенные затруднения при применении ее к малоразмерным двигателям.

Поэтому возникла необходимость исследовать возможность применения новой, более простой конструктивной схемы форкамерного двигателя, в которой был бы исключен форкамерный клапан и механизм его привода. Такая схема форкамерного двигателя с временно отсекающейся поршнем бесклапанной форкамерой приведена на рис. 1. В этой схеме форкамера 1, в которой помещена свеча зажигания, образуется вблизи основной камеры сгорания при отсекании ее выступом на поршне 2, когда он приближается к в.м.т. Временно отсеченная форкамера сообщается с основной камерой сгорания короткими перепускными каналами малого сечения, просверленными в выступе поршня на уровне середины основной камеры сгорания и форкамеры.

Питание форкамеры богатой вспомогательной смесью в этой конструктивной схеме осуществляется путем использования способа неравномерного распределения состава рабочей смеси по камере сгорания. Это достигается посредством послойного введения смеси рабочего заряда. Во время всасывания из атмосферы через воздушный патрубок с дроссельной заслонкой 3 и через впускной клапан в цилиндр поступает чистый воздух. Одновременно с ним через тот же клапан в цилиндр подводится богатая смесь, поступающая из карбюратора 4 по дополнительному каналу 5, локально вблизи открытой форкамерной полости.

Рабочий цикл в этом форкамерном двигателе совершается следующим образом. В ходе всасывания впускной клапан открывается и опускается до середины высоты открытой полости форкамеры. Свежий рабочий заряд чистого воздуха втекает в цилиндр, а локально подведенная богатая смесь, проходя через открытую полость форкамеры и продувая ее от остаточных газов, также поступает в цилиндр. Здесь она перемешивается с воздухом, испаряется и образует рабочую смесь. Количество чистого воздуха, поступающего в цилиндр, составляет около 90% от всего заряда, а количество карбюрированной богатой смеси с $\alpha_2 = 0.1 \div 0.2$ составляет примерно 10% воздуха от всего заряда и из всего топлива, поступающего в двигатель за цикл. После ее продувки в форкамере остается 2–3% этой смеси. Воздух в этой схеме для питания карбюратора забирается из поддроссельного пространства воздушного патрубка. Регулирование мощности двигателя в зависимости от нагрузки про-

изводится изменением количества воздуха, а также количества и состава богатой смеси, одновременно поступающих в цилиндр. Это осуществляется управлением дроссельной заслонкой, которая является общей для воздушного патрубка и карбюратора.

Благодаря большим скоростям потоков смеси в цилиндре основная часть воздуха и богатая смесь, поступившие в цилиндр в ходе впуска, перемешиваются. В конце впуска скорости движения газов в камере падают настолько, что богатая

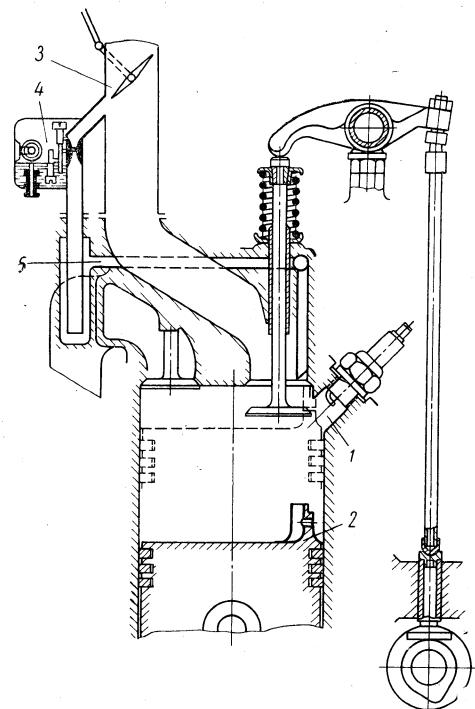


Рис. 1. Схема форкамерного двигателя с временно отсекающейся поршнем бесклапанной форкамерой:

1 — временно отсекающаяся форкамера со свечой зажигания; 2 — поршень с выступом и форкамерным отверстием; 3 — воздушный патрубок с дроссельной заслонкой; 4 — карбюратор богатой смеси; 5 — канал богатой смеси с колодцем.

смесь, поступившая в последний момент, не успевает перемешаться с воздухом, в результате чего создается некоторое обогащение состава смеси в зоне форкамерной полости. Вследствие этого устанавливается некоторая неравномерность распределения состава смеси в цилиндре с образованием более богатой смеси в форкамерной полости и вблизи нее и более бедной смеси на периферии камеры сгорания.

Средний коэффициент избытка воздуха рабочей смеси определяется по формуле

$$\alpha'_1 = \left(1 + \frac{V_1}{V_2 - V_{\phi}} \right) \alpha_2,$$

где $V_1 = 0.9V_h$ — объем чистого воздуха;
 $V_2 = 0.1V_h$ — объем богатой смеси;

$V_{\phi} = 0.003V_h$ — объем богатой смеси, оставшейся в форкамере к концу хода впуска (V_h — объем всего рабочего заряда одного цикла). Подставляя в формулу соответствующие значения для V_1 , V_2 и V_{ϕ} , получим $\alpha'_1 = 10.3\alpha_2$. Это указывает на то, что средний состав рабочей смеси в цилиндре в случае полного перемешивания будет в 10 раз беднее состава смеси, поступающей из карбюратора.

Средний коэффициент избытка воздуха рабочей смеси для режима максимальной мощности составляет $\alpha'_1 = 0.9 \div 0.95$, ког-

да в цилиндр из карбюратора подается смесь с $\alpha_2=0,1$, а на режимах малых нагрузок и холостого хода — $\alpha_1=1,6$ и выше, когда из карбюратора подается смесь с $\alpha_2=0,2$. Следовательно, при изменении состава смеси в карбюраторе с α_2 от 0,1 до 0,2 обеспечивается регулирование рабочей смеси во всем диапазоне нагрузок двигателя.

В ходе сжатия часть рабочей смеси вытесняется из цилиндра в форкамеру, перемешивается там с богатой смесью до результирующего состава α_{ϕ} , обеспечивающего эффективное проведение процесса воспламенения и горения рабочей смеси.

В конце сжатия форкамера отсекается поршнем, а содержащаяся в ней богатая вспомогательная смесь воспламеняется свечой зажигания и горает, в результате чего образуются продукты неполного сгорания. Вследствие малого сечения перепускных каналов создается перепад давления между форкамерой и основной камерой сгорания, под действием которого форкамерный факел выбрасывается в основную камеру сгорания. При этом образуются многочисленные очаги, в которых рабочая смесь перемешивается с продуктами сгорания форкамерного факела. Через небольшой период задержки очаги рабочей смеси, инициированные химически активными продукта-

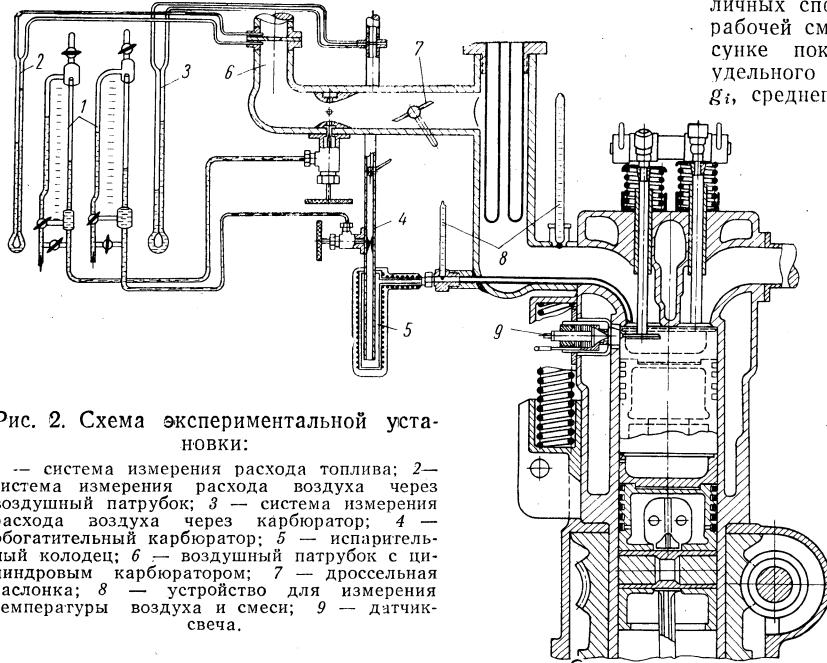


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

1 — система измерения расхода топлива; 2 — система измерения расхода воздуха через воздушный патрубок; 3 — система измерения расхода воздуха через карбюратор; 4 — обогревательный карбюратор; 5 — испарительный колодец; 6 — воздушный патрубок с цилиндровым карбюратором; 7 — дроссельная заслонка; 8 — устройство для измерения температуры воздуха и смеси; 9 — датчик свечи.

ми неполного сгорания форкамерного факела, воспламеняются. При этом происходит быстрое и полное сгорание всей рабочей смеси. Далее рабочий цикл развивается так же, как и в обычных двигателях.

В Институте химической физики АН СССР проведено подробное исследование процесса сгорания и рабочего процесса в двигателе с описанной новой конструктивной схемой с бесклапанной форкамерой и послойным введением рабочего заряда. Работа проводилась на одноцилиндровом двигателе CFR при различных степенях сжатия, числах оборотов, с различными объемами форкамеры, различными сечениями перепускных каналов и формами камеры сгорания.

Были исследованы различные схемы питания цилиндра и форкамеры топливом и воздухом, а также различные системы регулирования количества и состава смеси. Схема экспериментальной установки показана на рис. 2.

На этом рисунке показана также основная измерительная аппаратура и приборы, в том числе и пьезокварцевый датчик-свеча, регистрирующий повышение давления в форкамере и одновременно являющийся свечой зажигания. Сигналы пьезокварцевого датчика-свечи, установленного в форкамере, и пьезокварцевого датчика Цейс-Икон, установленного в основной камере сгорания, подавались на вход двухлучевого катодного осциллографа с разверткой по времени, которая производилась механической синхронизацией с оборотами коленчатого вала. Такая аппаратура позволила производить подробное исследование процесса сгорания, развивающегося в форкамере после искрового зажигания, и в основной камере сгорания — после факельного воспламенения.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

На рис. 3 показана конструкция датчика-свечи, а на рис. 4 — примерные индикаторные диаграммы, снятые в форкамере и в основной камере сгорания при работе на полном открытии дроссельной заслонки при $n=1000$ об/мин для различных составов смеси.

На этой экспериментальной установке проведено подробное исследование влияния различных конструктивных и регулировочных параметров форкамеры и камеры сгорания на процесс факельного воспламенения и горения рабочей смеси. В результате этого исследования были сняты различные характеристики и установлены оптимальные конструктивные и регулировочные параметры форкамерного двигателя с отсекающейся бесклапанной форкамерной системой и с послойным введением заряда рабочей смеси.

На рис. 5 приведены сравнительные характеристики по изменению состава смеси, снятые на одноцилиндровом двигателе при различных способах зажигания рабочей смеси. На этом рисунке показано изменение удельного расхода топлива g_i , среднего индикаторного

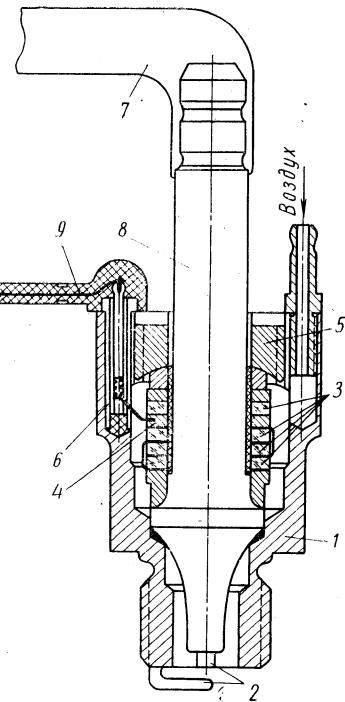


Рис. 3. Конструкция датчика-свечи:
1 — корпус; 2 — электроды свечи; 3 — пьезокварцевые пластины; 4 — токосъемная пластина; 5 — нажимная гайка; 6 — контакт токосъема; 7 — провод высокого напряжения; 8 — изолятор центрального электрода; 9 — провод токосъема.

давления p_i , оптимального угла опережения зажигания β , температуры отработавших газов t_r и других параметров, снятых в зависимости от изменения состава рабочей смеси α_1 . Эти характеристики сняты при работе двигателя на полном открытии дроссельной заслонки при $n=1000$ об/мин, т. е. на режиме максимального крутящего момента, наиболее важном с точки зрения оценки антидетонационных качеств процесса сгорания и предела эффективного обеднения рабочей смеси. Такие характеристики сняты для двух форм камеры сгорания (№ 1 и № 2) с одним и двумя форкамерными перепускными каналами (см. кривые с черными и белыми квадратиками). Здесь приведена также аналогичная характеристика, снятая ранее на том же двигателе при применении постоянно отделенной клапанной форкамеры с самостоятельной системой питания двигателя карбюрированной смесью (см. кривые с косыми крестиками). На этом же рисунке приведена аналогичная характеристика, снятая при искровом зажигании на том же двигателе с послойным введением рабочей смеси, но без отсекания форкамерной полости (см. кривые с прямыми крестиками). Для сравнения также приведены характеристики по изменению состава смеси, снятые на том же двигателе при искровом зажигании и обычном карбюраторном питании (см. кривые с кружочками).

Кроме того, на том же рисунке приведена характеристика, снятая на двигателе с отсекающейся форкамерной системой и

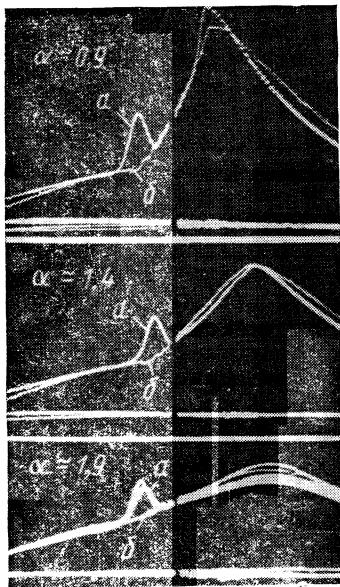


Рис. 4. Примерные индикаторные диаграммы, снятые одновременно в форкамере и в камере сгорания:
а — датчиком-свечей; б — датчиком Цейс-Икон.

тических нагрузок на смесях с коэффициентом избытка воздуха от $\alpha_1 = 1,3$ до $\alpha_1 = 2,0$ по сравнению со 180—200 г/л.с.ч при искровом зажигании.

4. Двигатель работает без детонации при полном открытии дроссельной заслонки в режиме максимального крутящего момента на бензине Б-70, на смесях, близких к теоретическому составу, при оптимальных углах опережения зажигания, что примерно на 10 единиц ниже, чем при искровом зажигании.

5. В этом двигателе отмечается увеличение максимальной мощности на 15% по сравнению с форкамерным карбюраторным двигателем с постоянно отделенной клапанной форкамерой. Это реализуется благодаря увеличению наполнения на 10% вследствие внутреннего смесеобразования и испарения топлива в цилиндре и вызванного этим снижения температуры смеси рабочего заряда, а также за счет увеличения скорости сгорания рабочей смеси.

Дальнейшие испытания описанной конструктивной схемы намечено провести на двигателе автомобиля «Москвич-408», для

с послойным введением заряда при глубоком дросселировании (см. кривые с треугольниками). Анализ результатов исследования этой схемы форкамерного двигателя и полученных при этом индикаторных диаграмм и характеристик показывает следующее:

1. Конструктивная схема форкамерного двигателя с отсекающейся поршнем форкамерой и послойным введением заряда является новой и более простой среди всех имеющихся схем форкамерных двигателей.

2. Процесс искрового зажигания, формирования фронта пламени и его распространения по богатой вспомогательной смеси в отсекающейся форкамере протекает нормально. Процесс факельного воспламенения и горения рабочей смеси в основной камере сгорания протекает эффективно и стабильно.

3. Минимальные значения удельного индикаторного расхода топлива 160—165 г/л.с.ч отмечается в этом двигателе при работе в широком диапазоне час-

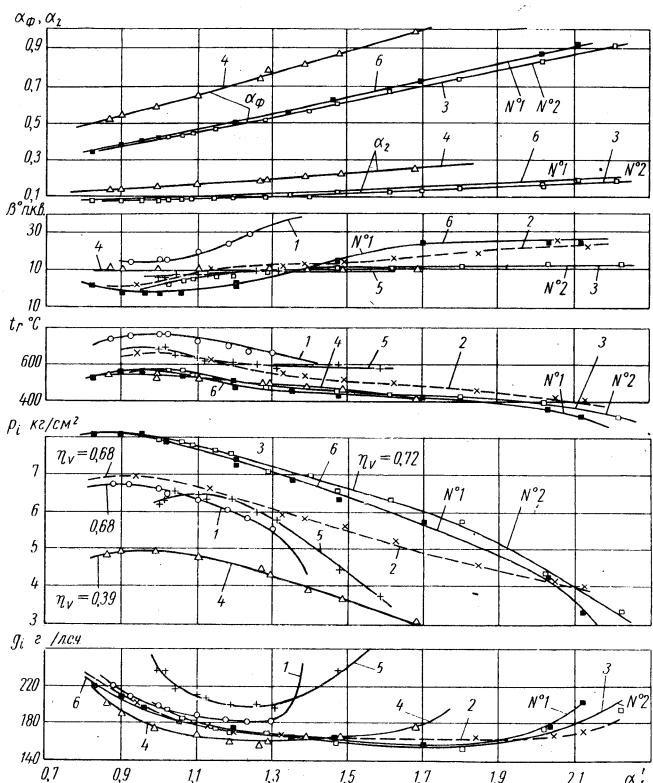


Рис. 5. Характеристики по изменению состава смеси, снятые на одноцилиндровом двигателе при различных способах зажигания рабочей смеси:

1 — искровое зажигание; свеча не утоплена; полное открытие дроссельной заслонки; 2 — форкамерное зажигание с постоянно отделенной форкамерой; полное открытие дроссельной заслонки; $V_{\phi} = 1,9 \text{ см}^3$, $d_0 = 3 \text{ мм}$; 3 — форкамерное зажигание с отсекающейся форкамерой; полное открытие дроссельной заслонки; $V_{\phi} = 2 \text{ см}^3$, $d_0 = 2,1 \text{ мм}$; 4 — форкамерное зажигание с отсекающейся форкамерой; прикрытое открытие дроссельной заслонки; $V_{\phi} = 2 \text{ см}^3$, $d_0 = 2,1 \text{ мм}$; 5 — искровое зажигание с утопленной свечой в объеме 2,2% от V_c ; полное открытие дроссельной заслонки; 6 — форкамерное зажигание с отсекающейся форкамерой, полное открытие дроссельной заслонки; $V_{\phi} = 2 \text{ см}^3$, $2d_0 = 2 \times 2,7 \text{ мм}$.

которого НАМИ совместно с Московским заводом малолитражных автомобилей и Институтом химической физики изготовлен проект двигателя с отсекающейся форкамерной системой. В настоящее время проводятся доводочные исследования системы питания и регулирования.

Требования к частотным характеристикам электронно-измерительной аппаратуры, применяемой для исследования процесса топливоподачи в быстроходных дизелях

Б. Н. ФАЙНЛЕЙБ, Л. А. КЛОЧЕВ

ЧНИТА

ПРИ исследовании процессов топливоподачи в основном приходится сталкиваться с двумя видами измерений: измерениями давлений в различных точках топливоподающей аппаратуры и измерениями линейных перемещений некоторых ее деталей в процессе топливоподачи. Оба вида измерений имеют характерные для работы топливоподающей аппаратуры особенности, обусловленные большими скоростями протекания процесса топливоподачи — высокой цикличностью и малой длительностью при большой крутизне переднего и заднего фронтов. Диапазон измеряемых давлений велик, поэтому применяемая аппаратура в каналах низкого давления должна обеспечить измерение давлений порядка 1—25 атм и в каналах высокого давления порядка 500—1000 атм и выше. Необходимо, чтобы аппаратура позволяла регистрировать не только переменную составляющую исследуемого процесса, но и постоянную составляющую, например давление в нагнетательном трубопроводе в процессе впрыска и остаточное давление между циклами. Необходимо также, чтобы датчики, устанавливаемые на топливную аппаратуру, не изменяли заметно величину объемов каналов и другие условия протекания процесса, так как это приводит к изменению характера топливоподачи. При исследовании движения деталей в процессе топливоподачи основной интерес представляют детали, движущиеся возвратно-поступательно и участвующие непосредственно в организации процесса впрыска, например игла форсунки и нагнетательный клапан. Величины перемещений этих элементов малы и составляют 0,4—5 мм. Их характер движения может быть весьма сложным, а скорости движения большими.

В силу указанных особенностей для исследования процесса топливоподачи нашло широкое применение осциллографирование.

Комплект измерительной аппаратуры, состоящий обычно из датчика электронного усилителя и осциллографа, может иметь различные технические характеристики, определяющие возможность его использования для тех или других измерений.

Одним из главных требований, предъявляемых к такому комплексу измерительной аппаратуры, является точность воспроизведения регистрируемого процесса.

Любой периодический процесс может быть представлен как сумма простейших функций — гармоник с частотами, кратными основной. Для более точного описания процесса необходимо просуммировать большее количество гармоник¹.

При исследовании процессов топливоподачи оценку определяемых параметров (давлений в различных точках, а также перемещений отдельных элементов насоса или форсунки) обычно производят по амплитудным значениям измеряемых величин. Кроме того, представляет интерес для оценки процесса топливоподачи знание скорости изменения отдельных параметров (например, скорости подъема иглы форсунки), что определяется крутизной фронтов этих процессов. Исходя из этого, целесообразно сформулировать требования к необходимому частотному спектру¹, беря за основу не величину средней квадратичной погрешности, которую обычно применяют для оценки точности воспроизведения процессов [1], а величину амплитудной погрешности и время нарастания значения исследуемого параметра. Представление о необходимом частотном спектре рассматриваемых процессов, описываемых с заданной точностью, можно получить на основании анализа треугольного и прямоугольного импульсов, которые весьма близки по форме к процессам, исследуемым в топливной аппаратуре (например, к кривой подъема иглы форсунки или кривой давления впрыска топлива).

Требования к необходимому частотному спектру, исходя из допустимой амплитудной погрешности, проще проанализировать на примере треугольного импульса, представленного на

рис. 1. В соответствии с теоремой Фурье указанный процесс разлагается в ряд [1]:

$$f_x = A_0 \left[\frac{a}{4\pi} + \frac{1}{k\pi} \sum_{k=1}^{k=\infty} \left(\sin ka - \frac{1 - \cos ka}{ak} \right) \cos kx + \left(-\cos ka + \frac{\sin ka}{ak} \right) \sin kx \right]. \quad (1)$$

Если в формулу (1) подставить вместо x величину, равную $0,9a$ (в точке $x=a$ ряд сходится весьма медленно), то можно подсчитать, какое количество гармоник необходимо просуммировать для получения амплитуды с заранее заданной погрешностью. На рис. 1 также приведен график, показывающий ве-

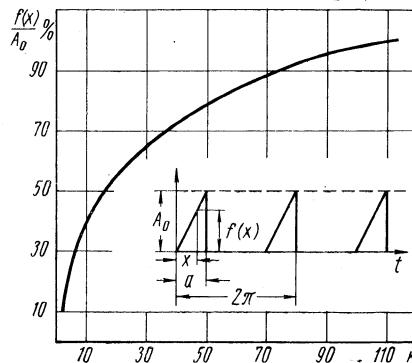


Рис. 1. График зависимости амплитуды пилообразного процесса от порядка учитываемой гармоники.

личину получаемой амплитуды треугольного импульса f_x в процентах от заданного значения A_0 в зависимости от порядка учитываемой гармоники. Из графика видно, что даже для точки $x=0,90$, при описании процесса треугольной формы с огниванием по амплитуде с точностью не более 1% необходимо учитывать гармоники до 110 порядка, а с точностью до 5% достаточно учитывать до 86 порядка.

В табл. 1 приведены значения необходимого частотного спектра для процессов топливоподачи длительностью 15° (по углу поворота кулачкового вала насоса) при различном числе оборотов.

Таблица 1

Число оборотов вала насоса в минуту	Необходимый частотный спектр в гц при погрешности в определении амплитуды в %		
	1	3	5
500	900	850	750
1000	1800	1700	1500
2000	3600	3400	3000
3000	5400	5100	4500

Очевидно, что с уменьшением длительности процесса топливоподачи при тех же числах оборотов вала насоса необходимый частотный спектр будет увеличиваться, а с увеличением — уменьшаться.

При регистрации процессов с крутыми фронтами необходимый частотный спектр следует определять из погрешности, вызываемой тем, что амплитуда пропускаемого импульса достигает номинального значения не сразу, а через какой-то проме-

¹ В дальнейшем частотный спектр исследуемого процесса, который обеспечивает его описание с заданной точностью, будем называть необходимым частотным спектром исследуемого процесса.

жуток времени τ , который обычно называют временем нарастания.

Наибольшая крутизна фронта нарастания будет у импульсов, приближающихся по форме к прямоугольным (рис. 2).

На основании гармонического анализа прямоугольного импульса можно определить необходимый частотный спектр при

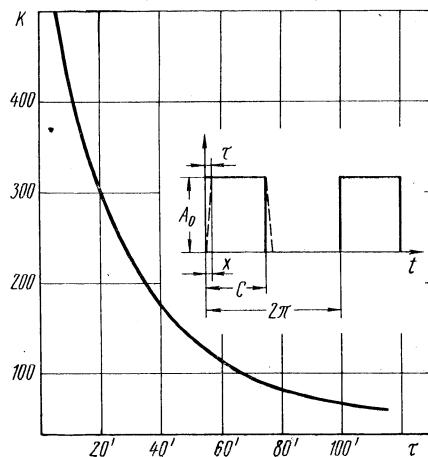


Рис. 2. График зависимости угла нарастания φ_n от порядка учитываемой гармоники.

заданной погрешности по времени нарастания. Периодические колебания прямоугольной формы могут быть представлены следующим рядом [1]:

$$f_x = A_0 \left[\frac{c}{2\pi} + \frac{1}{k\pi} \sum_{k=1}^{k=\infty} \sin kc \cdot \cos kx + (1 - \cos kc) \sin kx \right]. \quad (2)$$

Принимая длительность процесса топливоподачи равной 15° (по углу поворота кулачкового вала насоса), по формуле (2) подсчитываем время нарастания сигнала до амплитудного значения в зависимости от порядка учитываемых гармоник. Результаты расчета в виде графика, показывающего зависимость угла нарастания от порядка учитываемой гармоники, представлены на рис. 2. В табл. 2 приведены значения спектра частот, необходимого для описания процессов прямоугольной формы, длительностью не менее 15° с допустимой (в процентах) погрешностью по времени нарастания.

Таблица 2

Число оборотов вала насоса в минуту	Необходимый спектр частот в $g\cdot\text{с}^{-1}$ при величине времени нарастания в % к длительности основного процесса				
	1	2	3	4	
500	4 000	25 000	1 800	1500	
1000	8 000	5 000	3 600	3000	
2000	16 000	10 000	7 200	6000	
3000	24 000	15 000	10 800	9000	

С уменьшением длительности процесса увеличивается его основная частота, а следовательно, увеличивается «скважность процесса» и необходимый спектр частот, то же происходит и при увеличении числа оборотов вала насоса.

Сопоставляя оба вида погрешностей, можно сделать вывод, что более чувствительной к учитываемому спектру частот является погрешность по времени нарастания импульса. Ограничивающая допустимую погрешность в запаздывании нарастания импульса (2%), можно принять в качестве верхней границы частоты необходимого спектра для процессов топливоподачи быстроходных дизелей автотракторного типа 3500—10 000 $g\cdot\text{с}^{-1}$.

В измерительном приборе степень трансформации проходящих через него сигналов будет зависеть от их частоты. Это свойство прибора обычно характеризуется его частотной характеристикой, представляющей зависимость изменения амплитуды сигнала при прохождении через прибор от его частоты. Очевидно, что для регистрации исследуемого процесса с заданной точностью необходимо, чтобы верхний предел частоты, который

может быть пропущен измерительной аппаратурой без существенных искажений, был выше необходимого спектра частот исследуемого процесса. При этом степень допустимого искажения амплитуд гармоник с частотами, лежащими в пределах необходимого спектра исследуемого процесса, будет различной в зависимости от характера процесса и, в частности, от степени затухания коэффициентов Фурье при разложении функции в гармонический ряд. Для процессов топливоподачи целесообразно было бы, чтобы амплитудная погрешность прибора не превышала 2% в пределах необходимого спектра частот. Частоты, пропускаемые прибором с учетом принятой погрешности, обычно называют верхним пределом частот прибора и, очевидно, могут быть определены из частотной характеристики прибора. Верхний предел частот всего измерительного устройства регламентируется частотной характеристикой каждого из входящих в него элементов (датчика, усилителя, регистрирующего прибора).

Если при выборе аппаратуры неизвестна ее частотная характеристика, ее можно определить расчетным или экспериментальным путем.

В датчиках с упругим элементом верхний предел пропускаемых частот определяется, как и в любой «упругой» колебательной системе, частотой ее собственных колебаний. Верхний предел пропускаемых датчиком частот обычно в 3—4 раза меньше частоты собственных колебаний [2]. Собственная частота пьезокварцевых датчиков может быть определена расчетным путем [2]. Для промышленных образцов она равна обычно 20—30 $kg\cdot\text{с}^{-1}$ и может быть значительно выше у датчиков специального назначения. При хорошей чувствительности она может быть очень высокой [3], [4]. Например, для мембранных датчиков с диаметром стальной мембрани 10 mm при толщине 1 mm расчет показывает, что частота его собственных колебаний не ниже 200 $kg\cdot\text{с}^{-1}$.

Из приведенных примеров видно, что верхний предел частот датчиков с упругими чувствительными элементами может быть значительно выше необходимого спектра частот. У датчиков безконтактного типа (емкостных или индуктивных) верхний предел зависит от частоты переменного тока, питающего схему.

У усилителей, применяемых для исследования динамических процессов, для снятия частотно-амплитудной характеристики можно воспользоваться генератором звуковой частоты (типа ЗГ-14) и электронно-лучевым осциллографом (типа С1-4). Частотно-амплитудная характеристика электрометрического усилителя может быть снята путем изменения частоты переменного тока, подаваемого на вход указанного усилителя. По отношению величины амплитуды при низкой частоте (50—100 $g\cdot\text{с}^{-1}$) к величине амплитуды при других частотах строят частотно-амплитудную характеристику усилителя. Обычно для усилителей этого типа, рассчитанных на работу со шлейфовыми осциллографами, верхний предел частот лежит на уровне 10—15 $kg\cdot\text{с}^{-1}$ (рис. 3, кривая *a*); для усилителей, рассчитанных на работу с электронно-лучевыми осциллографами, он может достигать 60—100 $kg\cdot\text{с}^{-1}$. Частотно-амплитудная характеристика усилителя на несущей частоте при наличии фильтра может быть снята и построена аналогичным способом [5]. На вход усилителя в этом случае подается от звукового генератора напряжение с частотой, близкой к несущей, т. е. с частотой $\omega_{\text{вх}} = \omega_{\text{нес}} \pm \Omega$, где Ω — модулирующая частота.

На выходе усилителя, после фильтра, остается лишь напряжение модулирующей частоты. На рис. 3 приведены частотно-амплитудные характеристики тензометрических усилителей на несущей частотой 50 000 $g\cdot\text{с}^{-1}$ (кривая *b*) и 5000 $g\cdot\text{с}^{-1}$ (кривая *c*).

Сравнивая приведенные частотно-амплитудные характеристики этих двух усилителей, можно заметить, что верхний предел частот в обоих случаях будет составлять примерно $1/10$ часть несущей частоты (погрешность по амплитуде не выше 2%). С увеличением допустимого предела амплитудной погрешности, например, до 6% предел пропускаемых частот будет равен $1/5$ несущей частоты.

Регистрация процессов топливоподачи может быть осуществлена как шлейфными, так и электронно-лучевыми осциллографами, однако наибольшее применение для регистрации процессов топливоподачи находят шлейфные осциллографы, так как они позволяют регистрировать одновременно целый ряд взаимосвязанных процессов.

Возможности выпускаемых в настоящее время большинства электронно-лучевых осциллографов в этом отношении ограничены, хотя они и имеют весьма хорошие частотные характеристики.

Применение шлейфных осциллографов при исследовании процессов топливоподачи быстроходных дизелей определяется

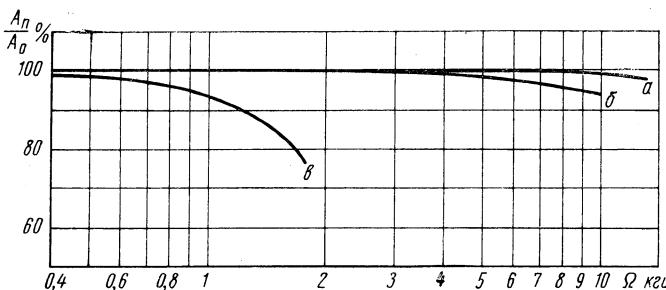


Рис. 3. Частотно-амплитудная характеристика усилителя:
а — тензометрический с несущей частотой 5000 гц; б — тензометрический с несущей частотой 50000 гц; в — пьезокварцевый.

в первую очередь частотными характеристиками шлейфов, которыми они комплектуются. К универсальным осциллограммам типа МПО2 и Н102, получившим широкое распространение, выпускаются шлейфы типа МОВ 2 и Н 135. Высокочастотными из них являются: МОВ 2-1, Н 135-2, Н 135-3, МОВ 2-II и Н 135-6 с рабочим диапазоном частот, соответственно равным 1500; 2000; 3000; 5000; 6000 гц, при этом допускаемая погрешность по амплитуде не должна превышать 5%. Очевидно, что если погрешность по амплитуде принять за 2%, то рабочий диапазон частот будет еще ниже, чем в паспорте. Следовательно, несмотря на лучшие частотные характеристики остальных элементов схемы, рабочий диапазон частот всего измерительного тракта будет ниже необходимого частотного спектра, что, в свою очередь, отразится на величине погрешности, особенно на времени нарастания при регистрации процессов с крутыми фронтами.

Поскольку рабочий диапазон частот шлейфа может значительно отличаться от указанного в паспорте, целесообразно перед применением шлейфов производить их проверку и отбор. Проверка шлейфов на чувствительность их переменному току

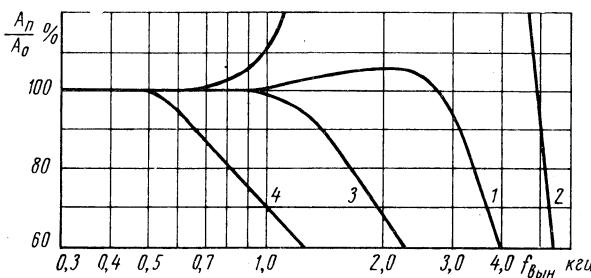


Рис. 4. Частотно-амплитудные характеристики шлейфов с разной степенью успокоения а:
1 и 2 — шлейфы Н 135-2; 3 и 4 — шлейфы МОВ 2-1.

(частотно-амплитудная характеристика шлейфа) может быть осуществлена с помощью генератора звуковой частоты по методике, аналогичной описанной. На рис. 4 приведены частотно-амплитудные характеристики четырех шлейфов двух типов. Для шлейфа типа МОВ 2-1, бывшего в ремонте, верхний предел частот (кривая 4) ограничен частотой примерно 650 гц, в то время как шлейф этого же типа (кривая 3) имеет верхний предел 1500 гц (нормальный для данного типа шлейфа диапазон частот). На примере двух других шлейфов типа Н 135-2 (кривые 1 и 2) также явно видна разница в их частотных характеристиках. Ухудшение частотно-амплитудной характеристики шлейфа (кривая 2) является следствием изменения степени успокоения (демпфирования) его подвижной части, погруженной для этого в масло определенной вязкости. При оптимальной степени успокоения (для шлейфов общего назначения оптимальной считается степень успокоения, равная 70—80% от критической [6]) способность шлейфа воспроизвести исследуемый процесс будет наилучшей и погрешность по амплитуде в момент включения шлейфа не будет превышать 5%.

Существует довольно простой способ [6], позволяющий определить степень успокоения шлейфа по отношению величины амплитудного выброса в момент включения шлейфа к амплитуде установившегося сигнала. Метод этот хорош еще и тем, что позволяет визуально отбирать для работы шлейфы, имеющие одинаковую амплитудный выброс в момент включения, а следовательно, и одинаковую погрешность по амплитуде. На рис. 5 представлены осциллограммы прямоугольных импульсов, зарегистрированные шлейфами, амплитудно-частотные характеристики которых приведены на рис. 4. Осциллограммы а и в сняты шлейфами Н 135-2 и МОВ 2-1, имеющими степень успокоения около 60%. Как уже отмечалось, рабочие диапазоны частот этих шлейфов не ниже нормы, у шлейфа Н 135-2 (осциллограмма б) степень успокоения примерно равна 15%, а у шлейфа МОВ 2-1, бывшего в ремонте (осциллограмма г), — около 100%, что существенно отражается на их частотно-амплитудных характеристиках.

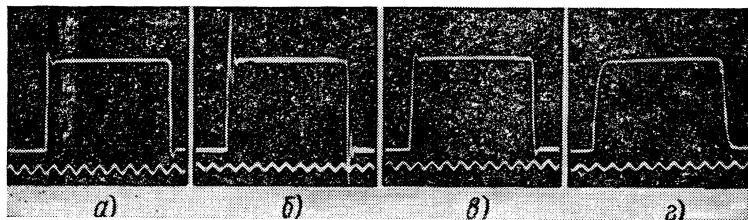


Рис. 5. Осциллограммы прямоугольных импульсов, зарегистрированные шлейфами с разной степенью успокоения:
а — Н 135-2 $\alpha = 60\%$; б — Н 135-2 $\alpha = 15\%$; в — МОВ 2-1 $\alpha = 60\%$; г — МОВ 2-1 $\alpha = 100\%$.

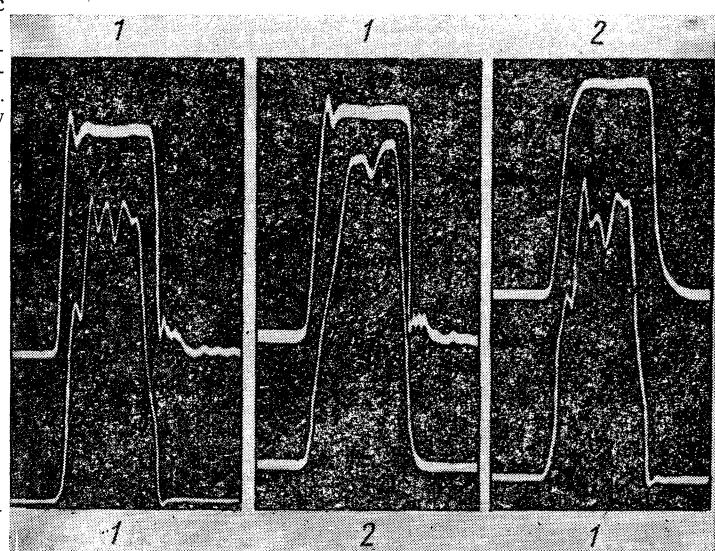


Рис. 6. Осциллограммы процессов топливоподачи:
1 — шлейф МОВ 2-1 $\alpha = 60\%$; 2 — шлейф МОВ 2-1 $\alpha = 100\%$ (после ремонта).

На рис. 6 приведены осциллограммы двух процессов, снятых шлейфами одного типа. Верхняя кривая — подъем иглы форсунки, нижняя — давление впрыска. В первом варианте оба процесса сняты шлейфами с одинаковыми характеристиками, во втором и третьем — шлейфами с разными характеристиками в различных комбинациях. На этих осциллограммах заметно искажение процесса при регистрации его шлейфом с худшей характеристикой.

Выводы

1. Вследствие кратковременности и большой крутизны фронтов процесса топливоподачи в быстроходных автотракторных дизелях с максимальным числом оборотов кулачкового вала насоса в минуту от 700 до 2000 необходимый частотный спектр для описания этих процессов с допустимой степенью искаже-

ния по амплитуде и времени нарастания не более 2% составляет примерно 3500—10 000 гц.

2. Наиболее точное воспроизведение процессов топливоподачи может быть получено с помощью комплекта измерительной аппаратуры, состоящей из пьезокварцевого датчика, электрометрического усилителя и электронного осциллографа. Рабочий диапазон частот этой цепи составляет 7—10 кгц, что удовлетворительно совпадает со значениями необходимого частотного спектра.

3. Тензометрические усилители, используемые для исследования процессов топливоподачи, должны иметь несущую частоту не ниже 35 кгц. Желательно, чтобы они укомплектовывались фильтрами, позволяющими работать в комплексе с электронными осциллографами. При применении для регистрации шлейфных осциллографов даже с высокочастотными шлейфами (рабочий диапазон частот 1500—3000 гц) возможны искажения в описании крутых фронтов процессов топливоподачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мэнли Р. Анализ и обработка записи колебаний. Машгиз, 1948.
2. Степкин и др. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. АН СССР, Лаборатория двигателей, 1960.
3. Турчин А. М., Новицкий П. В. Проволочные преобразователи и их техническое применение. Госэнергоиздат, 1957.
4. Клепач В. В. «Измерительная техника», 1959, № 5.
5. Кедров В. В. и др. Аппаратура для измерения деформаций с помощью проволочных тензодатчиков. Труды ЦАГИ. Оборонгиз, 1957.
6. Бурянов Б. П. Магнитоэлектрический осциллограф. Госэнергоиздат, 1952.

УДК 629.113.62.011.5

Опытные исследования унифицированных кузовных конструкций

Канд. техн. наук Ю. А. ПАЛЬМ, канд. техн. наук А. Н. СОЛЯНОВ,

Г. В. ВИШНИК, А. К. НОСОВ, В. М. ОСИПОВ, А. С. РЕЗЧИКОВ, Ю. К. ФУРЦЕВ

Завод имени Урицкого, Саратовский политехнический институт

На ЗАВОДЕ имени Урицкого совместно с сотрудниками Саратовского политехнического института с 1961 г. проводятся детальные исследования прочности и жесткости унифицированных кузовов троллейбусов с целью уменьшения металлоемкости кузова и основания при сохранении достаточной надежности и долговечности. Испытаниям были подвергнуты троллейбусы ЗиУ-5 и ЗиУ-7.

Определение напряжений в элементах конструкции осуществлялось датчиками омического сопротивления, которые наклеивались вдоль возможного направления усилия. Если направление силового потока было неизвестно, то использовались розетки из трех датчиков. На кузове троллейбуса ЗиУ-7 было размещено 680 датчиков, а на кузове троллейбуса ЗиУ-5 — 730. Датчики через коммутатор подсоединялись к автоматическому измерительному прибору, изготовленному в политехническом институте.

Углы закручивания кузова определялись с помощью оптического квадранта, а в отдельных опытах по прогибомерам Максимова Н. Н. (тип ПМ-3).

Испытания кузовов проводились без внутренней декоративной обшивки и без пассажирских сидений, вес которых учитывался при загрузке кузова.

Загрузка кузова осуществлялась чугунными грузами, размещенными на полу машины по схеме возможного неравномерного размещения пассажиров в салоне троллейбуса (рис. 1).

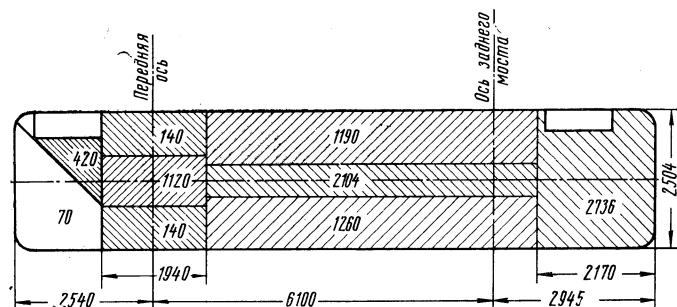


Рис. 1. Схема загрузки кузова троллейбуса ЗиУ-5 при динамических испытаниях.

При статическом загружении определялись: напряжения в элементах основания, каркаса и обшивки при изгибе и закручивании кузова и углы закручивания кузова по отдельным участкам основания. Закручивание кузова осуществлялось опусканием диагонально расположенных колес на 200 мм с последующим доведением до вывешивания переднего правого или левого колеса.

Динамические (дорожные) испытания троллейбусов проводились на маршрутных линиях г. Саратова. Для записи динамических напряжений при дорожных испытаниях был использован восьмиканальный усилитель 8АНЧ-7М с осциллографом Н-700. Осциллограммы напряжений для троллейбуса ЗиУ-5 записывались по 88 точкам, а для ЗиУ-7 — по 33.

В программу дорожных испытаний было включено следующее.

1. На хорошей асфальтовой дороге: а) разгон до максимальной скорости 50—55 км/ч; б) переезд через трамвайный путь со скоростью 25—30 км/ч; в) экстренное торможение со скоростью 30—35 км/ч.

2. На плохой асфальтовой дороге: а) разгон до скорости 30—40 км/ч; б) переезд через трамвайный путь со скоростью $v_1=10-15$ км/ч и $v_2=25-30$ км/ч.

3. На плохой булыжной дороге: а) разгон до скорости 25—30 км/ч; б) езда со скоростью 10—15 км/ч.

4. При переезде искусственного препятствия высотой 200 мм со скоростью 8—10 км/ч: а) переезд через препятствие колесами правого борта; б) переезд через препятствие колесами левого борта.

К плохой булыжной дороге отнесена дорога с большими дефектами покрытия, такими как ямы, ухабы, крупные выбоины и «волнистость».

Для оценки динамической прочности все испытания делились на три группы:

- 1) нормальные эксплуатационные условия [п. 1, а, б, в; п. 2, б (v_1); п. 3, б];
- 2) повышение скорости движения [п. 2, а, б (v_2); п. 3, а];
- 3) наезды на искусственное препятствие (п. 4, а, б).

Кузова унифицированной конструкции, изготавливаемые на заводе им. Урицкого, включают сварные основания и каркас из тонкостенных элементов, причем для основания используется низколегированная сталь, а для каркаса — малоуглеродистая. Дюралевая обшивка соединяется с каркасом заклепками. Для несущих элементов конструкции троллейбусов характерно применение гнутых тонкостенных профилей открытого типа с очень низкой крутильной жесткостью. Так, например, для поперечных балок основания крутильная жесткость в 4—5 тыс. раз меньше максимальной изгибной жесткости. В связи с этим возникают большие деформации закручивания при малых скручивающих усилиях, которые в условиях стесненной депланации приводят к значительным секторальным напряжениям.

Оценка крутильной жесткости проводится по величине углов закручивания. На диаграмме (рис. 2) показано распределение углов закручивания по длине троллейбуса ЗиУ-5 от переднего (ПБ) до заднего (ЗБ) буфера. Малыми буквами обозначены участки размещения: дверного проема (а), передней оси (б), двигателя (в), заднего моста (г) и проема двери (д).

Троллейбус ЗиУ-5 имеет максимальный относительный угол закручивания в средней части кузова, ближе к заднему мосту

17—19 мин/м, средний относительный угол закручивания по буферам 7,0—8,3 мин/м, что превышает значения, рекомендованные НАМИ (4—6 мин/м).

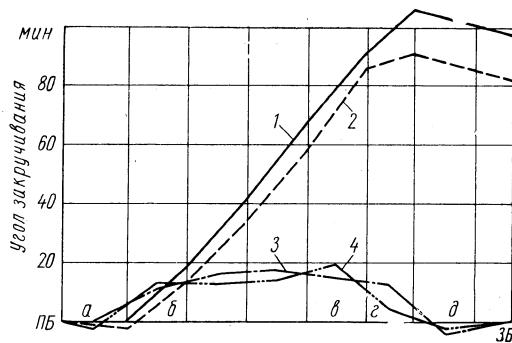


Рис. 2. Диаграмма распределения углов закручивания по длине кузова троллейбуса ЗиУ-5:

а — дверной проем; б — передняя ось; в — двигатель; г — задний мост; д — дверной проем; 1 — полные углы при вывешивании левого ската; 2 — относительные углы при вывешивании правого ската; 3 — относительные углы при вывешивании левого ската; 4 — относительные углы при вывешивании правого ската.

Сравнение относительных углов закручивания троллейбуса ЗиУ-5 с данными испытаний некоторых типов отечественных и зарубежных автобусов и троллейбусов¹ показывает, что средний относительный угол закручивания троллейбуса ЗиУ-5 примерно на 45% превышает среднее его значение у машин отечественного производства.

Анализ проведенных статических и динамических испытаний подтверждает необходимость в накоплении опытного материала для обсуждения следующих вопросов: можно ли отказаться от оценки прочности по вывешиванию переднего колеса для кузовов со значительными консольными участками; о влиянии максимальных относительных углов закручивания на отдельных участках кузова на оценку общей прочности, жесткости и долговечности машины.

Применительно к конструкции троллейбусов ЗиУ выявилось следующее. Для троллейбусов большой грузоподъемности со значительными консольными участками в условиях эксплуатации нельзя получить закручивание с провесом переднего колеса. Если при движении возникнет возможность провисания переднего колеса, то передняя часть кузова «сядет» на грунт и характер силового воздействия на кузов резко изменится. Во всех других случаях опирание на грунт будет осуществляться на четыре колеса и все напряжения окажутся значительно ниже, чем при закручивании с вывешиванием переднего колеса.

К настоящему времени троллейбусы ЗиУ-5, выпущенные заводом в 1960—1961 гг., несмотря на недостаточную жесткость кузова (большие углы закручивания), имеют пробег свыше 200 тыс. км. При этом кузов работает удовлетворительно, разрушения элементов основания и каркаса, если имеются, то не носят массового характера.

Для троллейбуса ЗиУ-5 наибольший относительный угол закручивания наблюдается на участке между пятой и шестой поперечными балками основания. На этом участке в эксплуатации наблюдались усталостные трещины в лонжероне и в дополнительной продольной балке в местах крепления кронштейнов тягового двигателя.

¹ Гельфгат Д. Б., Воронцова Н. И. Беляков Н. И. «Автомобильная промышленность», 1962, № 9.

Возникновение усталостных трещин наблюдалось при пробегах в среднем от 40 до 110 тыс. км и, как правило, на машинах, эксплуатируемых со значительными перегрузками по нагрузке, и при движении по дорогам с некачественным покрытием, особенно булыжным.

Это подтверждает необходимость в обобщении опытных данных по связи максимальных относительных углов закручивания с надежностью и долговечностью конструкции и возможности пересмотра в дальнейшем методики оценки кузовов большой грузоподъемности с консольными участками. Для конструкций с большими консольными участками учет углов закручивания консолей (они много меньше углов закручивания средних участков кузова) относительно угла закручивания по буферам значительно снижает величину этого угла.

Выравнивание относительных углов по длине машины с учетом максимального допустимого значения позволит повышать средний угол закручивания без снижения прочности.

При назначении допустимых углов закручивания целесообразно учитывать характер работы обшивки и ее соединительных элементов. Дюралевая обшивка на стальном каркасе за счет разных модулей упругости и совместности деформаций позволяет устанавливать более высокий средний угол закручивания, но с обязательным ограничением максимального относительного угла закручивания.

Повышение крутильной жесткости за счет лучшего использования материала и его рационального размещения, выравнивание относительных углов закручивания по всей длине машины и повышение допускаемого значения среднего относительного угла закручивания до величины, позволяющей сохранить долговечность и надежность машины, должны привести к значительному снижению веса кузовных конструкций.

Сравнение статических напряжений закручивания кузова до вывешивания переднего колеса и наибольших динамических напряжений в нормальных условиях эксплуатации показывает, что динамическое напряжение по элементам основания значительно выше статических напряжений кручения, а по элементам каркаса, наоборот, значительно ниже. Из этого следует, что нельзя оценивать прочность кузова троллейбуса, отдавая предпочтение результатам статических испытаний.

Динамические напряжения определялись так:

$$\sigma_D = \sigma_u + \sigma_a,$$

где σ_u — статическое напряжение при изгибе;
 σ_a — амплитудное напряжение.

Коэффициенты динамичности

$$K_D = \frac{\sigma_u + \sigma_a}{\sigma_u}.$$

При испытаниях отмечено изменение коэффициентов динамичности в широких пределах. Так, для основания при нормальных эксплуатационных условиях коэффициент динамичности получен в пределах 1,8—3,0; при наездах на препятствие 4,0—6,0; по элементам каркаса — 1,8—4,7, а для шпангоутов и межоконных стоек 2,1—17,9. Особенно высокие коэффициенты динамичности получены для тех элементов, которые в условиях статического изгиба практически не работают, а при статическом закручивании имеют высокие напряжения.

Наличие значительных переменных напряжений $\pm 1000—1600 \text{ кг/см}^2$ для ряда сечений лонжеронов, шпангоутов, межоконных стоек и надоконных стрингеров обязывает учитывать возможность разрушения от усталости, к тому же сталь 15ХСНД, идущая на лонжероны, имеет повышенную чувствительность к концентрации напряжений, поэтому необходимо принимать конструктивные и технологические меры по уменьшению возможных очагов концентрации напряжений.

УДК 629.11.011.6.004.18

Трехслойные конструкции в кузовостроении

Канд. техн. наук В. С. ЦЫБИН, Б. А. АФАНАСЬЕВ
МВТУ имени Баумана

КУЗОВА современных автомобилей представляют собой конструкции, состоящие из однослоиных панелей (стальных, алюминиевых или пластмассовых) или оболочек, подкрепленных усилителями или каркасом, и образующих в ряде случаев (несущие конструкции) замкнутые силовые системы. Развитие этих конструкций достигло уже такой степени, что

невозможно ожидать значительного снижения их веса, повышения прочности и жесткости без внедрения каких-либо принципиально новых конструктивных решений.

В последние годы в различных отраслях промышленности получили распространение так называемые трехслойные конструкции, состоящие из прочных тонких оболочек и значитель-

но менее прочной, но легкой сердцевины. Они отличаются высокой прочностью и жесткостью при малом весе, вибростойкостью, высокими теплозвукоизоляционными свойствами. Применение трехслойных конструкций в кузовах автомобилей ставит на более высокую ступень развития автомобилестроение, так как это позволяет значительно повысить технические показатели автомобилей. Несмотря на то, что этот принцип конструирования в автомобилестроении только начинает внедряться, уже насчитывается большое количество примеров успешного применения как в СССР, так и за рубежом. Так, автозаводом имени Лихачева совместно с МВТУ имени Баумана создан ряд кузовных трехслойных конструкций из стеклопластиков и пенопластов. Одна из них — кабина [1] для грузового автомобиля показана на рис. 1. Нашей промышленностью выпуск-

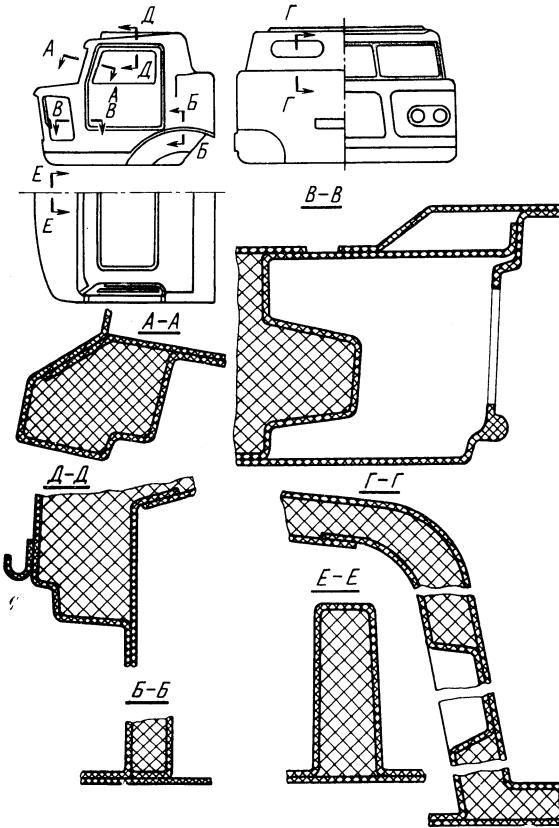


Рис. 1. Кабина грузового автомобиля ЗИЛ.

каются также кузова-фургоны с панелями трехслойного типа, состоящими из металлических оболочек и пенопласта, армированного фанерой.

В Англии фирма Скаммел изготавливает пластмассовые трехслойные кабины для грузовых автомобилей, а фирма Майн Эгертон — кузова авторефрижераторов, имеющих оболочки из алюминия или стеклопластика и сердцевину из пористого поливинилхлорида. Фирма Холмс Александр выпускает полу-прицепы-рефрижераторы трехслойной конструкции грузоподъемностью до 12 т. Весьма перспективны трехслойные конструкции в цистернах для перевозки жидкого газа, так как отношение собственного веса автомобиля с такой цистерной к весу перевозимого груза не превышает 2, в то время как в обычных конструкциях составляет 9. Такие цистерны выдерживают внутреннее давление до 10 кг/см² при температуре -100°. Внутренняя оболочка их выполнена из нержавеющей стали, наружная — из алюминия или стеклопластика, а сердцевина — из пенопласта с удельным весом 0,06—0,1 г/см³. Так, в Канаде фирмой Ф. Р. П. построена цистерна-полуприцеп длиной 10 м с трехслойной пластмассовой оболочкой (стеклопластик — пенопласт — стеклопластик). Цистерна при собственном весе 4,3 т имеет емкость около 32 м³.

Трехслойные конструкции открывают большие возможности перед создателями кузовов плавающих автомобилей. При соответствующем оформлении корпуса он может быть выполнен даже непотопляемым [2], [3]. В США в 1961 г. построен плаваю-

щий автомобиль «Фокс» с пластмассовым корпусом трехслойного типа с толщиной стенок 50 мм. При собственном весе 540 кг он имеет грузоподъемность 450 кг.

Особый интерес представляет автомобиль-амфибия ХМ-521 грузоподъемностью 2400 и собственным весом 2080 кг [4]. На рис. 2 показан общий вид несущего кузова этого автомобиля, выполненного из трехслойных плит (алюминий — соты — алюминий). Наружная оболочка корпуса имеет толщину 2,3 мм, внутренняя — 0,6 мм, а сотовая сердцевина из алюминиевой

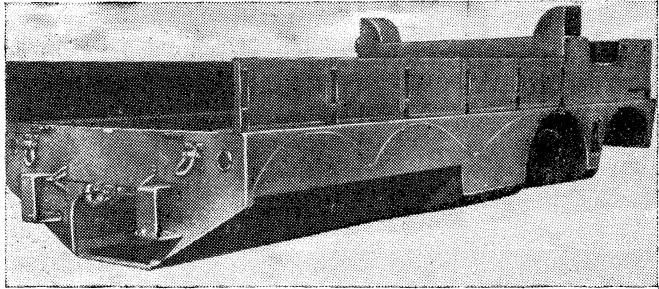


Рис. 2. Общий вид несущего кузова автомобиля ХМ-521.

фольги — 20—40 мм. Корпус состоит из 24 плоских сотовых панелей, склеенных и склеиваемых между собой. На рис. 3 представлен поперечный разрез корпуса между второй и третьей осями. Днище 1, две продольные балки 2 и палуба 3 образуют основной силовой элемент в виде трапеции, воспринимающий изгибающие и скручивающие нагрузки. В местах крепления агрегатов в панелях имеются специальные вставки, предотвращающие смятие сердцевины. Свободное пространство между панелями над колесными нишами заполнено пенополиуретаном, что дополнительно увеличивает жесткость корпуса и значительно уменьшает шумность.

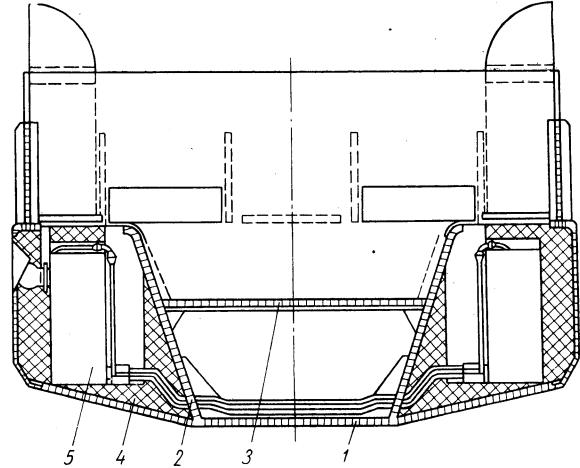


Рис. 3. Поперечный разрез кузова автомобиля ХМ-521: 1 — днище; 2 — продольная балка; 3 — палуба; 4 — пенопласт; 5 — топливный бак.

Анализ выполненных трехслойных конструкций показывает, что наружные оболочки их могут быть выполнены из металлов (сталь, алюминий), пластмасс (полиэфирный или эпоксидный стеклопластики), фанеры и прессованного картона. В качестве среднего слоя используются пенопласти (полистирольные, полихлорвиниловые, полиуретановые и др.), соты (из металлической фольги, стеклоткани или бумаги, пропитанные смолами), древесина (брюки, древесно-стружечные плиты), гофры или ячейки из стеклопластика.

Возможны и комбинированные срединные слои, например армированный пенопласт, соты, гофры и ячейки, заполненные пенопластом, чередующиеся бруски из древесины и пенопласта. Армируется пенопласт фанерой, листовым стеклопластиком или алюминием. Шаг армировки (расстояние между армирующими элементами) оказывает существенное влияние на жесткость заполнителя. Процесс армирования плиточных пенопластов

существляется в определенной последовательности. Блок, набранный из последовательно чередующихся покрытых kleem плит пенопласта и листов армировки, склеивают в прессе при определенном давлении и температуре. Затем из этого блока нарезают плиты заполнителя. Такой процесс хотя и обеспечивает получение заполнителей с необходимыми физико-механическими свойствами, но является продолжительным и трудоемким и связан с большими отходами пенопласта. В таблице приведены свойства некоторых заполнителей.

Вид заполнителя	Структура	Удельный вес в $\text{г}/\text{см}^3$	Предел прочности в $\text{кг}/\text{см}^2$		Влагостойкость	Горючность
			при растяжении	при сжатии		
Бальза	Волокнистая	0,1—0,3	4,5—14 2,8—12,6**	21—133* 37—142	Плохая, разбухает	Горит
Прессованные опилки	Клеевые	0,5—0,7	126	37—142	Плохая, разбухает	Горят
Соты бумажные	—	0,02—0,04	—	2,9—9,7	•	•
Соты алюминиевые	—	0,025—0,13	—	4,3—84	Не поглощают	Не горят
Соты из стеклопластика	—	0,013—0,14	—	9,2—154	Незначительное поглощение	•
Пено-стекло	Ячеистая	0,14	4,5	9,2	То же	Не горит
Пенопласт полистирольный	Закрытая ячейка	0,02—0,32	3,5—7	1—2,5	Плохая	Горит
Пенопласт фенольный	То же	0,08—0,32	4—34	4—68	Не поглощает	Не горит
Пенополиуретан	•	0,01—0,48	0,2—14	0,3—27	То же	Затухает

* Вдоль волокон.

** Поперек волокон.

На рис. 4 показаны наиболее распространенные типы трехслойных панелей. В зависимости от типа применяемых оболочек и сердцевины трехслойные панели получают путем склеивания, вспенивания заполнителя в собранной конструкции и в процессе изготовления оболочек. Наибольшее распространение получил метод склеивания. При этом оболочки могут быть выполнены из любого материала, а сердцевина — из плиточного пенопласта, сот, древесины или гофра. Для склеивания

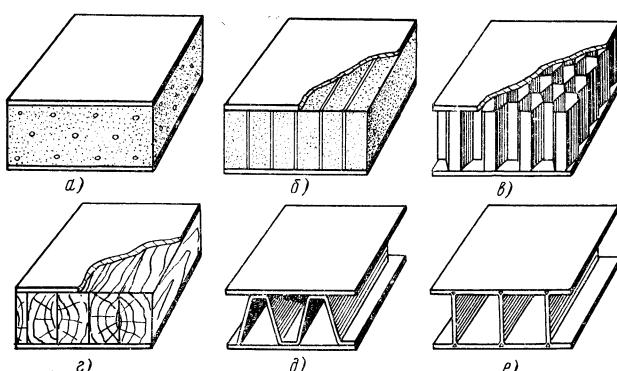


Рис. 4. Наиболее распространенные типы трехслойных панелей: а — с пенопластом; б — с армированным пенопластом; в — с сотами; г — с древесиной; д — с гофром; е — ячеистая.

чаще всего используют эпоксидные клеи, обладающие высокой адгезией ко всем перечисленным материалам. Они используются в жидком виде или в виде пленки. Последние весьма удобны и гигиеничны в производстве. Процесс изготовления панели включает следующие операции: раскрой оболочек и сердцевины, подготовку к склеиванию (обезжиривание), нанесение клея на сопрягаемые поверхности, сжатие пакета и выдержку для отверждения клея (без нагрева или с нагревом). Сжатие чаще всего осуществляется с помощью вакуумного мешка и в автоклаве. Это гарантирует получение равномерного давления по всей панели. При этом способе получения трехслойных панелей большее влияние на их качество оказывают состояние оболочек (отсутствие волнистости, коробления, вмятин и т. п.) и равномерность толщины заполнителя.

При изготовлении оболочек из стеклопластика образование трехслойных конструкций может быть осуществлено в процессе их формования. Так, на отформованную, но не отверженную оболочку, укладывается заполнитель — сердцевина, по которому формуется другая оболочка. Вес таких панелей на 5—15% меньше, чем склеенных обычным способом.

Метод образования трехслойных конструкций путем вспенивания в них заполнителя хотя и ограничен в выборе последнего, но наиболее прост и удобен. При этом используются самовспенивающиеся пенопласти на основе твердых полупрофабрикатов (типа ФК) или жидких компонентов (типа ПУ). Материалы первого типа вспениваются под действием тепла, второго — в результате химической реакции после смешения составляющих. И в первом и во втором случаях при вспенивании происходит повышение давления газов внутри заполненного объема и поэтому панель (деталь) устанавливают в соответствующую ограничительную форму.

Пенополиуретаны (ПУ) отличаются от всех других самовспенивающихся пенопластов высокой технологичностью. Процесс образования трехслойных панелей включает в себя: подготовку оболочек, установку их в ограничительные формы, составление навесок компонентов пенопласта и смешение их, заливку жидкой композиции в заполняемый объем, выдержку до завершения вспенивания и отверждения пены, снятие ограничивающей формы, термическую обработку панели для улучшения свойств пенопласта.

Заполнение жидкой композицией детали в зависимости от ее размеров и объема производства осуществляют либо вручную свободной заливкой из емкостей, в которых смешиваются компоненты, либо с помощью пневматических шприцев [5], либо смесительно-дозирующими машинами (типа УЭП-1), отличающимися весьма высокой производительностью (1—50 $\text{кг}/\text{мин}$) [6].

Образование трехслойных панелей с использованием пенополиуретана может осуществляться и другим способом. Жидкая композиция может быть напылена с помощью специальной установки на одну из оболочек. После вспенивания и отверждения пена обрабатывается по шаблонам и затем к ней приклеивается или приформовывается (в случае стеклопластика) другая оболочка.

Способ получения трехслойных панелей в процессе изготовления оболочек (рис. 4, е) приемлем только для стеклопластиков и применяется пока еще редко. Он заключается в следующем. На покрытую разделительным составом плиту укладывается несколько слоев пропитанной связующим стеклоткани для образования наружного слоя оболочки. Одновременно с этим производят наматывание такой же ткани на прямоугольные скалки, которые затем плотно укладываются на наружный слой оболочки. Скалки закрывают еще несколькими слоями ткани, образующими наружный слой другой оболочки. Для получения гладкой поверхности у второй оболочки ее покрывают плитой, весь пакет помещают в вакуумный мешок для сжатия. После отверждения связующего скалки вынимают. Это единственный в своем роде способ, позволяющий получать монолитные панели, отличающиеся исключительной динамической прочностью и жесткостью при малом собственном весе. Так, например, при равном весе такой плиты со стальным листом ее жесткость превышает аналогичный показатель листа в 18—20 раз вдоль ячеек и в 8—10 раз поперек ячеек.

В трехслойных конструкциях каждый из составляющих элементов работает с максимальной отдачей. При этом основную силовую нагрузку воспринимают оболочки, а заполнитель обеспечивает их совместную работу и препятствует потере устойчивости при сжатии и сдвиге. В настоящее время уже появились работы [7], [8], посвященные исследованиям и вопросам расчета трехслойных конструкций, что, несомненно, будет способствовать их распространению.

К преимуществам конструкций, выполненных из трехслойных панелей, относятся:

- 1) высокая усталостная прочность, обусловленная непрерывной связью наружных слоев и сердцевины и отсутствием концентрации напряжений;
- 2) высокая жесткость благодаря оптимальному расположению материала, несущего основную нагрузку;
- 3) наибольшее соотношение прочности и веса по сравнению с любым другим известным сплошным материалом;
- 4) хороший внешний вид панелей благодаря отсутствию головок болтов или заклепок и знаков от сварки;
- 5) высокие теплозвукоизоляционные свойства;
- 6) способность гасить вибрации.

Основным недостатком этих конструкций является пока еще низкая производительность применяемых методов. Однако имеются все основания ожидать в ближайшее время появления более совершенных методов, отвечающих условиям серийного и даже массового производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Конструирование пластмассовых кузовов автомобилей. ЦИНТИАМ, 1964.
2. «Бюллетень изобретений», 1961, № 22. Авторское свидетельство № 142895.
3. «Автомобильная промышленность США». Т. 129, 1963, № 2, стр. 7.
4. «SAE Journal», 1961, № 3, стр. 32.
5. Афанасьев Б. А. Жесткий пенополиуретан — заполнитель многослойных конструкций. «Известия вузов». Машиностроение, 1963, № 9.
6. Булатов Г. А. Пенопласты в авиационной технике. Оборонгиз, 1963.
7. Александров А. Я. и др. Конструкции с заполнителями из пенопластов. Оборонгиз, 1962.
8. Паншин Б. И. и др. «Пластические массы», 1964, № 2.

УДК 621.431.73:62-714

Автомобильный алюминиевый радиатор разборной конструкции

Канд. техн. наук М. Л. МИНКИН, М. А. ВЛАСОВ, В. В. ПЕТЛИЦКИЙ

НАМИ

В АЛЮМИНИЕВЫХ радиаторах, выпускаемых за рубежом, используется метод пайки твердым припоем, т. е. используется материал, состоящий из алюминия, плакированного тонким слоем силумина, имеющего температуру плавления не выше 575°. Этот метод обеспечивает высокое качество соединения охлаждающих пластин или лент с трубками, хорошую стабильность теплоотдачи в процессе эксплуатации, удовлетворительное качество по прочности и антакоррозионным свойствам, однако сложность этого процесса связана с необходимостью поддержания строго определенной температуры в процессе пайки, поскольку разница в температуре плавления твердого припоя и основного металла составляет не более чем 40°. Кроме того, для пайки применяются дорогостоящие флюсы, расход которых очень велик, и требуется специальное оборудование. Вместе с тем опытами установлено, что оловянно-свинцовые припои не пригодны для соединения (спекания) алюминиевых пластин с латунными трубками из-за повышенной электролитической коррозии.

Оценивая положительно конструкцию алюминиевого радиатора, у которого элементы сердцевины припаяны твердым припоем, следует рекомендовать продолжение и развитие работ над освоением этого конструктивного направления.

В НАМИ за последние годы проводились работы по созданию алюминиевого радиатора разборного типа, в котором исключена пайка, а сварка применяется только для соединения бачков с патрубками.

Поэтому представляют интерес результаты проведенных конструкторско-экспериментальных и исследовательских работ над разборным алюминиевым радиатором конструкции НАМИ¹.

Алюминиевый радиатор был разработан применительно к автомобилям ЗИЛ-150 и ЗИЛ-164, он имеет трубчато-пластинчатую сердцевину.

Алюминиевый радиатор (см. рисунок). НАМИ состоит из 196 овальных трубок, расположенных шестью рядами в определенном порядке, и 236 охлаждающих пластин из алюминия АД-1 толщиной 0,15 мм. Овальные трубы сечением 11,4 × 3,2 мм изготовлены из алюминия А-00 толщиной 0,4 мм, причем в качестве заготовок для опытных образцов были использованы круглые цельнотянутые трубы диаметром 8,3 мм. В условиях крупносерийного производства алюминиевых радиаторов предусматривается получение непосредственно с металлургических заводов заготовок для трубок с овальным сечением.

Контакт охлаждающих пластин с трубками осуществляется за счет плотной посадки пластин на трубы. В опытной партии радиаторов это достигнуто калибровкой стальной оправкой вручную внутреннего диаметра трубок. Соединение опорных пластин с бачками радиатора разборное, при помощи зажимных планок с прорезями, расположенных по широкой стороне бачков, и болтов (размещенных по узкой стороне бачков радиатора), прижимающих резиновую прокладку, расположенную по наружному контуру опорных пластин.

Трубы в опорных пластинах уплотнены блоком резиновых элементов из резины 4760, выступы которых входят в отбор-

товки опорных пластин. В местах соединения с опорными пластинами трубы имеют круглую форму на длине 15 мм с обоих краев.

Подводящий и отводящий патрубки, а также наливная горловина приварены к бачкам радиатора.

В табл. 1 приведены основные конструктивные и расчетные данные шестириядного трубчато-пластинчатого алюминиевого радиатора НАМИ в сравнении с медно-латунными радиаторами: трехрядным трубчато-ленточным производства автозавода имени Лихачева и четырехрядными трубчато-пластинчатыми радиаторами Киргизского машиностроительного завода и Ждановского машиностроительного завода.

Испытания в аэродинамической трубе показали, что шестириядный алюминиевый радиатор НАМИ НК-120 с овальными трубками при незначительно большей суммарной поверхности охлаждения и несколько меньшими фронтовой поверхностью и объемом сердцевины, чем серийный трубчато-пластинчатый радиатор с латунными пластинами и томпаковыми трубками, обладает несколько большей теплоотдачей на всем диапазоне весовых скоростей, за исключением режимов работ, соответствующих небольшим расходам воды.

Из опытной партии алюминиевых радиаторов НАМИ НК-120, изготовленных Ждановским машиностроительным заводом, часть радиаторов прошла лабораторные и стендовые испытания, другая часть (193 радиатора) в 1961—1963 гг. была подвергнута эксплуатационным испытаниям в 13 автохозяйствах различных районов страны.

При выборе автомобильных хозяйств для проведения эксплуатационных испытаний опытных радиаторов учитывались характерные условия эксплуатации как по климатическим, так и по дорожным условиям.

Автомобили ЗИЛ-150, ЗИЛ-164, ЗИЛ-164Н, ЗИЛ-585 с опытными радиаторами эксплуатировались в тяжелых дорожных условиях, а также в районах, где высокие температуры окружающего воздуха и горный рельеф местности создавали большие тепловые нагрузки на двигатель. Однако проведенные эксплуатационные испытания подтвердили хорошую способность охлаждения алюминиевых радиаторов и достаточную стабильность охлаждения двигателя.

К концу 1963 г., после двух с половиной—трех лет эксплуатации, было снято с испытаний 160 радиаторов из-за различных дефектов, указанных в табл. 2.

¹ Минкин М. Л. «Автотракторное и сельскохозяйственное машиностроение», ЦИНТИМАШ, 1962, № 12.

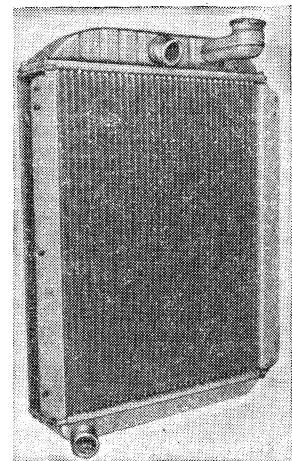


Таблица 1

Радиатор	Завод-изготовитель	Тип радиатора	Лобовая поверхность сердцевины в дм ²	Количество трубок	Расположение трубок	Количество пластин, лент	Поверхность охлаждения в м ²	Вес радиатора в кг
Алюминиевый радиатор НАМИ НК-120 для автомобилей ЗИЛ-164	Ждановский завод	Трубчато-пластинчатый	28,4	196	Специальное	236	20,12	12,2
Латунный радиатор для автомобилей ЗИЛ-164	Киргизский машиностроительный завод	То же	29,6	198 202*	Шахматное	195	19,8 22,5 23,0	
Медно-латунный радиатор для автомобилей ЗИЛ-164	Московский автозавод имени Лихачева	Трубчато-ленточный	27,5	96	Корилорное	33	15,57	18,0
Латунный радиатор для автомобилей ЗИЛ-150	Ждановский завод	Трубчато-пластинчатый	28,2	198 202*	Шахматное	125	14,08	20,2

* В числителе указано количество рабочих трубок, а в знаменателе — общее количество трубок.

Таблица 2

Обнаруженные дефекты	Процент выхода из строя общего количества радиаторов	Пробег до появления дефекта в км
Разрушение при аварии и наездах автомобиля	17,6	4 163—104 187
Повреждение сердцевины лопастями вентилятора	13,5	9 958—82 116
Нарушение герметичности резиновых уплотнений трубок	6,2	15 626—57 494
Течь трубок	20,2	21 790—109 414
Трещина в местах соединения отводящего патрубка с нижним бачком	16,6	8620—82 209
Трещина нижнего бачка	5,2	14 047—34 032
Течь трубок из-за размораживания	2,1	18 279—56 569
Трещина нижней опорной пластины	1,6	19 280—40 460

Кроме того, 15 радиаторов (7,7%) были переданы с автомобилями на авторемонтные заводы и в другие автохозяйства, поэтому состояние этих радиаторов не было выявлено.

Рассмотрение итогов эксплуатационных испытаний опытной партии алюминиевых радиаторов в течение 1961—1963 гг. показывает следующее.

Из-за повреждений сердцевины радиаторов, полученных в результате наездов и аварий или повреждений лопастями вентилятора, с испытаний было снято 31,1% радиаторов. Это является следствием несоблюдения правил эксплуатации, наездов на препятствия при ослаблении крепления облицовки радиатора, а также следствием нарушения крепления вентилятора, что должно послужить сигналом о необходимости принятия соответствующих мер.

Из-за нарушения герметичности резиновых уплотнений трубок радиатора с испытаний было снято 6,2% радиаторов. Этот дефект в определенной мере связан с некачественной сборкой сердцевины, вызвавшей надрывы резиновых уплотнителей. При наличии запасных резиновых уплотнителей в автохозяйствах радиаторы могли бы восстановлены. Сама по себе цифра 6,2% указывает на то, что резиновое уплотнение оправдало себя в эксплуатации.

Из-за течи трубок с испытаний было снято 20,2% радиаторов. Наибольшее количество радиаторов, вышедших из строя вследствие течи трубок, отмечено в Ждановском, Киялинском и Бакинском автохозяйствах, где вода, заливаемая в систему охлаждения, имела повышенную жесткость. Имеются сведения, что при использовании антифриза в качестве охлаждающей жидкости коррозия алюминиевых радиаторов резко снижается, тем не менее полученные результаты эксплуатации опытной партии алюминиевых радиаторов указывают на необходимость коррозийной защиты алюминиевых трубок, хотя бы в тех радиаторах, которые будут направляться в районы, где вода имеет агрессивные примеси.

Из-за появления трещин в нижнем бачке и особенно в местах соединения отводящего патрубка с нижним бачком радиатора было снято с испытаний 21,8% радиаторов. Этот дефект явился следствием в значительной мере конструктивных и производственных недостатков и может быть легко устранен. При доработке технической документации для выпуска крупной серии радиаторов внесены соответствующие конструктивные изменения, повышающие прочность бачка и надежность его соединения с отводящим патрубком.

Следовательно, к концу 1963 г. в эксплуатации под наблюдением находились 18 (9,3%) алюминиевых радиаторов.

В средний пробег которых на автомобилях к этому времени составил 90 813 км. Таким образом, проведенными испытаниями подтверждена также удовлетворительная долговечность алюминиевых радиаторов.

В процессе испытаний часть алюминиевых радиаторов ремонтировалась работниками автохозяйств, в том числе производилась замена бачков, закрытие отдельных трубок резиновыми пробками, заклейка трещин эпоксидной смолой, замена резиновых уплотняющих элементов. Это обстоятельство указывает на неплохую ремонтоспособность радиаторов.

В результате проведенных испытаний были выявлены некоторые дефекты, вызванные конструктивными недостатками (особенно в нижнем бачке и его соединении с отводящим патрубком) и частично качеством изготовления и сборки опытной партии, на что, в свою очередь, влияло отсутствие необходимого оборудования.

На основе результатов испытаний в НАМИ доработана техническая документация по алюминиевому радиатору для автомобилей ЗИЛ-164, в том числе улучшена конструкция нижнего бачка и изменено крепление отводящего патрубка к бачку, увеличена жесткость замка заливной горловины, уточнены размеры зажимной планки опорных пластин.

По этой технической документации на Ждановском заводе автомобильных запасных частей и сельскохозяйственного оборудования намечено изготовление крупной опытно-промышленной партии алюминиевых радиаторов.

Проведенная работа подтвердила возможность создания алюминиевого радиатора, обладающего практически равной с медно-латунными радиаторами или даже несколько большей теплоотдачей.

Применение разборных алюминиевых радиаторов обеспечит существенную экономию дефицитных цветных металлов. Экономия цветных металлов на 1000 радиаторов автомобиля ЗИЛ-164 составляет: меди свыше 10 т, олова 0,5 т, свинца свыше 1 т, цинка свыше 3 т. Вместо этого потребуется алюминия 8,4 т и резины 0,45 т.

Уменьшится также вес радиаторов (в среднем на 30—40%) и улучшатся условия труда на производстве из-за отсутствия пайки.

Что касается технико-экономической эффективности, то в связи с применением дорогостоящей прокатанной трубы себестоимость алюминиевых радиаторов будет несколько выше, чем серийных латунно-médных радиаторов.

Для организации серийного производства алюминиевых радиаторов разборной конструкции в качестве запасных частей для автомобилей ЗИЛ-164 необходимо улучшить технологию их изготовления силами конструкторско-технологической группы завода и технологического института отрасли.

Достигнутые результаты указывают на необходимость дальнейшего развертывания работ как в области разборных алюминиевых радиаторов, так и неразборных, плакированных силумином.

К расчету инерционных синхронизаторов в ступенчатых коробках передач

Кандидаты техн. наук В. И. КРАСНЕНЬКОВ, В. В. ЕГОРКИН

МВТУ имени Баумана, Мытищинский машиностроительный завод

В СОВРЕМЕННЫХ ступенчатых коробках передач с неподвижными осями, устанавливаемых на автомобилях, широко применяются инерционные конусные синхронизаторы, с помощью которых осуществляется полное выравнивание угловых скоростей вала и шестерни перед включением ее в работу. Выполнение этого условия должно обеспечить безударное переключение передач, а также быстроту и легкость необходимых действий водителя. Однако опыт эксплуатации показывает, что на автомобилях высокой проходимости, имеющих большую грузоподъемность, управление ступенчатыми коробками передач с помощью инерционных синхронизаторов и простых механических приводов к ним вызывает немалые затруднения и требует от водителей затраты большой мускульной энергии. В некоторых случаях отмечались поломки приводов и деталей синхронизаторов. Эти неполадки можно объяснить недостаточной изученностью процесса переключения передач и использованием известных методов расчета синхронизаторов, которые могут привести к положительным результатам в применении к автомобилям малой грузоподъемности общего назначения, но не учитывают особенности условий работы синхронизаторов в трансмиссиях автомобилей больших весовых категорий.

Для расчета синхронизатора нужно знать приведенные к шестерне и к валу моменты инерции вращающихся деталей трансмиссии и поступательно движущейся массы автомобиля, разницу между угловыми скоростями, которую необходимо погасить в процессе синхронизации, и тот отрезок времени, который водитель может затратить на переключение передач.

При переключениях передач в коробке, оснащенной инерционными синхронизаторами, водителю нет надобности применять «двойное сцепление» с целью выравнивания угловых скоростей вала и включаемой в работу шестерни. Для этого достаточно отпустить педаль подачи топлива, нажать до отказа педаль управления сцеплением (выключить сцепление) и установить нейтральное положение в коробке, после чего можно начать процесс включения избранной передачи. Таким образом, до начала процесса синхронизации, когда конические поверхности шестерни и обоймы синхронизатора еще не вошли в соприкосновение и, следовательно, синхронизирующий момент еще не возник, водитель затрачивает некоторое время на выполнение определенных манипуляций органами управления двигателем, сцеплением и коробкой передач. Одна часть этого подготовительного времени затрачивается на вывод зубьев муфты синхронизатора из зацепления с зубьями венца шестерни предыдущей передачи, на которой осуществлялось движение, а другая часть — на перемещение зубчатой муфты совместно с обоймой синхронизатора до момента соприкосновения конической поверхности последней с конической поверхностью шестерни избранной передачи.

Так как во время переключения передач сцепление находится в выключенном состоянии и энергия от двигателя к ведущим колесам не подводится, то под действием внешних и внутренних сопротивлений скорость поступательного движения автомобиля по инерции будет уменьшаться (только на достаточно крутых спусках движение автомобиля может оказаться ускоренным). Поэтому, пока зубчатая муфта синхронизатора находится в зацеплении с зубчатым венцом шестерни предыдущей передачи, все детали трансмиссии от ведущих колес до ведомых элементов сцепления включительно будут вращаться замедленно. Для этого периода при неизменном сопротивлении движению автомобиля выражения текущих угловых скоростей включаемой шестерни высшей передачи ω'_t и ведомого вала коробки ω'_0 (рассматривается случай переключения с низшей передачи на высшую при размещении синхронизатора на ведомом валу) могут быть представлены в таком виде:

$$\omega'_{1t} = \omega_{1H} - \frac{M'_f}{J_{k-1} \cdot i'_{\phi,n} i'_{k-1}} t; \quad (1)$$

Белгородская областная универсальная научная библиотека

$$\omega'_{0t} = \omega_{0H} - \frac{M'_f}{J_{k-1} \cdot i'_{\phi,n} i'_{k-1}} t, \quad (2)$$

где ω_{1H} и ω_{0H} — угловые скорости шестерни и вала в момент выключения сцепления;

M'_f — приведенный к ведомым деталям сцепления момент от внешних сил сопротивления движению автомобиля;

J_{k-1} — суммарный момент инерции вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части, а также массы автомобиля при движении на низшей передаче, приведенный к ведомым деталям сцепления;

$i'_{\phi,n}$ — передаточное число от муфты сцепления до первичного вала коробки передач;

i'_k и i'_{k-1} — передаточные числа пар шестерен, соответствующие высшей и низшей передачам в коробке.

При установке синхронизатора на первичном валу коробки передач вторые члены в правых частях выражений (1) и (2) нужно умножить на i'_k .

В любой момент времени отношение угловых скоростей шестерни и вала остается постоянным, равным отношению передаточных чисел трансмиссии на смежных передачах. На рис. 1, где по оси абсцисс отложено время переключения передач, а по оси ординат — угловые скорости синхронизируемых масс, указанное условие отображается постоянством отношений ординат наклонных прямых на отрезке 0, t_1 .

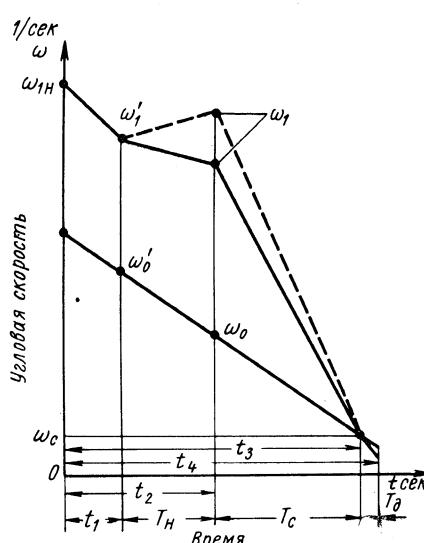


Рис. 1. Изменение угловых скоростей синхронизируемых масс в процессе переключения передач.

Приведенный к ведомым деталям сцепления момент сопротивления при движении автомобиля по инерции вычисляется по формуле

$$M'_f = (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \frac{G_a R_{в.к}}{i'_{m(k-1)}} = f_c \frac{G_a R_{в.к}}{i'_{m(k-1)}}, \quad (3)$$

где f — коэффициент сопротивления поступательному движению; α — угол подъема или спуска;

G_a — вес автомобиля;
 $R_{v.k}$ — радиус ведущего колеса;
 $i'_{m(k-1)}$ передаточное число трансмиссии от муфты сцепления до ведущего колеса на низшей передаче;
 f_c — коэффициент суммарного сопротивления движению.

Внутренние потери в ходовой части и в некоторых механизмах трансмиссии, кинематически постоянно связанных с ведущими колесами, учитываются коэффициентом f сопротивления движению, значения которого для различных грунтов получаются при испытаниях автомобилей по распространенному методу «затухания». Не вошедшие в этот коэффициент потери в трансмиссии могут быть учтены при вычислении приведенных моментов инерции.

Приведенный к ведомым деталям сцепления момент инерции вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части, а также поступательно движущейся массы автомобиля можно подсчитать по формуле

$$J_{k-1} = \delta_{0(k-1)} \frac{G_a R_{v.k}^2}{g (i'_{m(k-1)})^2}, \quad (4)$$

где $\delta_{0(k-1)}$ — коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии и ходовой части при движении автомобиля на низшей передаче с выключенным сцеплением;

g — ускорение свободного падения.

Учитывая формулы (3) и (4), можно выражения (1) и (2) для текущих угловых скоростей включаемой шестерни и вала в период выключения предыдущей передачи представить в таком виде:

$$\omega'_{1t} = \omega_{1n} - \frac{g f_c i_0}{\delta_{0(k-1)} R_{v.k}} \cdot \frac{i'_{k-1}}{i'_k} t; \quad (5)$$

$$\omega'_{0t} = \omega_{0n} - \frac{g f_c i_0}{\delta_{0(k-1)} R_{v.k}} t, \quad (6)$$

где i_0 — передаточное число от ведомого вала коробки передач до ведущего колеса.

Коэффициент, учитывающий кинетическую энергию вращающихся масс в относительном движении, зависит от установленного передаточного числа в коробке и для простых механических трансмиссий может быть выражен так:

$$\delta_{0j} = \delta_n + \frac{G_a J_{00}}{g R_{v.k}^2} i_{mj}, \quad (7)$$

где J_{00} — приведенный к двигателю момент инерции ведомых деталей сцепления и всех кинематически связанных с ними деталей трансмиссии до ведомого вала коробки передач.

В этой формуле первое слагаемое δ_n не зависит от включенной передачи в коробке и учитывает кинетическую энергию автомобиля в поступательном движении, а также кинетическую энергию всех вращающихся деталей ходовой части и трансмиссии, кинематически связанных с ведущими колесами при нейтральном положении рычага управления. Величина второго слагаемого изменяется в зависимости от установленного передаточного числа в коробке, так как оно учитывает кинетическую энергию вращающихся деталей трансмиссии, расположенных между сцеплением и ведомым валом коробки передач.

В момент времени t_1 (рис. 1) зубчатая муфта синхронизатора полностью выходит из зацепления с зубчатым венцом шестерни низшей передачи, и детали трансмиссии, расположенные между сцеплением и ведомым валом коробки, уже не будут кинематически связаны с ведущими колесами. Если сцепление выключается чисто, то применительно к автомобилям высокой проходимости, имеющим большую грузоподъемность, можно считать, что на отрезке (t_1, t_2) , соответствующем нейтральному состоянию коробки, угловая скорость ведущих деталей остается постоянной, так как влияние сопротивлений в уплотнителях, в подшипниковых узлах, в полюсах зацепления шестерен, в муфтах полужесткого соединения валов и т. п. невелико. Справедливость принятого допущения подтверждается опытом эксплуатации и специальными испытаниями.

В трансмиссиях автомобилей большой грузоподъемности используются ступенчатые коробки передач тракторного типа, в

которых величина приведенного к включаемой шестерне момента инерции ведущих деталей значительно больше, чем в автомобилях общего назначения. В таких коробках применяется принудительная смазка трущихся поверхностей маловязкими маслами типа МТ16п, температура которых на рабочих режимах достигает 90—110°.

Специальные стендовые испытания подобной коробки передач, проведенные канд. техн. наук И. М. Ховановым, показали, что при полном отключении двигателя время замедления ведущих деталей вплоть до полной остановки под действием только сил трения составляет около 40 сек, т. е. в десятки раз больше полного времени переключения передач. Однако на автомобилях больших весовых категорий, как правило, устанавливаются многодисковые сцепления, которым органически присуще неполное выключение, обусловленное короблениями дисков, прогрессирующими с течением времени эксплуатации. Как показывают специальные испытания, неполное разъединение ведущих и ведомых дисков в большей степени свойственно сцеплениям, работающим в масле. В последнее время такие сцепления получают все большее распространение в связи с наметившейся тенденцией к установке на автомобили гидромеханических трансмиссий, состоящих из гидротрансформатора и обычной коробки передач, оснащенной синхронизаторами. Поэтому в общем случае расчетные зависимости должны учитывать влияние неполного отключения двигателя от трансмиссии.

Очевидно, обусловленный этим момент на ведомых деталях сцепления будет действовать в течение всего времени переключения передач. Однако пока зубчатая муфта синхронизатора находилась в зацеплении с зубчатым венцом шестерни, действие этого момента распространялось на всю трансмиссию и по сравнению с влиянием момента от внешних сил сопротивления движению автомобиля было весьма незначительным. При нейтральном положении в коробке передач и в период синхронизации момента от неполного выключения сцепления будет действовать только на небольшую группу деталей, расположенных между сцеплением и ведомым валом. В этом случае он может оказать существенное влияние на вращение этих деталей. Это влияние может быть различным в зависимости от интенсивности замедлений коленчатого вала двигателя при отпущенном педали подачи топлива и деталей трансмиссии под действием внешних сопротивлений движению автомобиля по инерции с включенной передачей в коробке. Интенсивность падения числа оборотов двигателя зависит от его типа и конструкции, от величины связанных с коленчатым валом маховых масс, от совершенства топливной аппаратуры и чувствительности привода регулирования. Поэтому в общем случае направление относительной скорости вращения ведущих и ведомых дисков сцепления, а следовательно, и направление момента, обусловленного их неполным разъединением, может быть различным.

Если принять, что момент, обусловленный неполным выключением сцепления, по абсолютной величине остается постоянным, и обозначить через ω'_1 и ω'_0 угловые скорости шестерни и вала в момент выхода зубчатой муфты из зацепления с венцом шестерни низшей передачи (при $t=t_1$), то к началу процесса синхронизации будем иметь

$$\omega_1 = \omega'_1 \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} T_n; \quad (8)$$

$$\omega_0 = \omega'_0 - \frac{M_f}{J_0} T_n, \quad (9)$$

где $M_{\phi 1}$ и J_1 — приведенные к включаемой шестерне крутящий момент от неполного выключения сцепления и момент инерции вращающихся масс трансмиссии, кинематически связанных с этой шестерней при выключенном сцеплении и нейтральном положении в коробке передач; M_f и J_0 — приведенные к ведомому валу момент сопротивления движению и суммарный момент инерции кинематически связанных с валом вращающихся деталей трансмиссии, ходовой части и поступательно движущейся массы автомобиля;

$T_n = t_2 - t_1$ — время нейтрального состояния коробки передач;

t_2 — момент времени соприкосновения конических поверхностей включаемой шестерни и обоймы синхронизатора.

В правой части выражения (8) знак у второго члена выбирается из условия

$$SgnM_{\phi 1} = Sgn(\omega'_{\phi d} - \omega'_{\phi m}), \quad (10)$$

где $\omega'_{\phi d}$ и $\omega'_{\phi m}$ — мгновенные значения угловых скоростей соответственно ведущих и ведомых дисков сцепления.

При нейтральном положении рычага управления момент на ведомом валу от внешних сил сопротивления движению автомобиля

$$M_f = f_c \frac{G_a R_{\phi, \kappa}}{i_0}, \quad (11)$$

а приведенный к ведомому валу суммарный момент инерции

$$J_0 = \delta_h \frac{G_a R_{\phi, \kappa}^2}{g i_0^2}. \quad (12)$$

Таким образом, учитывая выражения (5) и (6) и формулы (11) и (12), выражения (8) и (9) для угловых скоростей вала и шестерни перед началом процесса синхронизации можно придать следующий окончательный вид:

$$\omega_1 = \omega_{1h} - \frac{gf_c i_0}{R_{\phi, \kappa}} \cdot \frac{i'_{k-1}}{i'_k \delta_{0(k-1)}} t_1 \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} T_h; \quad (13)$$

$$\omega_0 = \omega_{0h} - \frac{gf_c i_0}{R_{\phi, \kappa}} \left(\frac{t_1}{\delta_{0(k-1)}} + \frac{T_h}{\delta_h} \right). \quad (14)$$

Приведенный анализ показывает, что угловые скорости, которые подлежат выравниванию перед включением избранной передачи, даже при условии полного отключения двигателя от трансмиссии не равны угловым скоростям синхронизируемых масс в момент разъединения ведущих и ведомых дисков сцепления.

Влияние неполного выключения сцепления учитывается выражениями (13) и (10) и иллюстрируется рис. 1. В том слу-

чае, когда при отпущенном педали подачи топлива числа оборотов двигателя падают менее интенсивно, чем числа оборотов

В процессе синхронизации момент от неполного выключения сцепления, как и на подготовительном этапе, будет оказывать влияние на включаемую шестерню, либо дополнительно замедляя ее вращение и этим способствуя более быстрому выравниванию угловых скоростей синхронизируемых масс, либо, наоборот, несколько увеличивая скорость вращения шестерни за счет поступающей от двигателя энергии. В последнем случае при одинаковом времени синхронизации водитель будет вынужден прикладывать большие усилия к рычагу управления.

Используя показанную на рис. 2 расчетную схему и полагая синхронизирующий момент M_c постоянным, можно написать следующие выражения для текущих угловых скоростей шестерни и вала:

$$\omega_{1t} = \omega_1 - \frac{M_c}{J_1} (t - t_2) \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} (t - t_2); \quad (15)$$

$$\omega_{0t} = \omega_0 - \frac{M_f - M_c}{J_0} (t - t_2). \quad (16)$$

Учитывая, что $M_c \ll M_f$, и принимая во внимание формулы (11) и (12), выражению (16) можно придать такой вид:

$$\omega_{0t} = \omega_0 - \frac{gf_c i_0}{\delta_h R_{\phi, \kappa}} (t - t_2). \quad (17)$$

В момент времени t_3 (рис. 1) заканчивается процесс синхронизации и угловые скорости шестерни и вала принимают значение

$$\omega_c = \omega_1 - \frac{M_c}{J_1} T_c \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} T_c = \omega_0 - \frac{gf_c i_0}{\delta_h R_{\phi, \kappa}} T_c, \quad (18)$$

где $T_c = t_3 - t_2$ — время синхронизации.

Подставив в равенство (18) выражения (13) и (14), можно определить либо время синхронизации при заданной величине момента трения

$$T_c = \frac{\omega_{0h} \left(\frac{i'_{k-1}}{i'_k} - 1 \right) - \frac{gf_c i_0}{R_{\phi, \kappa}} \left[\frac{t_1}{\delta_{0(k-1)}} \left(\frac{i'_{k-1}}{i'_k} - 1 \right) - \frac{T_h}{\delta_h} \right] \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} T_h}{\frac{M_c}{J_1} \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} - \frac{gf_c i_0}{\delta_h R_{\phi, \kappa}}}, \quad (19)$$

либо необходимый синхронизирующий момент при известном времени синхронизации

$$M_c = J_1 \frac{\omega_{0h} \left(\frac{i'_{k-1}}{i'_k} - 1 \right) - \frac{gf_c i_0}{R_{\phi, \kappa}} \left[\frac{t_1}{\delta_{0(k-1)}} \left(\frac{i'_{k-1}}{i'_k} - 1 \right) - \frac{T_h + T_c}{\delta_h} \right] \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} \cdot T_h}{T_c} \mp M_{\phi 1}. \quad (20)$$

деталей трансмиссии в период выключения предыдущей передачи, разница между угловыми скоростями шестерни и вала к началу процесса синхронизации увеличивается. На рис. 1 это показано штриховой линией. Если угловое замедление ведущих дисков сцепления превышает замедление ведомых дисков при движении автомобиля по инерции на включенной низшей передаче, то к началу процесса синхронизации значения угловых скоростей синхронизируемых масс будут более близкими друг к другу (сплошная линия).

Полное выравнивание угловых скоростей вала и шестерни происходит под влиянием момента трения на конических поверхностях синхронизатора, когда водитель прикладывает усилие к рычагу управления коробкой передач. Это усилие должно быть тем больше, чем больше разность между числами оборотов синхронизируемых масс и меньше время, которое водитель может затратить на переход с одной передачи на другую.

В этих формулах знак при $M_{\phi 1}$ выбирается из условия (10).

В случае переключения с высшей передачи на низшую, как и при разгоне автомобиля, вначале все детали трансмиссии от ведущих колес до ведомых элементов сцепления включательно будут вращаться замедленно под влиянием внешних и внутренних сопротивлений движению. Затем после выключения высшей передачи угловая скорость деталей, расположенных между сцеплением и ведомым валом коробки, или остается неизменной в течение всего времени нейтрального состояния рычага управления, если сцепление выключается чисто, или будет изменяться в сторону увеличения или уменьшения в зависимости от направления и величины момента, обусловленного неполным разъединением дисков трения.

Все приведенные рассуждения и зависимости, полученные для случая перехода с низшей передачи на высшую и относящиеся к подготовительному этапу, в основном справедливы и для обратного переключения передач. Следует лишь ин-

дексы $k-1$ заменить индексами k и наоборот. Кроме того, нужно иметь в виду, что неполное выключение сцепления при нейтрали в коробке передач будет оказывать обратное влияние на разность между угловыми скоростями синхронизируемых масс к моменту соприкосновения конических поверхностей включаемой шестерни и обоймы синхронизатора.

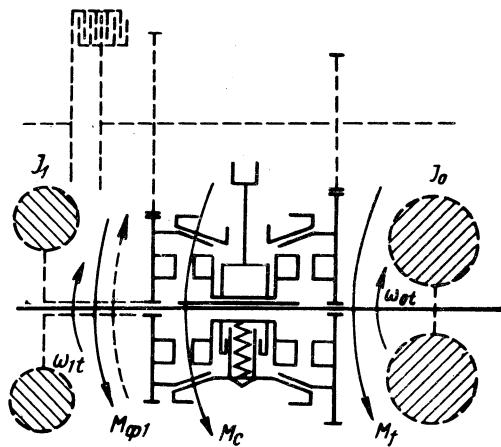


Рис. 2. Расчетная схема синхронизатора.

При переходе с высшей передачи на низшую ведомый вал вращается быстрее включаемой шестерни. Поэтому возникающий на ее конической поверхности момент трения будет действовать в обратном направлении. Изменив в равенстве (18) знак при M_c на обратный, получим окончательные формулы для определения времени синхронизации и необходимого синхронизирующего момента при переключении с высшей передачи на низшую:

$$T_c = \frac{\omega_{0h} \left(1 - \frac{i'_k}{i'_{k-1}} \right) - \frac{gfc i_0}{R_{b,k}} \left[\frac{t_1}{\delta_{0k}} \left(1 - \frac{i'_k}{i'_{k-1}} \right) + \frac{T_h}{\delta_h} \right] \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} T_h}{\frac{M_c}{J_1} \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} + \frac{gfc i_0}{\delta_h R_{b,k}}}; \quad (21)$$

$$M_c = J_1 \frac{\omega_{0h} \left(1 - \frac{i'_k}{i'_{k-1}} \right) - \frac{gfc i_0}{R_{b,k}} \left[\frac{t_1}{\delta_{0k}} \left(1 - \frac{i'_k}{i'_{k-1}} \right) + \frac{T_h + T_c}{\delta_h} \right] \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} T_h}{T_c} \mp M_{\phi 1}. \quad (22)$$

При размещении синхронизатора на первичном валу коробки передач в формулы вместо i_0 подставляется величина $i_0 i'_{k-1}$.

Чтобы получить возможность перемещения зубчатой муфты в сторону включаемой шестерни после полного выравнивания угловых скоростей, необходимо вывести палец из выреза в обойме синхронизатора. Для этого нужно повернуть обойму относительно вала в направлении, обратном ее повороту в период синхронизации, на некоторый угол φ_d , определяемый конструктивными параметрами синхронизатора. Так как величина угла скоса выреза в обойме назначается из условия гарантированной синхронизации угловых скоростей вала и шестерни, то при выводе пальца последняя будет поворачиваться вместе с обоймой, вследствие чего происходит частичная десинхронизация системы.

Схема моментов, действующих на соединяемые зубчатой муфтой детали в период десинхронизации, остается такой же, как и во время выравнивания угловых скоростей. Нужно лишь на рис. 2 момент синхронизации M_c заменить десинхронизирующим моментом $M_{\partial c}$. Тогда, полагая этот момент постоянным, можно написать следующее выражение для элементарного угла поворота обоймы относительно вала применительно к случаю переключения с низшей передачи на высшую:

$$d\varphi = \left(\frac{M_{\partial c}}{J_1} \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} - \frac{M_f - M_{\partial c}}{J_0} \right) \cdot (t - t_3) dt.$$

Вологодская областная универсальная научная библиотека

Учитывая, что $M_{\partial c} \ll M_f$, и принимая во внимание формулы (11) и (12), будем иметь

$$\int_0^{\varphi_d} d\varphi = \left(\frac{M_{\partial c}}{J_1} \mp \frac{M_{\phi 1}}{J_1} - \frac{gfc i_0}{\delta_h R_{b,k}} \right) \int_{t_3}^{t_4} (t - t_3) dt,$$

где t_4 — момент времени, соответствующий полному выводу пальца из выреза в обойме синхронизатора.

Отсюда определяется длительность периода десинхронизации при известной величине десинхронизирующего момента:

$$T_d = \sqrt{\frac{2\varphi_d}{\frac{M_{\partial c}}{J_1} \pm \frac{M_{\phi 1}}{J_1} - \frac{gfc i_0}{\delta_h R_{b,k}}}}. \quad (23)$$

При переключении с высшей передачи на низшую в знаменателе подкоренного выражения знак у последнего члена нужно изменить на обратный.

Расчеты показывают, что при правильно выбранной величине угла скоса выреза в обойме и тех усилиях, которые водитель должен затрачивать для полного выравнивания угловых скоростей вала и шестерни, время десинхронизации оказывается весьма небольшим и измеряется сотыми долями секунды.

Задачу по определению времени переключения передач можно решить, используя тяговую характеристику автомобиля. Она позволяет найти предельную величину этого времени, определяемую возможностью перехода с одной передачи на другую без потери автомобилем скорости, большей, чем это допустимо по условию начала движения на избранной передаче.

Из рис. 3 следует, что переключение с низшей передачи на высшую возможно при условии, если автомобиль, достигнув на низшей передаче скорости $v_{N(k-1)}$, соответствующей чис-

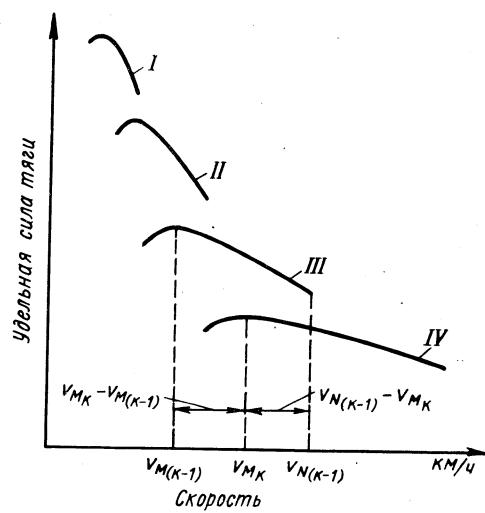


Рис. 3. Тяговая характеристика автомобиля (римскими цифрами обозначены передачи).

лам оборотов двигателя на режиме максимальной мощности, при замедленном движении с выключенным сцеплением теряет скорость, равную $v_{M(k-1)} - v_{Mk}$, где v_{Mk} — скорость автомобиля на высшей передаче при числах оборотов двигателя, с которых возможно начало движения (предполагается, что эти числа оборотов соответствуют режиму максимального крутящего момента). Обратный переход с высшей передачи на низшую можно осуществить в том случае, если скорость автомобиля в конце движения с выключенным сцеплением будет не меньше скорости на низшей передаче при числах оборотов двигателя, соответствующих максимальному моменту. В этом случае время, которое можно затратить на переключение передач, определится из условия, что скорость автомобиля на высшей передаче к моменту переключения также будет соответствовать числом оборотов двигателя при максимальном моменте.

Для вывода формул, определяющих предельное время переключения передач, можно воспользоваться теоремой об изменении кинетической энергии автомобиля в дифференциальной форме. Так как при движении автомобиля по инерции полная кинетическая энергия

$$T = \delta_n \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v^2}{2},$$

то в соответствии с упомянутой теоремой будем иметь

$$\delta_n \frac{G_a}{g} v dv = -f_c G_a dx.$$

Разделив обе части равенства на dt , получим

$$dt = -\frac{\delta_n}{g f_c} dv.$$

Тогда для случая переключения с низшей передачи на высшую

$$\int_0^{t_n} dt = -\frac{\delta_n}{g f_c} \int_{v_{N(k-1)}}^{v_{Mk}} dv,$$

откуда предельное время переключения передач

$$t_n = \frac{\delta_n (v_{N(k-1)} - v_{Mk})}{g f_c}. \quad (24)$$

Аналогичные выкладки приводят к следующей зависимости для определения времени перехода с высшей передачи на низшую:

$$t_n = \frac{\delta_n (v_{Mk} - v_{N(k-1)})}{g f_c}. \quad (25)$$

Для проектных расчетов в формулу (24) нужно подставлять вместо коэффициента f_c суммарного сопротивления движению значение удельной силы тяги D_j для той передачи, до которой предполагается осуществить разгон автомобиля, а в формулу (25) — значение удельной силы тяги $D_{(k-1)}$ на низшей передаче. При этом следует принимать средние значения удельных сил тяги, так как движение автомобиля на избранной передаче практически возможно лишь при некотором за-пасе мощности двигателя.

Из анализа полученных формул следует, что предельное время переключения передач при разгоне автомобиля зависит от скорости, которую он теряет при замедленном движении с выключенным сцеплением, и сопротивлений движению. С увеличением допустимой величины теряемой скорости и с уменьшением сопротивлений движению время, которое можно затратить на переключение передач, увеличивается. Наоборот, чем тяжелее условия движения и меньше перекрытие тяговых характеристик на смежных передачах, тем меньше возможное время переключения передач.

При переходе с высшей передачи на низшую предельное время переключения передач определяется теми же факторами. Однако в этом случае, чем больше перекрытие тяговых характеристик на смежных передачах, тем меньше время, которое можно затратить на переключение передач.

УДК 629.11.013.534.014.1

Определение частот и форм свободных колебаний трансмиссии автомобиля

Канд. техн. наук Е. С. ВЕСЕЛЫЙ
МВТУ имени Баумана

ПРИ расчете трансмиссии колесных машин решаются обычно две основные задачи: определяются передаточные отношения зубчатых зацеплений, необходимые для придания автомобилю требуемых тяговых качеств, и определяется работоспособность силовой передачи, которая может быть охарактеризована прочностью и долговечностью ее деталей. Поэтому при расчетах необходимо также учитывать влияние крутильных колебаний, возникающих в трансмиссии во время работы машины.

Крутильные колебания приводят к вибрации силовой передачи, и при определенных условиях могут возникнуть явления резонансного характера. Чтобы сгладить (погасить) вредное действие крутильных колебаний, все современные сцепления, употребляемые в колесных машинах, снабжаются демпферными устройствами.

Для установления влияния демпфера на величину амплитуд вынужденных колебаний, а также для выявления дополнительных напряжений в опасных сечениях валов трансмиссии необходимо для каждого вновь создаваемого автомобиля делать тщательный расчет моторно-трансмиссионной установки на крутильные колебания.

Обычно вновь создаваемые автомобили являются прототипами уже существующих как по своим динамическим свойствам, так и по конструкции отдельных узлов. Поэтому указанный расчет на крутильные колебания целесообразно проделать для уже существующих автомобилей, выявляя при этом их слабые и сильные места.

В системе силовых передач имеется большое количество деталей различной сложной конфигурации, поэтому определение их моментов инерции проводилось экспериментально: прокачиванием на призмах, на бифилярном подвесе или на упругом стержне.

Полученные результаты приведены в табл. 1. Для сравнения результатов, получаемых опытным и расчетным путем, были вычислены моменты инерции некоторых наиболее простых по форме деталей, результаты оказались близкими к опытным.

Жесткость валов на кручение можно определять двумя способами: закручивать каждый вал в отдельности, создавая условия, в которых он находится в работе, что проделывалось на автомобиле М-20, или определять суммарную жесткость отдельных узлов, как, например, коленчатого вала двигателя, валов коробки передач, редуктора заднего моста вместе с полуосью и отдельно шины колеса. Это проделывалось на обоих указанных автомобилях. Результаты сравнения показывают, что второй способ лучше, при этом и проведение эксперимента намного проще.

На рис. 1 приведена принципиальная схема по определению крутильной жесткости шины колеса.

Исходными данными для выбора крутящего момента являлась внешняя характеристика двигателя и максимальная эксплуатационная нагрузка. Так, для полуси подводимый момент брался

$$M_{kp} = i_{3x} i_0 M_{\partial \max},$$

Таблица 1

Наименование детали	Момент инерции в $\text{кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$	
	Автомобиль М-20 „Победа“	Автомобиль „Москвич-407“
Шатун в сборе (без поршня)	0,060	0,08055
Коленчатый вал	0,576	0,17015
Маховик	1,770	1,1376
Сцепление без ведомого диска	0,509	0,2253
Ведомый диск	0,0550	0,0213
Первичный вал	0,0043	0,00121
Вторичный вал в сборе	0,0306	—
Вторичный вал с верхней вилкой карданного вала		0,00662
Блок шестерен (вспомогательного вала)	0,0213	0,0069
Карданный вал	0,1235	—
Карданный вал с нижней вилкой	—	0,0493
Хвостовик	0,00827	—
Хвостовик с учетом внутренних обойм подшипников и распорной втулкой	—	0,054
Сателлитовая чашка в сборе	0,428	0,1308
Полуось	0,00662	—
Полуось со ступицей		0,0342
Тормозной барабан	0,884	0,570
Колесо в сборе	14,694	8,08

где $i_{3,0}$ — передаточное число на заднем ходу;

i_0 — передаточное число главной передачи.

Полученные таким способом крутильные жесткости упругих элементов трансмиссии приведены в табл. 2.

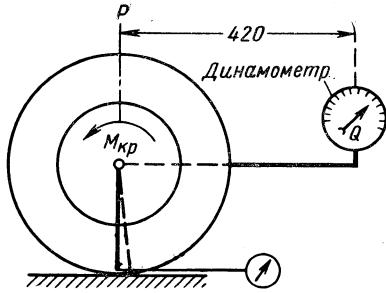


Рис. 1. Определение крутильной жесткости шины.

ми, незначительно отличаются от так называемых достоверных. Так, например, у автомобиля М-20 «Победа» третья форма колебаний имеет $k_3=352,17 \text{ 1/сек}$ при двенадцатимассовой схеме и $k_3=356,2 \text{ 1/сек}$ при пятимассовой. То же наблюдается и у автомобиля «Москвич-407». Учитывая, что расчет пятимассовой схемы значительно проще, его можно рекомендовать как удовлетворительный для подобных форм колебаний.

Таблица 2

Наименование детали	Жесткости на кручение в $\text{кг} \cdot \text{см} \cdot \text{рад}$	
	М-20	„Москвич-407“
Коленчатый вал	$17,64 \cdot 10^6$	$15,28 \cdot 10^6$
Первичный вал коробки передач	$0,478 \cdot 10^6$	$0,0769 \cdot 10^6$
Вторичный вал коробки передач	$0,377 \cdot 10^6$	$0,122 \cdot 10^6$
Карданный вал	$0,5602 \cdot 10^6$	$0,757 \cdot 10^6$
Полуось	$0,9816 \cdot 10^6$	$1,146 \cdot 10^6$
Демпфер ведомого диска	$2,00 \cdot 10^4$	$4,34 \cdot 10^5$
Шина колеса	$5,460 \cdot 10^6$	$0,335 \cdot 10^6$
Валы коробки на прямой передаче	—	$0,1097 \cdot 10^6$
Валы коробки на второй передаче		

Такое упрощение несправедливо при расчете высокочастотных форм у двигателя, однако резонансные колебания этой формы от возмущающих моментов главной гармонической составляющей в рассматриваемых случаях выходят за рабочую зону чисел оборотов двигателя, поэтому данная форма практического интереса не представляет.

На рис. 2 приведена расчетная схема с пятью массами для автомобиля «Москвич-407», а на рис. 3 — расчетная схема с двенадцатью массами для автомобиля М-20.

На рис. 2 показаны пять маховых масс, представляющих моменты инерции деталей силовой передачи автомобиля «Москвич-407». Масса

$$J_I = J_1 + J_2 + 4J_3 + J_4 + J_5 + J_6,$$

где $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$ — моменты инерции соответственно коленчатого вала, масс возвратно движущихся частей (в верх-

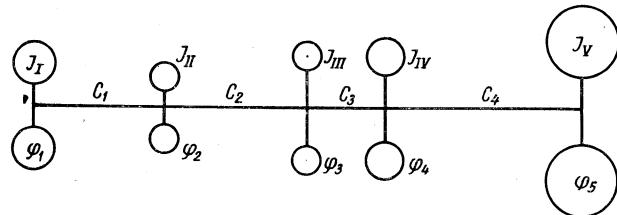


Рис. 2. Приведенная крутильная схема силовой передачи автомобиля «Москвич-407».

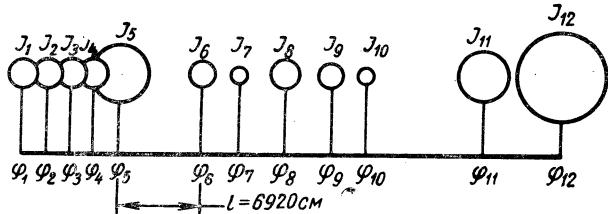


Рис. 3. Приведенная крутильная схема силовой передачи автомобиля М-20.

ней головке шатуна), масс шатунов, редуцированных на оси шатунных шеек, маховика, сцепления и ведомого диска сцепления.

Масса

$$J_{II} = J_7 + J_8,$$

где J_7 — момент инерции первичного вала коробки передач с приведенным к нему моментом инерции блока шестерен;

J_8 — момент инерции вторичного вала коробки передач в сборе вместе с карданной вилкой.

Масса

$$J_{III} = J_9 + J_{10} + J_{11} + J_{12},$$

где J_9, \dots, J_{12} — моменты инерции соответственно карданного вала с нижней вилкой, хвостовика, сателлитовой чашки (приведенный) и полуоси (приведенный).

Масса

$$J_{IV} = J_{13} + 2(J_{14} + J_{15}),$$

где J_{13}, \dots, J_{15} — приведенные моменты инерции соответственно полуоси, тормозного барабана и колеса в сборе.

Приведенный момент инерции массы автомобиля с полной нагрузкой

$$J_V = \frac{G_a r_k^2}{g l_0^2},$$

где G_a — вес автомобиля с грузом и заправкой, равный 1344 кг;

$$r_k = 33,2 \text{ см}.$$

Значения перечисленных моментов инерции приведены в табл. 1.

Принимая за диаметр приведенного вала диаметр коренной цапфы $d_0=4,7 \text{ см}$, получим приведенные длины соответствующих участков. Так, например,

$$l_1 = \frac{G J_p}{C_1} = \frac{8,3 \cdot 10^5 \cdot 48}{0,1146 \cdot 10^5} = 3480 \text{ см},$$

где G — модуль сдвига;

J_p — полярный момент инерции сечения вала;

C_1 — жесткость первого участка (в нашем случае жесткость демпфера сцепления).

Вологодская областная универсальная научная библиотека

Путем таких же вычислений получим следующие значения: $l_2=1515$ см при жесткости валов коробки передач на прямой передаче $C_2=0,263 \cdot 10^5$, $l_3=6950$ см при жесткости (приведенной) полусосей $C_3=0,0573 \cdot 10^5$; $l_4=1208$ см при приведенной жесткости шины $C_4=0,330 \cdot 10^5$.

Поскольку в расчете массы вращающихся валов сосредоточены в виде отдельных дисков, соответственно расположенных на приведенном валу, то для кинетической энергии колеблющейся системы получим следующее выражение:

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_{II} \dot{\varphi}_2^2 + \dots + \frac{1}{2} J_V \dot{\varphi}_5^2, \quad (1)$$

где φ — угловая скорость вращения приведенного вала.

Энергия деформации кручения, т. е. потенциальная энергия системы

$$P = \frac{1}{2} C_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \dots, \quad (2)$$

где φ — угол поворота приведенного вала.

Подставляя значения T и P в уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial P}{\partial q_j} = 0, \quad (3)$$

получим дифференциальные уравнения свободного колебания вала

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \quad (4)$$

$$J_{II} \ddot{\varphi}_2 + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \text{ и т. д.}$$

Рассматривая только колебательное движение, вызываемое скручиванием вала, и полагая в уравнениях (4)

$$\varphi_1 = \lambda_1 \cos (kt + \alpha);$$

$$\varphi_2 = \lambda_2 \cos (kt + \alpha) \text{ и т. д.},$$

где k — частота колебаний;

λ — амплитуда колебаний,

и сокращая на $\cos (kt + \alpha)$, получим следующие уравнения для определения величин k и λ :

$$J_1 \lambda_1 k^2 - C_1 (\lambda_1 - \lambda_2) = 0; \quad (5)$$

$$J_{II} \lambda_2 k^2 + C_1 (\lambda_1 - \lambda_2) - C_2 (\lambda_2 - \lambda_3) = 0 \text{ и т. д.}$$

Исключая из этих уравнений величину λ , получим уравнение частот. Частоты будем определять способом постепенных приближений; для этого уравнения (5) напишем следующим образом:

$$\lambda_2 = \lambda_1 - \frac{k^2}{C_1} J_1 \lambda_1; \quad (5a)$$

$$\lambda_3 = \lambda_2 - \frac{k^2}{C_2} (J_1 \lambda_1 + J_{II} \lambda_2); \quad (5b)$$

$$\lambda_4 = \lambda_3 - \frac{k^2}{C_3} (J_1 \lambda_1 + J_{II} \lambda_2 + J_{III} \lambda_3); \quad (5b)$$

$$\lambda_5 = \lambda_4 - \frac{k^2}{C_4} (J_1 \lambda_1 + J_{II} \lambda_2 + J_{III} \lambda_3 + J_{IV} \lambda_4); \quad (5g)$$

$$J_V \lambda_5 k^2 + J_{IV} \lambda_4 k^2 + \dots + J_1 \lambda_1 k^2 = 0. \quad (5d)$$

Задавшись величиной k^2 и приняв значение $\lambda_1=1$, из уравнения (5a) можно определить относительное угловое перемещение второй массы λ_2 , отвечающее значению λ_1 . Зная значение λ_2 из уравнения (5b), находим λ_3 , по λ_3 определяем λ_4 и далее λ_5 . Если k^2 выбрано правильно, то уравнение (5d), представляющее сумму уравнений (5a—5g), будет удовлетворено. В противном случае величина k^2 должна быть выбрана другой.

Весь расчет удобно производить при помощи таблиц.

Так, например, для одноузловой формы колебаний при

$$k_1 = 50,2 \text{ rad/sec} \text{ и } k_1^2 = 2520,04$$

сумма моментов сил инерции всех масс будет следующей (табл. 3).

Таблица 3

J	$J k^2$	λ	$J k^2 \lambda$	$\Sigma J k^2 \lambda$	C	$\frac{1}{C} \Sigma J k^2 \lambda$
1,463 0,00944	3686,82 23,79	1 0,67829	3686,82 16,14	3686,82 3702,96	11460 26300	0,32171 0,140796
0,10953	276,02	0,53749	148,38	3851,34	5730	0,672136
0,656	1653,15	-0,18465	-222,6	3628,74	33000	0,10996
57,2	144146,29	-0,02469	-3558,97	69	—	—

При выбранном значении k_1 сумма моментов сил инерции всех масс получилась величиной положительной $\Sigma J k^2 \lambda = 69$. Это показывает, что принято неточное значение собственной частоты k_1 . Но, выбирая $k_1=50,3 \text{ rad/sec}$, приходим к отрицательному остаточному моменту, большему, чем положительный остаток.

Следовательно, искомое значение частоты k_1 будет больше 50,2 и меньше 50,3. Так как положительный остаток гораздо меньше, то искомое приближение $k_1=50,2 \text{ rad/sec}$ можно считать хорошим. Подсчитанные таким методом частоты для различных схем приведены в табл. 4.

Таблица 4

Частота в рад/сек	«Москвич-407»		М-20 „Победа“	
	с пятью массами	с двенадцатью массами	с пятью массами	с двенадцатью массами
k_1	50,2	49	36,09	39,05
k_2	231,7	241	189,6	198,8
k_3	360	357,4	356,2	352,17
k_4	—	—	—	2528,84

На рис. 4 и 5 показаны полученные формы свободных колебаний автомобиля «Москвич-407» и автомобиля М-20.

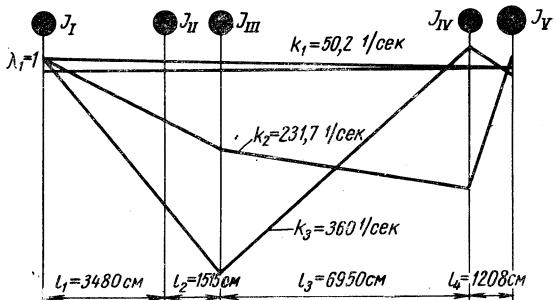


Рис. 4. Формы свободных колебаний силовой передачи автомобиля «Москвич-407».

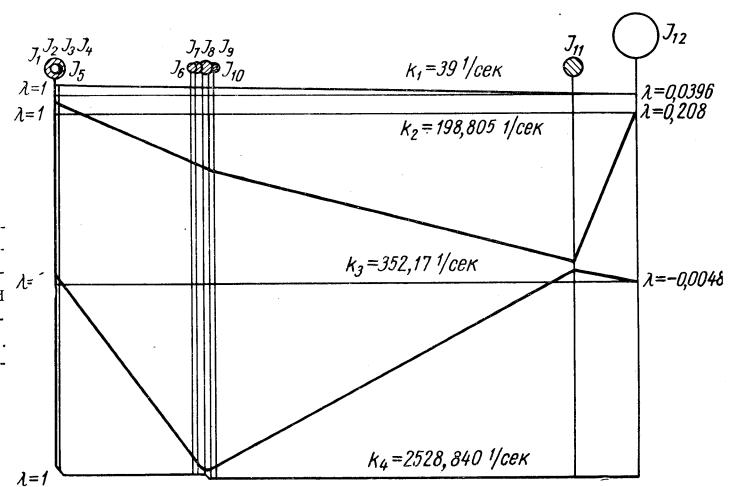


Рис. 5. Формы свободных колебаний силовой передачи автомобиля М-20.

По подсчитанным величинам собственных частот колебаний устанавливаем резонансные области в рабочей зоне чисел оборотов двигателя автомобиля «Москвич-407», которые согласно внешней характеристике находятся в пределах

$$650 < n \leq 4600 \text{ об/мин.}$$

Рассматривая одноузловую форму колебаний, замечаем, что она с гармоникой половинного порядка ($m=0,5$) резонирует при числе оборотов

$$n_{\text{рез}} = \frac{30k_1}{\pi m} \approx 960 \text{ об/мин.}$$

что соответствует скорости 23,2 км/ч на прямой передаче; с гармоникой $m=1$ резонансное число оборотов будет ниже эксплуатационных чисел оборотов двигателя, т. е. $n_{\text{рез}} \approx 480 \text{ об/мин.}$

Следующие формы колебаний резонируют при числах оборотов, приведенных в табл. 5.

Таблица 5

m	n в об/мин	v в км/ч	m	n в об/мин	v в км/ч
$k_2 = 231,7 \text{ рад/сек}$			$k_3 = 360 \text{ рад/сек}$		
0,5	4430	107	0,5	6870	—
1	2215	53,5	1	3440	88
1,5	1475	35,6	1,5	2290	55,5
2	1108	26,75	2	1720	41,7
2,5	888	21,4	2,5	1376	33,4
3	740	18	3	1145	27,6

Опасными гармониками являются вторая, четвертая и восьмая (главные). Следовательно, резонанс гармоники 0,5-го порядка, устанавливающийся при $n_{\text{рез}} = 960 \text{ об/мин.}$, что соответствует скорости автомобиля 23 км/ч (весьма редко встречающейся на прямой передаче), не является опасным. Что же касается главной гармоники 2-го порядка при $n_{\text{рез}} = 1108 \text{ об/мин}$ и скорости 27 км/ч, то она будет опасной, если водитель будет иметь данную скорость не на второй передаче, а на прямой. Как видно из приведенного анализа, наиболее опасной для валов трансмиссии будет трехузловая форма колебаний при $n_{\text{рез}} = 1720 \text{ об/мин.}$, что соответствует весьма часто встречающейся скорости, равной 41,7 км/ч.

Рабочая зона чисел оборотов двигателя М-20 находится в пределах от 800 до 3600 в минуту.

Одноузловая форма колебаний даже с гармоникой 0,5-го порядка ($m=0,5$) резонирует в зоне нерабочих чисел оборотов двигателя

$$n_{\text{рез}} = \frac{30k_1}{\pi m} = 74,5 \text{ об/мин.}$$

Резонансы следующих двух форм колебаний будут наблюдаться при числах оборотов, указанных в табл. 6.

Таблица 6

m	n в об/мин	v в км/ч	m	n в об/мин	v в км/ч
$k_2 = 198,8 \text{ рад/сек}$			$k_3 = 352 \text{ рад/сек}$		
0,5	3800	95	0,5	6720	—
1	1900	47,5	1	3360	84
1,5	1266	31,5	1,5	2240	56
2	9510	23,8	2	1680	42,2
2,5	7800	19	2,5	1345	33,6
3	634	—	3	1120	28
3,5	543	—	3,5	962	24
4	380	—	4	842	21

Как видно из табл. 6, главные резонансные колебания от возмущающих моментов 2-го и 4-го порядков двухузловой формы колебаний развиваются при нерабочих числах оборотов двигателя (скорость 23,8 км/ч должна быть не на прямой передаче). Поэтому первые две формы колебаний не представляют опасности с точки зрения вибропрочности рассматриваемой системы.

Трехузловая форма колебаний и здесь является наиболее опасной, причем резонирует также 2-я главная гармоника при $n_{\text{рез}} = 1680 \text{ об/мин}$ и $v = 42,2 \text{ км/ч}$. Резонанс 4-й гармоники при скорости 21 км/ч можно считать неопасным, так как эта скорость не присуща прямой передаче. Поэтому прочностной расчет на крутильные колебания системы нужно проводить при $n = 1680 \text{ об/мин}$ и $m = 2$.

Что касается четвертой формы колебаний при $k_4 = 2528 \text{ 1/сек}$, то она не опасна, так как устанавливающиеся резонансы находятся в области нерабочей зоны двигателя, за исключением гармоник 7, 7,5 и 8-го порядков, амплитуды которых создают чисто нейтральный возмущающий момент.

Таким образом, на основании проделанного анализа частот выявлены числа оборотов двигателя, при которых следует проводить прочностной расчет на крутильные колебания, а также с помощью графиков (рис. 5 и 6) устанавливаются узловые сечения, т. е. те сечения вала, которые остаются неподвижными.

УДК 629.115.001.5

Влияние числа и расположения осей на тягово-цепные качества полноприводных автомобилей

Канд. техн. наук Г. А. СМИРНОВ

МВТУ имени Баумана

УСЛОВИЯМИ, обеспечивающими возможность движения всякого автомобиля, являются

$$P_k = P_{\Sigma};$$

$$P_k < P_{\varphi},$$

где P_k — тяговое усилие ведущих колес;

P_{Σ} — суммарная сила сопротивлений движению;

P_{φ} — сила сцепления ведущих колес.

Если в двухосном автомобиле с одной ведущей осью все тяговое усилие и вся сила сцепления реализуются только одной осью, то в многоосных и многоприводных автомобилях возможны различные варианты распределения сил, существенно влияющие на тягово-цепные качества автомобилей и во многих случаях, определяющие возможность движения последних.

На характер распределения окружных сил по колесам и осям автомобилей оказывают влияние различные конструк-

тивные и эксплуатационные факторы, например принципиальная и конструктивная схемы силового привода, тип и конструкция подвески и шин, включая жесткость названных узлов и деталей (в том числе и тангенциальную эластичность шин), величина сил сопротивления движению и др. В многоосных полноприводных автомобилях, в которых преимущественное распространение имеет блокированный привод колес всех осей [1], неравномерность распределения тяговых усилий вызывается также кинематическим несоответствием линейного перемещения колес их вращению, что бывает при различных радиусах качения ведущих колес или одинаковых радиусах, но различных за один и тот же промежуток времени перемещениях осей колес, или при обоих обстоятельствах, действующих одновременно, но не согласованно.

Одной из наиболее вероятных причин различных радиусов колес является различная величина нормальных реакций, действующих на колеса.

Радиальные реакции на колеса многоосного автомобиля определяются на основе рис. 1. Будем считать автомобиль

плоской системой, т. е. считать, что он полностью симметричен относительно продольной оси.

Уравнения статического равновесия для системы будут

$$R_1 + R_2 + \dots + R_i + \dots + R_n = \frac{G_a}{2} \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

где

G_a — вес автомобиля;

α — угол подъема, преодолеваемого автомобилем;

Решая совместно уравнения (2)–(5) и обозначая для удобства правую часть уравнения (2) через A , определим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{A \sum c_i - \frac{G_a}{2} \cos \alpha \sum c_i \cdot l_i}{\sum c_i \cdot l_i^2 \sum c_i - \sum c_i \cdot l_i^2}. \quad (6)$$

Подставляя уравнение (6) в выражения (5), (4) и (3), находим

$$R_i = c_i \left\{ \frac{\frac{G_a}{2} \cos \alpha [\sum c_i \cdot l_i^2 \sum c_i - (\sum c_i \cdot l_i)^2] - A \sum c_i \cdot \sum c_i \cdot l_i}{\sum c_i [\sum c_i \cdot l_i^2 \cdot \sum c_i - (\sum c_i \cdot l_i)^2]} + \right. \\ \left. + \frac{\frac{G_a}{2} \cos \alpha (\sum c_i \cdot l_i)^2 + [(\sum c_i)^2 \cdot A - \frac{G_a}{2} \cos \alpha \sum c_i \cdot l_i \sum c_i] \cdot l_i}{\sum c_i [\sum c_i \cdot l_i^2 \cdot \sum c_i - (\sum c_i \cdot l_i)^2]} \right\}. \quad (7)$$

$R_1, R_2, \dots, R_i, \dots, R_n$ — нормальные реакции, действующие на колеса.

$$R_2 \cdot l_2 + R_3 \cdot l_3 + \dots + R_i \cdot l_i + \dots + R_n \cdot l_n = \frac{G_a}{2} \cos \alpha \cdot a + \\ + \frac{G_a}{2} \sin \alpha \cdot h_g + \frac{P_j}{2} \cdot h_g + \frac{P_w}{2} \cdot h_w + \\ + \frac{P_{kp} \cdot h_{kp}}{2} + \sum M_{fi}, \quad (2)$$

где

P_{kp} — сила тяги на крюке;

h_{kp} — высота расположения крюка;

$l_2, l_3, \dots, l_i, \dots, l_n$ — расстояния соответствующих осей от первой оси;

n — число осей автомобиля;

M_{fi} — момент сопротивления качению колес;

a и h_g — координаты центра тяжести автомобиля;

P_j — сила инерции автомобиля;

P_w — сила сопротивления воздуха;

h_w — высота расположения центра парусности.

Уравнение перемещений точек корпуса автомобиля, расположенных над соответствующими колесами:

$$R_i = c_{np} \cdot f_i, \quad (3)$$

где $c_{np} = \frac{c_{pi} \cdot c_{ui}}{c_{pi} + c_{ui}}$ — приведенная жесткость подвески и шин;

c_{pi} — жесткость подвески i -го колеса;

c_{ui} — радиальная жесткость шины колеса (для всех шин считаем одинаковой);

f_i — перемещение точки корпуса автомобиля, расположенной над i -тым колесом, под действием вертикальной реакции.

Выражая перемещение i -той оси через перемещение f_i и угол наклона корпуса автомобиля под действием всех сил и реакций β , получим

$$f_i = f_i + l_i \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4)$$

Из выражений (1), (3) и (4) получим

$$f_i = \frac{\frac{G_a}{2} \cos \alpha - \operatorname{tg} \beta \cdot \sum c_i \cdot l_i}{\sum c_i}. \quad (5)$$

Для удобства анализа влияния только числа и расположения осей на тягово-сцепные качества полагаем, что приведенные жесткости колес всех осей каждого автомобиля одинаковы,

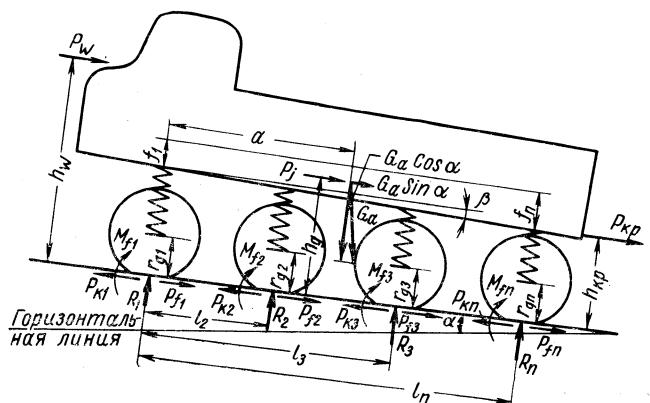


Рис. 1. Расчетная схема многоосного полноприводного автомобиля.

что автомобиль движется с постоянной скоростью по горизонтальной плоскости [2], без силы тяги на крюке, что сила сопротивления воздуха так мала, что ею можно пренебречь. Тогда

$$R_i = \frac{1}{n} \left[\frac{\frac{G_a}{2} - (\sum l_i - n \cdot l_i) \times n \cdot \frac{G_a}{2} a + n \sum (P_{fi} \cdot r_{di}) - \frac{G_a}{2} \sum l_i}{n \sum l_i^2 - (\sum l_i)^2} \right]. \quad (7a)$$

Для автомобилей, у которых основным является сопротивление качению, можно также считать, что P_w, P_j и P_{kp} приложены на высоте, равной среднему динамическому радиусу r_{dcp} , и без большой ошибки член $n \cdot \sum (P_{fi} \cdot r_{di})$ в уравнении (7a) можно заменить на $n P_{\Sigma} r_{dcp}$, где $P_{\Sigma} = P_{f1} + P_w + P_j + P_{kp}$ и представляет собой сумму всех сил сопротивления движению.

Из уравнения (7a) видно, что для равных по общему весу автомобилей с равными радиусами колес и при движении с одинаковыми силами сопротивления движению на распределение нормальных реакций оказывает влияние число и расположение осей автомобиля. С увеличением числа осей увеличивается равномерность распределения реакций на последовательно расположенные оси. Однако поскольку это изменение отношения соседних нормальных реакций меньше, чем увеличение числа осей, отношение крайних нормальных реакций с увеличением числа осей растет. Это положение иллюстрируется

руется рис. 2, а. При составлении графиков принято, что автомобили имеют равнорасположенные по длине базы оси $L = 6400 \text{ мм}$; $a = \frac{L}{2} = 3200 \text{ мм}$; $G_a = 20000 \text{ кг}$, $P_\Sigma = 0,4 G_a$ и $P_\Sigma = 0,2 G_a$, $r_{\partial \text{ср}} = 598 \text{ мм}$, жесткость подвесок всех колес одинакова, радиальная жесткость всех шин также одинакова и равна 348 кг/см .

При движении по твердой опорной поверхности характер распределения нормальных реакций по колесам осей практически

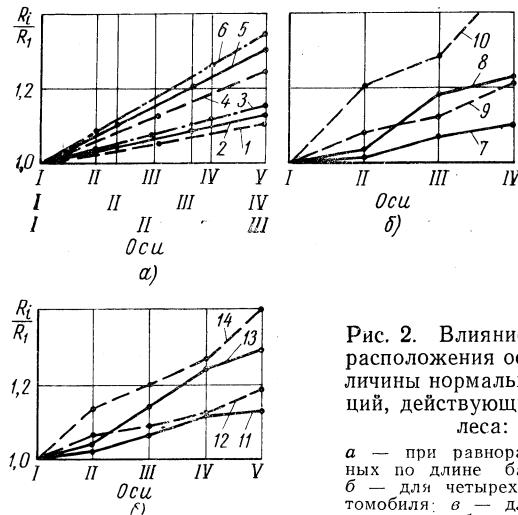


Рис. 2. Влияние числа и расположения осей на величины нормальных реакций, действующих на колеса:

а — при равнорасположенных по длине базах осей;
б — для четырехосного автомобиля; в — для пятиосного автомобиля; I — при $n=3$ и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 2 — при $n=4$ и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 3 — при $n=5$ и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 4 — при $n=3$ и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 5 — при $n=4$ и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 6 — при $n=5$ и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 7 — при схеме 2—2 ($l_2=l$; $l_3=5l$; $l_4=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 8 — при схеме 2—2 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 9 — при схеме 1—2—1 ($l_2=2,5l$; $l_3=3,5l$; $l_4=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 10 — при схеме 1—2—1 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 11 — при схеме 2—1—2 ($l_2=l$; $l_3=3l$; $l_4=5l$; $l_5=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 12 — при схеме 2—1—2 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 13 — при схеме 1—3—1 ($l_2=2l$; $l_3=3l$; $l_4=4l$; $l_5=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 14 — при схеме 1—3—1 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$.

и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 2 — при $n=4$ и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 3 — при $n=5$ и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 4 — при $n=3$ и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 5 — при $n=4$ и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 6 — при $n=5$ и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 7 — при схеме 2—2 ($l_2=l$; $l_3=5l$; $l_4=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 8 — при схеме 2—2 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 9 — при схеме 1—2—1 ($l_2=2,5l$; $l_3=3,5l$; $l_4=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 10 — при схеме 1—2—1 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 11 — при схеме 2—1—2 ($l_2=l$; $l_3=3l$; $l_4=5l$; $l_5=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 12 — при схеме 2—1—2 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$; 13 — при схеме 1—3—1 ($l_2=2l$; $l_3=3l$; $l_4=4l$; $l_5=6l$) и $P_\Sigma = 0,2 G_a$; 14 — при схеме 1—3—1 и $P_\Sigma = 0,4 G_a$.

чески влияет на тягово-сцепные качества многоосных автомобилей только тогда, когда необходимо реализовать весьма большую силу сцепления всех колес с опорной поверхностью, что в обычных условиях бывает редко.

При движении по мягкой опорной поверхности и равенстве колес колес всех осей (а именно так обычно бывает у многоосных автомобилей) желательно в движении иметь увеличение нормальных реакций на каждую последующую ось. Это позволяет лучше использовать несущую способность мягкого грунта, постепенно уплотняющегося колесами каждой предыдущей оси и в большинстве случаев допускающего большие удельные давления колесами последующих осей. В соответствии с экспериментальными данными по уплотнению грунтов [3] можно заключить, что на колеса каждой последующей оси можно допускать в среднем на 10—20% большие нормальные нагрузки, чем на предыдущие, т. е. нормальные реакции целесообразно распределять в геометрической прогрессии $\frac{R_{i+1}}{R_i} = 1,1 \dots 1,2$.

Однако с увеличением числа равнорасположенных по базе осей это отношение может быть существенно увеличено.

На примере четырех- и пятиосного автомобилей на рис. 2, б, в показано также влияние расположения осей по базе на распределение нормальных реакций. Для сравнения приняты наиболее типичные симметричные схемы: со сближенными к крайним промежуточными осями (схема 2—2 для четырехосного и 2—1—2 для пятиосного автомобилей); с равномерным расположением осей; со сближенными средними осями (соответственно 1—2—1 и 1—3—1). Основные параметры автомобилей приняты те же, что и в предыдущем случае, а расстояния между осями указаны в подрисуночных надписях.

Как видно из рис. 2, б, в и уравнения (7а), при одинаковом числе осей перераспределение реакций увеличивается с приближением промежуточных осей к середине базы, т. е. с уменьшением угловой жесткости упругой системы авто-

мобиля в продольной плоскости, что при всех равных параметрах отображается членом $\sum l_i^2$.

У эластичных в тангенциальном направлении колес окружные силы изменяют радиус их качения таким образом, что тяговые усилия

$$P_{ki} = \frac{1}{\lambda_i} (r_{ki}^o - r_{ki}^e), \quad (8)$$

где r_{ki}^o — радиус качения ведомого колеса;

r_{ki}^e — радиус качения ведущего колеса;

λ_i — коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Величина λ изменяется в зависимости от различных конструктивных и эксплуатационных параметров. При дальнейшем анализе считаем на основе экспериментальных данных, что при постоянном давлении воздуха в одинаковых шинах величина λ уменьшается с увеличением значения R . Величина r_{ki}^o определяется также экспериментально или приближенно по формуле, предложенной Г. В. Зимелевым [4]:

$$r_{ki}^o = \frac{3r_0}{\frac{r_0}{r_{di}} + 2}, \quad (9)$$

где r_0 — свободный радиус шины колеса, не нагруженного радиальной силой. Динамический радиус

$$r_{di} = r_0 - \frac{R_i}{c_{\text{ш}}}, \quad (10)$$

тогда

$$r_{ki} = \frac{3 \cdot r_0 (r_0 \cdot c_{\text{ш}} - R_i)}{3 \cdot r_0 \cdot c_{\text{ш}} - 2R_i}. \quad (11)$$

При полностью блокированном приводе радиусы качения всех колес будут стремиться выравняться под действием окружных сил, и при достаточности этих сил выравненный радиус качения колес с учетом того, что $\Sigma P_{ki} = \frac{P_\Sigma}{2}$, определяется так:

$$r_k^e = \frac{\sum \frac{r_{ki}^o}{\lambda_i} - \frac{P_\Sigma}{2}}{\sum \frac{1}{\lambda_i}}. \quad (12)$$

Последовательно подставив в уравнение (8) уравнения (11), (7) или (7а) и (12), можно найти величины тяговых усилий для автомобилей с любым числом и расположением осей колес, а также другими указанными в этих формулах конструктивными и эксплуатационными параметрами.

Использование нормальных реакций с целью получения наилучших тягово-сцепных качеств автомобиля можно оценить коэффициентом удельной тяги каждого колеса $\gamma_i = \frac{P_{ki}}{R_i}$.

На рис. 3 приведены зависимости этих коэффициентов от числа (рис. 3, а) и расположения (рис. 3, б) осей, положения центра тяжести (рис. 3, в), а также величины суммарной силы сопротивления движению для автомобилей с указанными параметрами.

При определении окружных сил P_{ki} для автомобилей с различным числом осей принято, что с увеличением числа осей размеры шин уменьшаются так, что суммарные удельные давления всех колес на грунт в статическом состоянии остаются постоянными.

Тогда, имея в виду, что шины выполняются обычно подобными, и принимая $\frac{f_0}{B} = 0,14$ (где B — ширина шины, $f_0 = r_0 - r_{di}$ — средний прогиб шины) при номинальной статической нагрузке и номинальном давлении воздуха в шинах p_w , определяем по формуле В. Л. Бидермана

$$\frac{R}{B^2} = \frac{5,1}{1 + 18,3 \frac{B}{p_w 2r_0}}, \quad (13)$$

а также учитывая, что площадь отпечатка каждой шины может быть найдена по формуле $F = \pi(r_0 - r_{di}) \cdot \sqrt{B} 2r_0$, определяются размеры шин при изменении числа колес сравниваемых автомобилей.

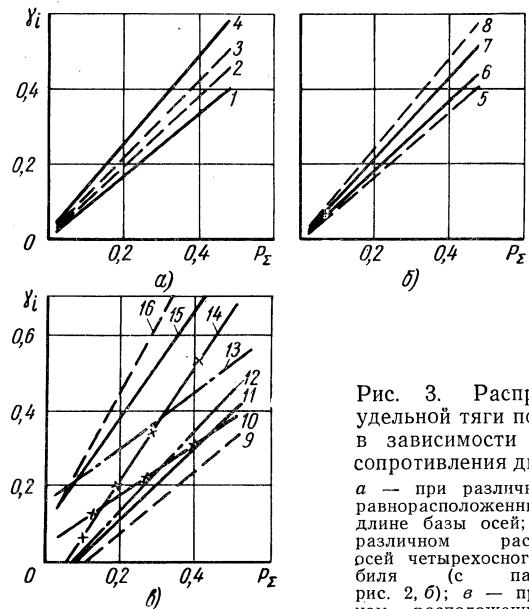


Рис. 3. Распределение удельной тяги по колесам в зависимости от силы сопротивления движению: а — при различном числе равнорасположенных по длине базы осей; б — при различном расположении осей четырехосного автомобиля (с параметрами рис. 2, б); в — при различном расположении центра тяжести и равнорасположенных осях; 1 — для последней оси пятиосного автомобиля; 2 — для последней оси трехосного автомобиля; 3 — для первой оси трехосного автомобиля; 4 — для первой оси пятиосного автомобиля; 5 — для последней оси при схеме 1—2—1; 6 — для последней оси при схеме 2—2; 7 — для первой оси при схеме 2—2; 8 — для первой оси при схеме 1—2—1; 9 — для последней оси при $n=5$ и $a=\frac{5}{12}L$; 10 — для первой оси при $n=5$ и $a=\frac{5}{12}L$; 11 — для последней оси при $n=4$ и $a=\frac{7}{12}L$; 12 — для первой оси при $n=4$ и $a=\frac{5}{12}L$; 13 — для последней оси при $n=4$ и $a=\frac{5}{12}L$; 14 — для последней оси при $n=5$ и $a=\frac{5}{12}L$; 15 — для первой оси при $n=4$ и $a=\frac{7}{12}L$; 16 — для первой оси при $n=5$ и $a=\frac{7}{12}L$.

тяжести и равнорасположенных осях; 1 — для последней оси пятиосного автомобиля; 2 — для последней оси трехосного автомобиля; 3 — для первой оси трехосного автомобиля; 4 — для первой оси пятиосного автомобиля; 5 — для последней оси при схеме 1—2—1; 6 — для последней оси при схеме 2—2; 7 — для первой оси при схеме 2—2; 8 — для первой оси при схеме 1—2—1; 9 — для последней оси при $n=5$ и $a=\frac{5}{12}L$; 10 — для первой оси при $n=5$ и $a=\frac{5}{12}L$; 11 — для последней оси при $n=4$ и $a=\frac{7}{12}L$; 12 — для первой оси при $n=4$ и $a=\frac{5}{12}L$; 13 — для последней оси при $n=4$ и $a=\frac{5}{12}L$; 14 — для последней оси при $n=5$ и $a=\frac{5}{12}L$; 15 — для первой оси при $n=4$ и $a=\frac{7}{12}L$; 16 — для первой оси при $n=5$ и $a=\frac{7}{12}L$.

Если, например, на четырехосном автомобиле весом $G_a = 20000$ кг установлены шины размера 16,00—20, то для них будут справедливы следующие соотношения:

$$f_{04} = 0,14 \cdot B = 0,14 \cdot 40,7 = 5,7 \text{ см};$$

$$F_4 = \pi \cdot 5,7 \sqrt{40,7 \cdot 2 \cdot 67} = 1310 \text{ см}^2.$$

При размещении на том же автомобиле пяти осей и установке колес с шинами 14,00—20 аналогично найдем

$$F_5 = 1070 \text{ см}^2, \text{ т. е. } \frac{F_4}{F_5} = 1,23. \text{ Номинальное давление воздуха в шинах, определенное по формуле (13), будет соответственно}$$

равно 2,37 и 2,4 кг/см². Произведя те же расчеты при среднем

давлении (например, 1,7 кг/см²), получим $\frac{F'_4}{F'_5} = 1,27$, т. е. отно-

шение площадей отпечатков шин колеблется около величины, равной $\frac{5}{4}$, что обеспечивает в средних условиях постоянство удельных давлений на грунт сравниваемых автомобилей.

Рис. 3 показывает также, что коэффициенты удельной тяги каждого колеса у автомобиля с различным числом осей при одном и том же дорожном сопротивлении, т. е. тогда, когда они должны быть практически постоянными, изменяются в широких пределах. Так, например, при движении трехосного автомобиля с равномерным расположением осей, при $a = \frac{L}{12}$

и $P_z = 0,2 G_a$ удельная тяга колес первой оси превышает удельную тягу колес последней оси на 27%, в четырехосном — на 37%, а у пятиосного — на 50%.

Если в сравниваемых автомобилях оставить одинаковые колеса и допустить также другие упрощения, то неравномерность распределения коэффициентов γ с увеличением числа осей возрастает еще больше.

В реальных условиях эксплуатации центр тяжести автомобиля без полезной нагрузки и с полезной нагрузкой, даже с различной полезной нагрузкой не остается на месте. Сравнение зависимостей, приведенных на рис. 3, в, показывает, что даже сравнительно небольшое смещение центра тяжести существенно перераспределяет величины удельной тяги по колесам. Аналогично влияют сила тяги на крюке, если автомобиль используется как тягач, а также сила сопротивления воздуха и сила инерции. При рассмотрении действия этих сил следует учитывать, что их влияние увеличивается с увеличением высоты их приложения. В числовых примерах, по которым построены графики, в целях упрощения принято, что все эти силы приложены на высоте r_d ср.

Графики позволяют определить условия начала буксования, а также появления отрицательного окружного усилия, вызывающего циркуляцию паразитной мощности. Буксование колес начинается у автомобиля с большим числом осей при меньшей силе сопротивления движению. При этом в случае, если центр тяжести находится посередине базы или смещен назад, всегда сначала забуксует колесо передней оси. Так, при движении в условиях $P_z = 0,3 G_a$, коэффициенте сцепления $\varphi = 0,5$ и величине $a = \frac{1}{12} L$ все колеса трехосного автомобиля имеют

чистое качение (рис. 3, в), а у четырехосного и тем более пятиосного автомобиля первые колеса могут двигаться только с пробуксовыванием и не могут реализовать необходимую для выравнивания радиусов качения силу тяги на первой оси. Радиус качения первого колеса определяется в этом случае силой сцепления P_{φ_1} и тангенциальной эластичностью шины λ :

$$r_{k_1}^{\theta} = r_{k_1}^0 - \lambda \cdot P_{\varphi_1},$$

а выравнивание радиусов качения остальных колес происходит за счет разности сил $P_z - P_{\varphi_1}$. Хотя это уменьшит разницу в использовании сцепного веса, приходящегося на каждое колесо, но в большинстве случаев ухудшит проходимость, так как колеса первой оси (а в зависимости от соотношения сил P_z и P_{φ_1} и колеса следующих осей) будут двигаться с пробуксовыванием, что может привести к срыву верхней поверхности грунта. Особенно плохо то, что буксовать начинают первые колеса, по следу которых должны идти все последующие.

Если с точки зрения получения лучшего распределения удельных давлений на большинстве мягких грунтов лучшей является схема расположения осей, обеспечивающая меньшую угловую жесткость автомобиля в продольной плоскости, то по реализации тяговых усилий эта схема является худшой (рис. 3, б). Изменение расположения осей по отношению к центру тяжести автомобиля усугубляет неблагоприятное распределение тяговых усилий.

Поскольку число и расположение осей, а также характеристика подвески и шин существенно влияют на плавность хода автомобилей [5], оценим хотя бы в общих чертах влияние жесткости подвески и радиальной жесткости шин на распределение тяговых усилий, учитывая также, что все названные параметры входят в одно общее уравнение (7).

На распределение нормальных реакций влияет только приведенная жесткость независимо от того, из чего она складывается, т. е. имеется ли жесткая шина и мягкая подвеска или наоборот. Если приведенная жесткость колес всех осей одинакова, то ее величина вообще не влияет на распределение нормальных реакций и последние определяются только числом и расположением осей и силами сопротивления движению.

Однако на распределение тяговых усилий соотношение жесткостей шины и подвески оказывает влияние. С уменьшением радиальной жесткости шины увеличивается ее радиальная деформация, уменьшаются динамический радиус, радиус качения и тангенциальная эластичность. Это приводит к увеличению разницы окружных сил по колесам автомобиля. Рис. 4 иллюстрирует данное положение. Для сравнения приведены расчеты по условному автомобилю типа 8×8, выполненному

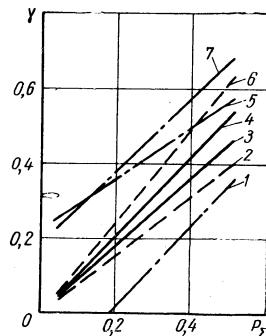


Рис. 4. Зависимость удельной тяги от силы сопротивления движению при различных жесткостях подвесок и радиальной жесткости шин:

1 — для третьей оси при $c_p = c_{p_4} = 100 \text{ кг/см}$; $c_{p_2} = c_{p_3} = c_{u_2} = c_{u_3} = 172,8 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = c_{u_4} = 630 \text{ кг/см}$; 2 — для четвертой оси при $c_p = c_{u_2} = 172,8 \text{ кг/см}$; 3 — для четвертой оси при $c_p = 100 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = 630 \text{ кг/см}$; 4 — для первой оси при $c_p = 100 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = 630 \text{ кг/см}$; 5 — для четвертой оси при $c_p = c_{p_4} = 100 \text{ кг/см}$; $c_{p_2} = c_{p_3} = c_{u_2} = c_{u_3} = 172,8 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = c_{u_4} = 630 \text{ кг/см}$; 6 — для первой оси при $c_p = c_{u_2} = 172,8 \text{ кг/см}$; 7 — для первой оси при $c_p = c_{p_4} = 100 \text{ кг/см}$; $c_{p_2} = c_{p_3} = c_{u_2} = c_{u_3} = 172,8 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = c_{u_4} = 630 \text{ кг/см}$.

по схеме 1—2—1, весом $G_a = 20000 \text{ кг}$, со следующими размерами: $l_2 = 2400 \text{ мм}$; $l_3 = L = 4000 \text{ мм}$; $l_4 = 6400 \text{ мм}$, $a = \frac{L}{2}$,

шины 16,00—20, приведенная жесткость каждого колеса одинакова и равна 86,4 кг/см. В первом варианте (сплошная линия) для всех колес $c_p = 100 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = 630 \text{ кг/см}$, величина λ изменяется в зависимости от нагрузки, приходящейся на колесо, относительно средней величины, равной 0,06 мм/кг. Во втором варианте (штриховая линия) принято $c_p = c_{u_1} = 172,8 \text{ кг/см}$; $\lambda_{c_p} = 0,04 \text{ мм/кг}$. Если нормальные реакции в обоих случаях для соответственных колес одинаковы, то тяговые усилия весьма отличны. Отношение коэффициентов удельной тяги последнего колеса к первому при $P_d = 0,2G_a$ для первого варианта равно 0,91, а для второго 0,64.

Еще в большей степени изменится распределение окружных сил по колесам при разной жесткости подвесок и шин различных колес. Если, например, $c_{p_1} = c_{p_4} = 100 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = c_{u_4} = 630 \text{ кг/см}$; $c_{p_2} = c_{p_3} = c_{u_2} = c_{u_3} = 172,8 \text{ кг/см}$; $c_{p_1} = c_{p_4} = 100 \text{ кг/см}$; $c_{p_2} = c_{p_3} = c_{u_2} = c_{u_3} = 172,8 \text{ кг/см}$; $c_{u_1} = c_{u_4} = 630 \text{ кг/см}$.

если $c_{u_2} = c_{u_3} = 172,8 \text{ кг/см}$ (приведенные жесткости всех колес одинаковы), то сцепной вес будет использоваться преимущественно колесами крайних осей (штрих-пунктирная линия на рис. 4). При той же, например, величине $P_d = 0,2G_a$ отношение $\frac{r_2}{r_1} = 0,13$; $\frac{r_3}{r_4} = 0,056$. Как видно из графика, в значительном диапазоне изменения сил сопротивления движению величина λ будет отрицательной, т. е. на колесах одной из осей будет тормозящее усилие, которое вызовет циркуляцию паразитной мощности.

Выводы

1. С увеличением числа равнорасположенных осей и уменьшением слагаемого $\sum c_i l_i^2$, что приводит к уменьшению угловой жесткости автомобиля в продольной плоскости, удельная тяга передних осей увеличивается, а задних — уменьшается.

2. Соответствующим расположением осей колес, а также определенным выбором жесткостей подвесок колес и шин, можно обеспечить желаемое распределение нормальных реакций и тяговых усилий, определяющее различные тягово-цепные качества многоосных полноприводных автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

- Смирнов Г. А. «Известия вузов». «Машиностроение», 1965, № 5.
- Смирнов Г. А. «Известия вузов». «Машиностроение», 1965, № 7.
- Бухарин Н. А. и др. Проходимость автомобиля. Воениздат, 1959.
- Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1960.
- Ротенберг Р. В. «Автомобильная промышленность», 1963, № 2.

УДК 629.11.012.3.001.5

Некоторые вопросы качения автомобильного колеса

Канд. техн. наук Ю. В. ПИРКОВСКИЙ

В ТЕОРИИ качения колеса с эластичной шиной, основы которой были заложены акад. Е. А. Чудаковым, особый интерес представляет вопрос определения потерь, возникающих при качении колеса в ведущем режиме.

Аналитическое определение этих потерь в зависимости от величины подводимого к колесу крутящего момента и от параметров шины позволяет уточнить формулу мощностного баланса автомобиля и решить целый ряд практических задач, связанных как с тяговыми расчетами, так и с вопросами выбора оптимальной схемы трансмиссии, подвески и т. п.

В уравнении мощностного баланса ведущего колеса

$$N_0 = N_f + N_k,$$

где N_0 — мощность, подводимая к колесу;

N_f — мощность сопротивления качению;

N_k — мощность, отводимая от колеса (равная сумме мощностей внешних сопротивлений).

Величина N_f , в свою очередь, зависит от значения крутящего момента.

Акад. Е. А. Чудаков для определения силы и коэффициента сопротивления качению колеса предложил [1] следующие формулы:

$$P_f = G_k \frac{a}{r_d} + M_k \left(\frac{r_k - r_d}{r_k r_d} \right);$$

$$f = -\frac{a}{r_d} + \frac{M_k}{G_k} \left(\frac{r_k - r_d}{r_k r_d} \right),$$

где G_k — вертикальная нагрузка на колесо;

M_k — подводимый к колесу крутящий момент;

a — снос вертикальной реакции по отношению к вертикали, проходящей через центр колеса;

r_d — динамический радиус колеса (расстояние от оси колеса до опорной поверхности);

r_k — радиус качения колеса.

Практическое использование этих формул затруднено вследствие того, что величина a для ведущего режима до настоящего времени экспериментально не определена.

Чтобы получить более удобные для практического использования зависимости, позволяющие определять величину сопротивления качению колеса с эластичной шиной в ведущем режиме, мощность сопротивления качению N_f разложим на составляющие:

$$N_f = N_{f0} + \Delta N_f,$$

где N_{f0} — мощность, необходимая для преодоления сопротивления качению, которое возникает вследствие деформирования шины (или шины и дороги) под воздействием вертикальной нагрузки;

ΔN_f — величина мощности, необходимой для преодоления дополнительного сопротивления, возникающего вследствие приложения к колесу крутящего момента.

Очевидно, что при качении колеса в ведомом режиме потери сопротивления качению определяются только величиной N_{f0} .

Величина ΔN_f определяется потерями на деформированные шины (или шины и грунта) под воздействием приложенного к колесу крутящего момента:

$$\Delta N_f = N_0 \left(\frac{v_k^0 - v_k}{v_k^0} \right) = N_0 \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0} \right), \quad (1)$$

где v_k^0 и r_k^0 — поступательная скорость и радиус качения ведомого колеса;

v_k — поступательная скорость оси ведущего колеса. Этую же величину легко получить, если определять ΔN_f через величину работы, затрачиваемую на тангенциальное деформирование шины $M_0 a$, где a — угол деформирования.

Акад. Е. А. Чудаков [1] и канд. техн. наук В. И. Ланин [2] установили, что работа, затрачиваемая на сжатие (тангенциальное деформирование) шины, не возвращается как полезная, а затрачивается на трение элементов шины о поверхность дороги и гистерезис.

Если качение колеса по дороге происходит под воздействием крутящего момента M_0 , причем колесо деформировано на угол a , то работа на тангенциальное деформирование

$$A_f = M_0 a.$$

Если угол равен длине дуги, деленной на радиус, а деформация шины под воздействием крутящего момента приводит к уменьшению ее радиуса качения от r_k^0 до r_k , то

$$a = \frac{2\pi(r_k^0 - r_k)}{r_k^0}.$$

Тогда мощность, затрачиваемая на тангенциальное деформирование,

$$\Delta N_f = \frac{2\pi M_0 n_k (r_k^0 - r_k)}{75 \cdot 60 \cdot r_k^0} \text{ л. с.}$$

После преобразования окончательно получим

$$\Delta N_f = N_0 \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0} \right).$$

Если представить ΔN_f как произведение некоторого условного прироста силы сопротивления качению ΔP_f на скорость

$$v_k = \omega_k r_k,$$

где ω_k — угловая скорость ведущего колеса, то

$$\Delta P_f = \frac{M_0 \omega_k}{\omega_k r_k} \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0} \right) = M_0 \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0 r_k} \right).$$

Можно записать, что

$$N_{f0} = P_{f0} v_k,$$

где P_{f0} — сила, необходимая для преодоления сопротивления качению, возникающего вследствие деформирования шины (или шины и дороги) под воздействием вертикальной нагрузки;

v_k' — скорость, при которой определена величина P_{f0} .

Тогда мощностной баланс

$$N_0 = P_{f0} v_k' + \Delta P_f v_k + P_k v_k,$$

где P_k — свободная окружная сила, равная сумме всех остальных сопротивлений: воздушной среды P_w , инерции P_i , силы сопротивления подъему P_i и т. п.

Чтобы определить значение v_k , рассмотрим график баланса мощности ведущего колеса (рис. 1).

Из графика следует, что составляющие мощностного баланса — величины мощностей N_0 , ΔN_f и $N_k = N_w + N_i + \dots$ для одного и того же колеса должны определяться при одной и той же скорости, равной v_k . Тогда

$$N_f = P_{f0} \omega_k r_k + N_0 \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0} \right). \quad (2)$$

Отсюда условная сила сопротивления качению

$$P_f = P_{f0} + M_0 \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0 r_k} \right), \quad (3)$$

а так как $P_{f0} = G_k f_0$, то

$$f = f_0 + \frac{M_0}{G_k} \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0 r_k} \right) \quad (4)$$

при $r_k = r_k^0 - \gamma M_0$,

где γ — коэффициент тангенциальной эластичности шины в $\text{мм}/\text{кгм}$;

$$f = f_0 + \frac{\gamma M_0^2}{G_k r_k^0 (r_k^0 - \gamma M_0)}. \quad (5)$$

Последняя формула справедлива, если при качении соблюдается прямолинейная зависимость r_k от подводимого крутящего момента.

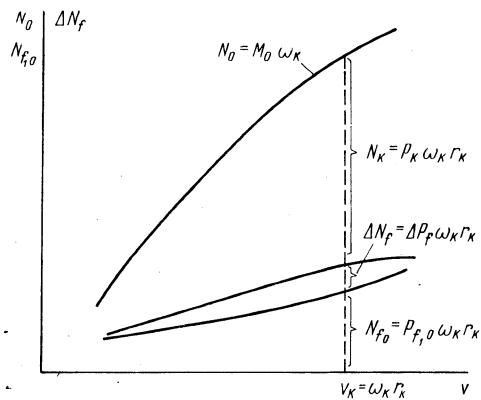


Рис. 1. Баланс мощности ведущего колеса.

В работах канд. техн. наук В. А. Петрушова [3], [4] приводится формула, отличающаяся от предложенной наличием коэффициента $\frac{r_k^0}{r_k}$ при величине f_0 :

$$f = f_0 \frac{r_k^0}{r_k} + \frac{M_0}{G_k} \left(\frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0} \right).$$

Это объясняется тем, что сложение мощностей N_0 , N_{f0} , ΔN_f и N_k производится при разных скоростях: $\omega_k r_k^0$ для N_{f0} , $\omega_k r_k$ для N_0 , ΔN_f и N_k .

Предложенные для определения мощности, силы и условного коэффициента сопротивления качению формулы (2), (3), (4) и (5) дают результаты, хорошо совпадающие с экспериментальными данными.

На рис. 2 приведено значение коэффициента сопротивления качению, найденного экспериментально (сплошная линия) и по формуле (5) (штриховая линия) при давлении вшине 3,2 $\text{кг}/\text{см}^2$, вертикальной нагрузке около 3000 кг.

Из формулы (2) легко найти к.п.д. колеса, представив его в виде

$$\eta_k = \frac{N_k}{N_0} = \frac{N_0 - N_f}{N_0} = 1 - \frac{N_{f0}}{N_0} - \frac{\Delta N_f}{N_0}.$$

Так как

$$\frac{\Delta N_f}{N_0} = \frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0} = \frac{\gamma M_0}{r_k^0},$$

то

$$\eta_k = 1 - \frac{P_{f0} (r_k^0 - \gamma M_0)}{M_0} - \frac{\gamma M}{r_k^0} \quad (6)$$

или в более общем виде, когда равенство $r_k = r_k^0 - \gamma M_0$ нарушается,

$$\eta_k = \frac{r_k}{r_k^0} - \frac{P_{f0} r_k}{M_0}. \quad (7)$$

Формула к.п.д. колеса, полученная в работах [3] и [4], несколько отличается от формулы (7) и имеет вид

$$\eta_k = \frac{r_k}{r_k^0} - \frac{P_{f0} r_k^0}{M_0}.$$

Здесь величина P_{f0} умножается не на r_k , а на r_k^0 , благодаря чему величина к.п.д. при качении колеса с частичным буксованием может иметь отрицательное значение и при полном буксования равна $-\frac{P_{f0} r_k^0}{M_0}$. В формуле (7) эта величина в соответствии с физическим смыслом, вкладываемым в понятие к.п.д. колеса, при полном буксовании обращается в нуль.

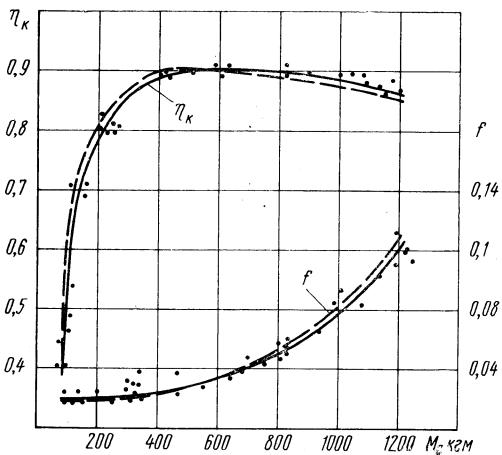


Рис. 2. Коэффициент сопротивления качению и к.п.д. колеса с шиной 15.00—20.

На рис. 2 приведен к.п.д. колеса с шиной 15.00—20, полученный экспериментально (сплошная линия) и расчетным путем по формуле (6) (штриховая линия).

В некоторых работах [5], [6] предлагается рассматривать к.п.д. колеса как произведение двух величин — коэффициента буксования или передаточного отношения i и силового к.п.д. или коэффициента трансформации K .

Таким образом,

$$\eta_k = K i.$$

В этой формуле i характеризует кинематические (скоростные) потери, возникающие при качении колеса, а K — динамические (силовые) потери.

Вследствие приложения к колесу крутящего момента его скорость уменьшается от $v_k^0 = \omega_k r_k^0$ до $v_k = \omega_k r_k$, следовательно,

$$i = \frac{r_k}{r_k^0}. \quad (8)$$

Тогда коэффициент трансформации

$$K = \frac{P_k r_k^0}{M_0}. \quad (9)$$

Общий к.п.д. колеса

$$\eta_k = \frac{r_k}{r_k^0} \cdot \frac{P_k r_k^0}{M_0} = \frac{P_k r_k}{M_0}.$$

Вологодская областная научная библиотека

Некоторые авторы предлагают определять величину i по формуле

$$i = \frac{r_k}{r_d}. \quad (10)$$

С этим нельзя согласиться по следующим соображениям.

На рис. 3 приведена зависимость r_k и r_d от подводимого крутящего момента для шины 14.00—20.

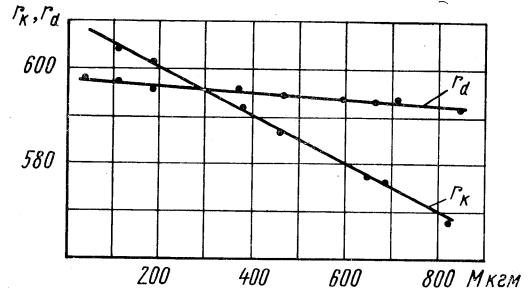


Рис. 3. Зависимости радиуса качения и динамического радиуса колеса с шиной 14.00—20 от подводимого крутящего момента.

Из графика следует, что для значений крутящего момента менее 300 кгм величина $i > 1$, т. е. в этом случае i характеризует уже не потери, а прирост скорости. Объяснить это физически затруднительно.

Большинство современных шин низкого давления имеют аналогичную зависимость r_k и r_d от крутящего момента. Подобный график приведен и в работе акад. Е. А. Чудакова [1] для шин 7.00—16".

Чтобы при определении величины i по формуле (10) получить выражение для к.п.д. колеса

$$\eta_k = \frac{P_k r_k}{M_0},$$

величину K предлагается находить по формуле

$$K = \frac{P_k r_d}{M}. \quad (11)$$

Коэффициент K , характеризующий силовые потери, должен быть равен отношению отведенной от колеса силы P_k к подведенной силе P_{k0} , а следовательно, в формуле (11) $\frac{r_d}{M_0} = \frac{1}{P_{k0}}$,

$$\text{или } \frac{M}{r_d} = P_{k0}.$$

Тогда силовой баланс колеса должен быть записан в следующем виде:

$$P_{k0} = P_f + P_k$$

или

$$\frac{M_0}{r_d} = P_f + P_k.$$

Для свободного колеса, когда $P_k = 0$,

$$\frac{M_0}{r_d} = P_f.$$

Ошибочность этого выражения легко показать как аналитически, так и экспериментально.

Например, канд. техн. наук Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, С. Г. Макаров, кандидаты техн. наук В. М. Семенов, Е. Б. Крадинов [7], исследуя особенности качения пневмокатков (у которых r_k^0 значительно больше r_d) весьма интересным экспериментом, подтвердили, что при определении P_f как частного от деления крутящего момента на динамический радиус ошибка достигает значительной величины.

Рассмотрим мощностной и силовой баланс автомобильного колеса, которые могут быть получены из формулы (2):

$$N_0 = N_{f0} + N_0 \frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0} + N_k,$$

откуда

$$N_0 \frac{r_\kappa}{r_\kappa^0} = N_{f0} + N_\kappa. \quad (12)$$

В этой формуле величина N_{f0} отражает потери мощности вследствие радиального деформирования под воздействием вертикальной нагрузки, а коэффициент $\frac{r_\kappa}{r_\kappa^0}$ учитывает потери, связанные с окружным деформированием вследствие приложения крутящего момента.

Формула (12) значительно удобнее для производства тяговых расчетов, чем исходное выражение $N_0 = N_f + N_\kappa$, так как все входящие в нее величины могут быть легко найдены либо путем несложного эксперимента, либо из таблиц.

Практическое применение этой формулы можно проиллюстрировать на примере определения зависимости свободной мощности на колесах N_κ от числа ведущих осей многоприводного автомобиля с дифференциальным приводом.

Например, для автомобиля с колесной формулой 6×6, движущегося с выключенным передним мостом,

$$N_0 \frac{r_{\kappa 1}}{r_\kappa^0} = N_{f0} + N_{mp} + N_\kappa,$$

где N_{mp} — мощность, расходуемая на вращение агрегатов переднего моста от колес до раздаточной коробки.

При включении переднего моста баланс мощности изменится:

$$N_0 \frac{r_{\kappa 2}}{r_\kappa^0} = N_{f0} + N_{\kappa 2}.$$

Так как

$$r_\kappa = r_\kappa^0 - \frac{\gamma \Sigma M_0}{i},$$

где ΣM — суммарный крутящий момент, подводимый к колесам автомобиля;

i — число ведущих колес,

после преобразований получим

$$\frac{N_{\kappa 2} - N_{\kappa 1}}{N_{\kappa 2}} \% = \frac{\Delta N_\kappa}{N_{\kappa 2}} \% = \frac{\gamma \Sigma M_0^2 + 12 M_{mp} r_\kappa^0}{3 \Sigma M_0 (2 r_\kappa^0 - \gamma \Sigma M_0)} 100\%.$$

Результаты экспериментов, проведенных на автомобилях «Урал-375» и КрАЗ-214 [8], хорошо подтверждают полученную зависимость.

На основании формул (2) и (12) можно также получить зависимости, определяющие влияние перераспределения крутящего момента между ведущими мостами автомобиля с блокированным приводом на величину необходимой для движения автомобиля мощности.

Предложенные зависимости позволяют преобразовать известное выражение силового баланса, предложенное акад. Е. А. Чудаковым,

$$\frac{M_0}{r_\kappa} = P_f + P_\kappa, \quad (13)$$

приведя его к более простой форме.

Подставив в это уравнение полученное значение P_f , будем иметь

$$\frac{M_0}{r_\kappa} = P_{f0} + M_0 \left(\frac{r_\kappa^0 - r_\kappa}{r_\kappa^0 r_\kappa} \right) + P_\kappa,$$

откуда

$$\frac{M_0}{r_\kappa} = P_{f0} + \frac{M_0}{r_\kappa} - \frac{M_0}{r_\kappa^0} + P_\kappa.$$

Окончательно

$$\frac{M_0}{r_\kappa^0} = P_{f0} + P_\kappa. \quad (14)$$

Это выражение чрезвычайно удобно для производства тяговых расчетов, так как в него не входит условная сила сопротивления качению P_f , являющаяся функцией подводимого к колесу крутящего момента. Кроме того, оно хорошо согласуется с формулами [8] и [9].

Условность входящей в уравнение (13) силы P_f может быть показана на примере ее использования для оценки проходимости автомобилей.

В самом деле, основным условием движения автомобиля по сцеплению является

$$G_{c\eta} \varphi \geq P_f + P_\kappa,$$

или

$$G_{c\eta} \varphi \geq G_{af} + P_\kappa,$$

где $G_{c\eta}$ — сцепной вес, приходящийся на ведущие колеса автомобиля;

G_a — полный вес автомобиля;

φ — коэффициент сцепления колес автомобиля с дорогой.

Для полноприводных автомобилей (при $P_\kappa = 0$)

$$\varphi \geq f.$$

Очевидно, что здесь f нельзя определять из уравнения (13):

$$f = \frac{M}{r_\kappa G_a},$$

так как с увеличением буксования условный коэффициент сопротивления качению будет неограниченно возрастать, стремясь при $r_\kappa \rightarrow 0$ к бесконечно большой величине, в то время как φ изменяется с увеличением буксования незначительно, что подтверждается многочисленными экспериментами.

Уравнение (14) позволяет записать условие движения автомобиля в несколько ином виде:

$$G_{c\eta} \varphi \geq P_{f0} + P_\kappa.$$

Или для полноприводных автомобилей (при $P_\kappa = 0$)

$$\varphi \geq f_0$$

(f_0 связано только с воздействием вертикальной нагрузки).

Выражение для динамического фактора, предложенное акад. Е. А. Чудаковым,

$$D = \frac{\frac{M_0}{r_\kappa^0} - P_w}{G_a} = f + i + \dots$$

(где r_κ и f зависят от подводимого к колесу крутящего момента) можно также представить в более простом виде:

$$D = \frac{\frac{M_0}{r_\kappa^0} - P_w}{G_a} = f_0 + i + \dots,$$

что позволит значительно упростить все расчеты, связанные с определением динамического фактора, а следовательно, и с анализом тяговых возможностей автомобиля.

От редакции. Статьей Ю. В. Пирковского редакция прекращает публикацию статей на данную тему до проведения широкого совещания по вопросам качения автомобильного колеса.

ЛИТЕРАТУРА

- Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Машгиз, 1950.
- Ланин В. И. «Известия вузов» («Машиностроение»), 1959, № 3.
- Петрушов В. А. Труды НАМИ. Вып. 61. 1963.
- Петрушов В. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
- Еченистов Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 3.
- Куликов Н. К. Труды НАМИ. Вып. 77, 1955.
- Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Макаров С. Г., Семенов В. М., Крадинов Е. Б. «Автомобильная промышленность», 1964, № 10.
- Пирковский Ю. В., Яценко Н. Н. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.

Повышение работоспособности планетарной коробки передач автоматической гидропередачи

Б. С. ПОСПЕЛОВ

Горьковский автозавод

АВТОМОБИЛЬ работает в сложных условиях переменных скоростных режимов движения и динамических нагрузок в трансмиссии.

При механической трансмиссии, особенно на грузовых и специальных автомобилях, возможны большие динамические нагрузки в трансмиссии, чем при гидропередачах, где обеспечивается сглаживающее действие гидротрансформатором или гидромуфтой. Это действительно может иногда быть, особенно при нарушениях требований и условий эксплуатации — бросках сцепления при включенной передаче после разгона двигателя, включения передач после неполного выключения сцепления, при отсутствии демпфирующих устройств в трансмиссии и т. п. При наличии гидропередач такие нарушения условий эксплуатации, как правило, отсутствуют.

Однако, как показали проведенные эксперименты, на легковых автомобилях Горьковского автозавода при наличии автоматической гидропередачи подводимый к карданныму валу крутящий момент значительно выше, чем на том же автомобиле с механической коробкой передач и сухом сцеплении. Крутящий момент измерялся на автомобилях ГАЗ-13 (с автоматической гидропередачей), «Волга» с двигателем мощностью 195 л. с. (с гидропередачей и с механической коробкой передач) и ГАЗ-21 (с механической коробкой передач).

На автомобиль устанавливался специальный карданный вал с токосъемником. Изменение крутящего момента измерялось проволочными датчиками и через бесконтактный токосъемник усилил передавалось и фиксировалось на пленке осциллографа Н-102 или МПО-2.

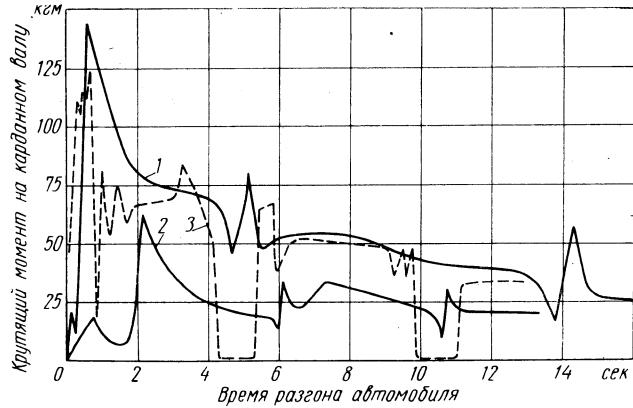


Рис. 1. Кривые изменения крутящего момента в трансмиссии при разгоне автомобиля с переключениями передач:

1 — автоматическая гидропередача, интенсивный разгон; 2 — автоматическая гидропередача, плавный разгон; 3 — механическая коробка передач, разгон при полном открытии дроссельной заслонки.

На пленке записывались также отметки числа оборотов карданного вала, числа оборотов двигателя (отметки зажигания) и отметки времени. Запись крутящего момента проводилась при равномерном движении автомобиля, разгоне с места на полном открытии дроссельной заслонки, плавном разгоне с переключением передач, при торможении двигателем. На рис. 1 приведены кривые измерения крутящего момента на карданном валу автомобилей с двигателями мощностью 195 л. с. с различной трансмиссией при плавном и интенсивном разгоне с места. Величина крутящего момента на выводном валу коробки передач при трогании с места при наличии автоматической гидропередачи (комплексный гидротрансформатор с $K_0=2,4$ и трехступенчатой автоматической коробкой передач) превышает крутящий момент, передаваемый на карданный вал при механической коробке передач. Значительные изменения крутящего момента наблюдаются также при автоматических переключениях передач, в том числе и при плавных разгонах автомобилей.

ля, хотя пассажирами толчки при переключениях почти не ощущаются.

На одном и том же автомобиле при механической коробке передач максимальный крутящий момент достигает только 129 кгм, а при гидропередаче 186 кгм. Большой крутящий момент в трансмиссии с гидропередачей, определяемый большим суммарным передаточным числом в трансмиссии, соответственно увеличивает и динамические качества автомобиля. Так, при гидропередаче разгон с места до скорости 60 км/ч осуществляется на 20% быстрее, чем с механической коробкой передач. Раскручивание двигателя с невключенной коробкой передач с последующим броском сцепления при механической коробке передач приводит к увеличению крутящего момента на 20—45%. Попытка применить такое же раскручивание двигателя с гидропередачей не удалась.

Значительные нагрузки на ведомом валу коробки передач передаются и при торможении двигателем в момент автоматического переключения со второй передачи на первую. Таким образом, планетарная автоматическая коробка передач при эксплуатации, несмотря на смягчающее действие гидротрансформатора, работает в тяжелых условиях, а шестерни планетарной коробки передач передают значительные нагрузки. Пиковые нагрузки при трогании с места на полном открытии дроссельной заслонки на одном и том же автомобиле при гидропередаче превосходят такие при наличии механической коробки передач и сухом сцеплении. Колебание величины крутящего момента в гидравлической трансмиссии, как в механической, не наблюдается в связи с демпфирующими свойствами гидротрансформатора.

Это и определило тяжелые условия эксплуатации, высокие нагрузочные режимы работы планетарной коробки передач автоматической гидропередачи автомобилей ГАЗ-13 и «Волга» с двигателем мощностью 195 л. с. и, как следствие, привело к поломкам шестерен на автомобиле при пробеге от 16 до 56 тыс. км.

Запись нагрузочных режимов работы коробки передач в процессе дорожных испытаний автомобилей позволила установить режимы усталостных стендовых испытаний методом обкатки для сравнительного определения и повышения усталостной прочности от напряжений изгиба и от контактных напряжений, а также износостойкости шестерен (в том числе и торцовых поверхностей) и устранения других причин выхода из строя планетарного ряда.

Планетарная коробка передач, применяемая в автоматических гидропередачах легковых автомобилей Горьковского автозавода, состоит из двух солнечных шестерен: кольцевой шестерни внутреннего зацепления и трех пар коротких и длинных сателлитов (рис. 2). Основные данные шестерен планетарной коробки передач приведены в табл. 1.

При проверке работоспособности планетарного ряда и несущей способности его шестерен применялись различные методы испытаний и исследований. Метод эксплуатационных испытаний на автомобиле, хотя и является самым правильным, требует длительного времени и значительных затрат. Значительно сокращает время испытаний применение форсированного режима движения. При этом автомобиль с полной нагрузкой трогается с места при полном открытии дроссельных заслонок и разгоняется с переключениями передач до скорости 100—120 км/ч. Через каждые 2 км автомобиль останавливается, и цикл движения повторяется. Шестерни планетарной коробки передач при таком режиме максимально нагружаются, температурный режим работы гидропередачи остается удовлетворительным. Чтобы в дальнейшем ускорить получение результатов испытаний, были применены усталостные стендовые испытания методом обкатки, позволившие проверить различные вари-

анты материалов, термической обработки, различных конструктивных решений.

Анализ нагрузок трансмиссии при дорожных испытаниях автомобиля позволил выбрать рациональный режим работы на стенде при испытании на усталостную прочность.

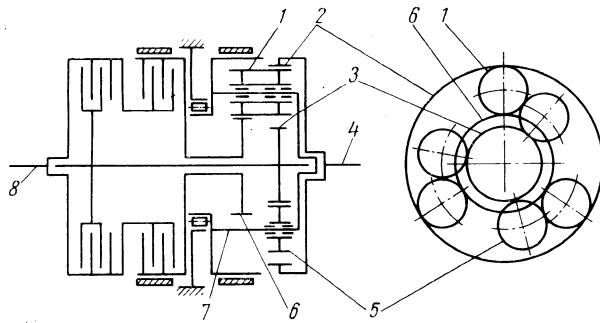


Рис. 2. Схема планетарного редуктора гидропередачи:

1 — длинный сателлит; 2 — кольцевая шестерня внутреннего зацепления; 3 — задняя солнечная шестерня; 4 — ведомый вал; 5 — короткий сателлит; 6 — передняя солнечная шестерня; 7 — каретка сателлитов; 8 — ведущий вал.

Таблица 1

№ варианта	Модуль по нормам в мм	Передаточные числа на передачах				Угол спирали шестерни	Число зубьев и ширина венца				
		Первая	Вторая	Третья	Задний ход		Короткий сателлит	Длинный сателлит	Задняя солнечная шестерня	Передняя солнечная шестерня	Кольцевая шестерня
1	1,75	2,84	1,68	1,0	1,72	19°31'33"	19/25	16/51	26/27	43/20	74/30
2	1,75	2,84	1,62	1,0	2,0	19°31'33"	19/28	19/51	26/30	37/21	74/30
3	2,25	2,64	1,55	1,0	2,0	19°27'12"	15/28	15/51	22/27	29/21, 5	58, 30

Анализ поломок шестерен планетарной коробки передач на автомобилях показал недостаточную усталостную прочность от напряжений изгиба в основном коротких и длинных сателлитов (о чем свидетельствует усталостный характер трещин), недостаточную усталостную прочность от контактных напряжений, появление трещин у оснований зубьев и поломку зубьев при наличии смещения контакта в зацеплении. Имеются также случаи поломки зубьев шестерен из-за наличия дефектов металла (волосовины, трещины), дефектов изготовления (шлифовочные трещины на торцах зубчатых венцов, риски от фрезы на радиусах выкружки зубьев), поломки из-за преждевременного износа или выхода из строя игольчатых подшипников сателлитов, из-за значительной перегрузки зубьев при трогании с места в тяжелых условиях эксплуатации с разгоном двигателя с невключенной коробкой передач и использовании момента инерции вращающихся масс двигателя (при заторможенных колесах), из-за износов и задиров торцов шестерен, особенно задней солнечной шестерни и сателлитов.

Работа по повышению несущей способности планетарной коробки передач строилась в направлении повышения усталостной прочности от напряжений изгиба при многократном приложении нагрузки при трогании автомобиля с места и при переключениях передач, повышения стойкости от усталостного выкрашивания поверхности зубьев шестерен, исключения поломок из-за чрезмерных напряжений изгиба при перегрузках шестерен, устранения износа и задира торцов и исключения трещин с торцов зубьев; исключения поломок из-за преждевременного износа или других дефектов подшипников сателлитов.

Повышение долговечности шестерен обеспечивалось выбором стали, подбором соответствующей термической обработки, поверхностного упрочнения, конструктивным изменением элементов шестерен, а также исключением косвенных причин, вызывающих преждевременную поломку шестерен.

Недостаточная усталостная прочность шестерен от напряжений изгиба объяснялась тем, что применение без увеличения габаритов и веса планетарной коробки передач от гидропередачи автомобиля ГАЗ-21 (двигатель с крутящим моментом 17 кгм и мощностью 70 л. с.) на автомобилях ГАЗ-13 (двигатель — 42 кгм, 195 л. с.) привело к высоким напряжениям шестерен. Расчетные напряжения от изгиба сателлитов на автомобиле ГАЗ-13 составляли 55—75 кг/мм², а солнечных шестерен 35—40 кг/мм². Высокие нагрузки шестерен вызвали их усталостные поломки, в первую очередь самых нагруженных, длинных сателлитов, что приводило к поломке всей планетарной коробки передач. Кроме высоких напряжений, поломки сателлитов усугублялись их высокой обратностью, большим количеством и частотой нагружения зубьев, имеющих одновременный контакт с сопряженными солнечными шестернями и с кольцевой шестерней внутреннего зацепления, контакт сателлитов между собой. Длинные сателлиты в определенных условиях работы могут иметь более 6000 об/мин.

С целью повышения усталостной прочности от напряжений изгиба были проведены эксперименты по поверхностному упрочнению зубьев применением дробеструйной обработки. При наклете дробью в поверхностном слое цианированной и закаленной шестерни возникают значительные напряжения сжатия, способствующие повышению усталостной прочности. Кроме того, при наклете сглаживаются риски и царапины от механической обработки, что исключает места концентрации напряжений и появления первоначальных усталостных трещин.

Определение усталостной прочности шестерен от напряжений изгиба и от контактных напряжений и эффективности поверхностного упрочнения зубьев дробеструйной обработкой проводилось на стенде путем циклического приложения крутящего момента через гидротрансформатор до поломки деталей планетарной коробки передач. Температура масла в гидравлической системе передач при заданном режиме испытаний не превышала 120° (в гидротрансформаторе).

К насосному колесу подводился крутящий момент 25 кгм при 1800 об/мин (отрезками времени 10—15 мин) с последующей работой без нагрузки с охлаждением масла. В коробке передач была включена первая передача. Выводной вал коробки передач имел 490 об/мин и крутящий момент 68 кгм.

Таблица 2

Дробеструйное упрочнение	Время работы в ч и мин	Контакт в зацеплении	Состояние шестерен
Нет	8—18	Контакт нормальный	Усталостная поломка зубьев коротких сателлитов, трещины на торце задней солнечной шестерни
"	17—20	То же	Усталостная поломка зубьев длинных сателлитов
"	40—40	"	Сквозные трещины и пинтинг на зубьях коротких сателлитов
Есть	124—40	,	Усталостное выкрашивание зубьев задней солнечной шестерни и коротких сателлитов
Нет	157—10 1—55	Плохой контакт с задней солнечной шестерней	То же Поломка зубьев сателлитов и задней солнечной шестерни
"	4—47	То же	Поломка зубьев сателлитов
"	4—40	Плохой контакт из-за эллиптического отверстия оси длинного сателлита	То же
Есть	49	Односторонний контакт из-за нарушения работы подшипника сателлита	Усталостная поломка длинных сателлитов, пинтинг задней солнечной шестерни
Неудовлетворительная обработка	12—40	Смешанный контакт зубьев, глубокие риски от фрезы во впадинах зубьев сателлитов	То же
То же	32—16	То же	"

В табл. 2 приведены результаты сравнительных усталостных испытаний шестерен планетарной коробки передач из селектированной стали 35Х с цианированием на глубину 0,18—0,25 мм и последующей закалкой с применением дробеструйной обработки и без нее. Из табл. 2 видно, что усталостная прочность повышается с 8—40 ч неупрочненных шестерен до 124—157 ч упрочненных дробеструйной обработкой шестерен, т. е. в среднем в 6,4 раза. При этом, как показывает исследование, наряду с поломками из-за появления усталостных трещин, появляется выкрашивание рабочих поверхностей зубьев,

вызванное увеличением времени работы шестерен. Прежде всего выход из строя планетарной коробки передач возможен при наличии плохого контакта шестерен, нарушения работы подшипников, при наличии дефектов нарезания зубьев и других причин, которые необходимо исключать, чтобы добиться общего повышения долговечности планетарной коробки передач. Так, при отсутствии упрочняющей дробеструйной обработки, поломка зубьев шестерен с плохим контактом наступает уже через 1 ч 55 мин работы, а при наличии дробеструйной обработки, но при нарушении работы подшипников, через 49 ч. При неудовлетворительной упрочняющей дробеструйной обработке и дефектах изготовления шестерен поломка наступает через 12 ч 40 мин — 32 ч 16 мин.

Определенное влияние на несущую способность шестерен планетарной коробки передач оказывает выбор материала шестерен и особенно термической обработки. Для определения влияния материала и термической обработки была изготовлена серия шестерен планетарной коробки передач из сталей 35Х, 20ХНМ, 30ХГН, 18ХНВА, 35ХГС с применением жидкостного цианирования на глубину 0,18—0,25 мм с последующей закалкой или цементации на глубину 0,5—0,7 мм с закалкой. Цементация с увеличенной, по сравнению с цианированием, глубиной слоя имела целью повышение сопротивления контактному выкрашиванию. Для ускорения времени стендовых испытаний и приближения к тяжелым нагрузочным режимам работы на автомобиле к насосному колесу гидротрансформатора прикладывался крутящий момент 31 кгм при 1800 об/мин. Ведомый вал коробки передач передавал при этом крутящий момент 90 кгм при 490 об/мин. Результаты испытаний всех этих вариантов материала и термической обработки шестерен приведены в табл. 3, из которой видно, что при наличии цементации с

Таблица 3

Материал	Термообработка	Время работы до поломки в ч и мин	Состояние шестерен
35Х	Цианирование	32—7	Усталостная поломка зубьев длинного сателлита
35Х	"	38—36	Усталостная поломка зубьев длинных сателлитов, питинг длинных сателлитов и задней солнечной шестерни
35Х	Цементация	71—28	То же
35Х	"	46—53	Поломка зубьев сателлитов, питинг сателлитов и задней солнечной шестерни
20ХНМ	Цианирование	34—43	Поломка зубьев длинных сателлитов, питинг сателлитов
20ХНМ	Цементация	29—9	Поломка сателлитов, питинг задней солнечной шестерни
30ХГН	Цианирование	53—24	Усталостная поломка зубьев длинных сателлитов и их питинг
30ХГН	"	28—5	То же
18ХНВА	"	13—25	Усталостная поломка зубьев длинных сателлитов (дефект подшипника сателлита)
18ХНВА	Цементация	18—33	Усталостная поломка длинных сателлитов
35ХГС	Цианирование	35—7	Усталостная поломка зубьев длинного сателлита
35ХГС	Цементация	38—26	Усталостная поломка зубьев кольцевой шестерни

П р и м е ч а н и е. Все шестерни с дробеструйной обработкой; цианирование на глубину 0,18—0,25 мм; цементация на глубину 0,5—0,7 мм с последующей закалкой.

увеличенной глубиной слоя повышенной работоспособности шестерен не получено, по-видимому, из-за повышенной хрупкости зуба при его малом модуле, а значит и малой толщине. Высоколегированные стали по сравнению с широко применяемой и хорошо обрабатываемой селектированной по углероду сталью 35Х практически никаких преимуществ не показали.

С целью повышения изгибной прочности шестерен путем изменения их геометрических параметров были изготовлены три варианта планетарных коробок передач. Элементы шестерен и передаточные числа всех трех вариантов приведены в табл. 1. Общие габариты планетарных коробок передач во всех вариантах оставались без изменения.

Сравнительные стендовые испытания трех вариантов планетарных коробок передач проводились при режиме нагружения 31 кгм на насосном колесе гидротрансформатора и 90 кгм на выводном валу коробки передач. При испытании третьего варианта коробки передач из-за отличных передаточных чисел

первой передачи крутящий момент был соответственно 34 и 89 кгм. Шестерни всех вариантов коробок передач изготавливались из селектированной стали 35Х с жидкостным цианированием на глубину 0,18—0,25 мм, закалкой и последующей поверхностью дробеструйной обработкой. Результаты испытаний приведены в табл. 4.

Таблица 4

№ варианта	Модуль	Ширина венцов	Время работы до поломки в ч и мин	Состояние шестерен ¹
1	1,75	Нормальная	38—36 71—28 32—7	Усталостная поломка зубьев длинного сателлита, питинг сателлитов и задней солнечной шестерни
2	1,75	Увеличенная	84—11	Поломка зубьев задней солнечной шестерни и сателлитов, питинг шестерен
3	2,25		55—00	Поломка зубьев сателлита, питинг шестерен ²

¹ Сталь 35Х, цианирование, закалка и дробеструйное упрочнение шестерен, Крутящий момент 31/90 и 34/89 кгм для шестерен модуля 2,25.

² Перед поломкой нарушен контакт в зацеплении из-за разрушения подшипника сателлита.

По результатам проведенных экспериментов в настоящее время в производстве освоен второй вариант планетарной коробки передач. За счет конструктивного изменения и увеличения ширины нагруженных шестерен изгибные напряжения в сателлитах снижены до 49—57 кг/мм² вместо 55—75 кг/мм², имеющих место ранее.

Как было видно из табл. 2, на долговечность планетарной коробки передач большое влияние оказывает работоспособность и износстойкость подшипников сателлитов. Опыт эксплуатации, стендовые и форсированные дорожные испытания показали недостаточную долговечность осей сателлитов. Для повышения износстойкости на стенде и на автомобиле были проверены оси из различных материалов с различной поверхностью твердостью. Применение инструментальной стали У9 с электроподогревом т.в.ч. вместо стали 45 обеспечило большую и стабильную твердость поверхности. Поверхностная твердость стали РС 60—65 на глубину 1,2—1,4 мм вместо твердости РС 55—58. При дорожных испытаниях на автомобиле износы снижены с 3—8 до 1 мк на 1000 км пробега. Эти результаты сравнительных испытаний приведены в табл. 5.

Таблица 5

Величина пробега в км	№ осей	Величина износа осей в мк	
		суммарного	на 1000 км
Сталь 45			
55 807	1	70	1,254
	2	230	4,121
	3	210	3,759
16 315	1	80	4,903
	2	130	7,968
	3	70	4,290
53 448	1	160	2,993
	2	140	2,619
	3	180	3,367
Сталь У9			
26 800	1	250	0,932
	2	15	0,559
	3	20	0,746
27 866	1	10	0,358
	2	5	0,179
	3	0	0,0
25 334	1	5	0,197
	2	10	0,399
	3	30	0,183

Кроме того, вместо двухрядного игольчатого подшипника длинного сателлита установлен трехрядный подшипник, увеличивающий износстойкость осей приблизительно в 1,5 раза.

Проведенные конструктивные мероприятия и работы по выбору материала, термической и поверхностной упрочняющей обработки с целью повышения несущей способности шестерен проверялись также путем статических испытаний на изгибную

прочность зубьев при постепенном возрастании прилагаемой нагрузки до поломки.

Применение дробеструйного наклела шестерен практически не влияет на статическую прочность и на шумовые качества шестерен.

Увеличение изгибной прочности шестерен от напряжений изгиба изменением ширины венцов на 3 $мм$ и нормального модуля с 1,75 до 2,25 $мм$ соответственно увеличивает статическую прочность шестерен.

Применение цементации на глубину 0,5—0,7 $мм$ вместо жидкостного цианирования повышает контактную прочность, устраняя питинг на рабочей поверхности зубьев, но практически не влияет на статическую прочность шестерен.

Испытания шестерен на статическую прочность выявили недостаточную жесткость и прочность каретки сателлитов и ведущего вала коробки передач. Ведущий вал скручивался и ломался, а у каретки сателлитов появлялись трещины в местах расположения осей сателлитов при крутящем моменте на ведущем валу коробки передач 160—180 $кг\cdotм$. При эксплуатационных испытаниях отдельные случаи таких поломок наблюдались при пробегах автомобилей 33 тыс. $км$ и более, а при форсированных испытаниях пробегом около 10 тыс. $км$ при 500—1500 разгонов автомобиля с места при полном открытии дроссельной заслонки.

Для устранения этих поломок были проведены конструктивные изменения соответствующих деталей. Ведущий вал увеличен в диаметре на 2 $мм$ и смазочное отверстие перенесено из слабого сечения. Для устранения поломок выступов каретки сателлитов материал ее корпуса изменен на чугун СЧ 24-44 вместо СЧ 18-36, что значительно увеличило его прочность. Кроме того, за счет конструктивного изменения планетарной коробки передач исключены слабые выступы для размещения осей коротких сателлитов, а оси располагаются в самом теле корпуса каретки. Указанные изменения привели к тому, что при статическом нагружении ведущий вал выдерживает крутящий момент не менее 240 $кг\cdotм$, а при форсированных дорожных испытаниях до 7 тыс. разгонов с места при полном открытии дроссельной заслонки. При эксплуатационных испытаниях пробегом более 100 тыс. $км$ поломок вообще не последовало.

Проведенные эксплуатационные, а также дорожные износные испытания при нормальных и форсированных режимах приводили к появлению трещин на заднем торце задней солнечной шестерни центрального вала с радиальным расположением от основания зуба. В ряде случаев эти трещины приводили к поломкам зубьев, когда первоначальные шлифовальные трещины переходили в усталостные.

Для устранения первоначальных шлифовочных трещин, выявленных при исследовании некоторых деталей, были изменены режимы шлифования. При последующих испытаниях

дели перед установкой проверялись дефектоскопом на отсутствие трещин, но тем не менее появление трещин при работе продолжалось. В большинстве случаев при появлении радиальных трещин, идущих от основания зубьев (рис. 3), обнаруживался смещенный контакт на зубьях в сторону торца с трещинами. Кроме того, отмечено, что зубья солнечной шестерни центрального вала подвержены в большей степени контактному выкрашиванию рабочей поверхности, что связано с относительно малым числом зубьев этой шестерни и большой частотой их работы при зацеплении одновременно с тремя сателлитами.

Для устранения трещин на торце и последующего разрушения зубьев, а также уменьшения усталостного выкрашивания

проводена экспериментальная работа и исследование целого ряда вариантов солнечных шестерен центрального вала. В ходе этой работы проверено влияние на образование трещин на торцах шестерен фасок на кромках зубьев, влияние устранения трещин торцами зубьев путем снижения зубчатого венца или уменьшения диаметра упорной шайбы, влияние дробеструйного наклела торца шестерни, увеличенной глубины цианирования торца, влияние материала шестерни, увеличенной бочки на зубе и смещения бочки к переднему торцу.

Положительные результаты показали шестерни центрального вала из стали 35ХГС, а также шестерни из стали 35Х с увеличенной до 25 $мк$ бочкой с цианированием и закалкой, проработавшие на стенде под нагрузкой 90 $кг\cdotм$ на ведомом валу коробки передач при 490 $об/мин$ более 71—84 ч без образования трещин на торце. Удовлетворительные результаты получены и путем смещения контакта на зубьях к переднему торцу путем корректировки угла спирали при нарезании шестерни. Солнечные шестерни центрального вала с увеличенной до 25 $мк$ бочкой на зубе успешно прошли испытания на автомобиле на форсированном режиме. После пробега около 15 тыс. $км$ при более чем четырех тысячах разгонов с места на полном открытии дроссельной заслонки трещины на более нагруженном заднем торце не обнаружены. Этот вариант принят к производству.

Выводы

Применение гидромеханической передачи (гидротрансформатор с планетарной автоматической коробкой передач) на легковых автомобилях может приводить к повышению передаваемых нагрузок в трансмиссии по сравнению с механическими коробками передач на различных режимах движения автомобиля. Увеличенный передаваемый крутящий момент, определяемый большим передаточным числом в трансмиссии, не только приводит к повышению динамических качеств автомобиля, но и требует повышения несущей способности шестерен и других элементов коробки для обеспечения надлежащей надежности и долговечности планетарной коробки передач.

Поверхностное упрочнение дробеструйным наклелом шестерен планетарной коробки передач, изготавляемых методом фрезерования и шевингования с последующей термической обработкой, повышает изгибную усталостную прочность шестерен приблизительно в 6,4 раза.

Применение высоколегированных конструкционных сталей с закалкой практически не дает повышения несущей способности шестерен по сравнению с широко применяемой и хорошо обрабатываемой селектированной хромистой сталью 35Х.

Применение цементации на глубину 0,5—0,7 $мм$ вместо жидкостного цианирования и последующей закалки при нормальном модуле 1,75 не дает повышения работоспособности шестерен, хотя и повышает сопротивление усталостному выкрашиванию от контактных напряжений рабочих поверхностей.

Значительное повышение усталостной прочности шестерен от напряжений изгиба можно получить снижением напряжений изгиба шестерен изменением геометрических параметров (ширины венцов, модуля и др.) без изменения общих габаритов коробки передач.

Повышение надежности и долговечности шестерен можно получить повышением работоспособности радиальных и осевых подшипников сателлитов и солнечных шестерен, исключением дефектов материала, изготовления и других причин, приводящих к нарушению контакта зубьев и к поломкам шестерен.

Помимо дорожных эксплуатационных и форсированных испытаний нагрузочной способности шестерен планетарной коробки передач основным методом испытаний нужно считать испытания на усталостную прочность от напряжений изгиба и от контактных напряжений, дающих возможность быстрого получения сравнимых результатов.

Нагрузочные режимы усталостных испытаний должны выбираться из условий, передаваемых трансмиссией действительных крутящих моментов, с учетом получения характера разрушения деталей планетарной коробки передач, как при эксплуатационных испытаниях.



Однофазная индукционная электрическая печь промышленной частоты

И. И. КОЛЬЦОВ, А. С. СТАРОСТИНА

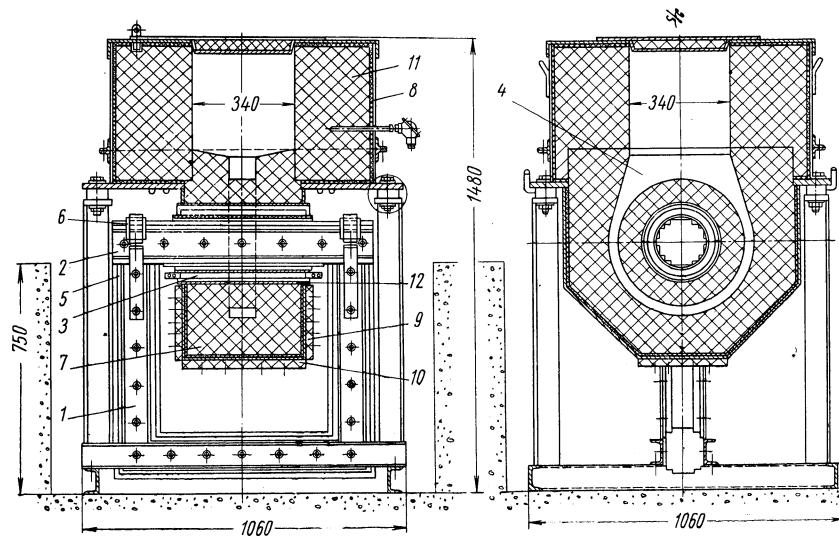
Ульяновский автозавод

На Ульяновском автозаводе спроектирована и внедрена в производство однофазная одноканальная индукционная печь со стальным сердечником промышленной частоты для плавки медных сплавов (латунь ЛС-59).

Индукционная печь установлена в приемке около литейной машины и служит одновременно для плавки и раздачи металла.

Однофазная индукционная печь со стальным сердечником является печью-трансформатором. Первичная катушка-индуктор расположена на стальной сердечнике, набранный из отдельных листов трансформаторной стали. Вторичной катушкой является расплавленный металл, находящийся в кольцевом канале печи.

Переменный ток, протекающий через первичную катушку печи, создает вокруг нее переменное магнитное поле, которое замыкается большей своей частью через сталь сердечника.



Переменный магнитный поток, в свою очередь, индуцирует в металле канала э.д.с. индукции, вследствие чего в металле канала, который представляет собой замкнутую цепь, появляется вторичный ток. По закону Ленца-Джоуля этот ток будет нагревать виток, вызывая расплавление металла.

Печной трансформатор стержневого типа (см. рисунок) состоит из ярма 1 и сердечника 2 магнитопровода, собранных из листовой электротехнической стали ЭЧА толщиной 0,35 мм, первичной катушки-индуктора 3 и вторичной катушки-канала в подовом камне, заполненного жидким металлом (виток-шаблон 4).

Сердечник с надетой на него катушкой-индуктором вставляется в круглое отверстие корпуса подового камня и накладывается на ярмо.

Чтобы листы сердечника и ярма при этом не замыкались, в плоскости соприкосновения устанавливаются теплостойкие изолирующие прокладки 5 и 6 из микарита, толщиной 0,5 мм.

Катушка индуктора выполнена из медного провода прямоугольного сечения размером 6×20 мм и имеет 55 витков. Внутренний диаметр катушки составляет 180 мм.

Витки катушки изолируются друг от друга асбестовой лентой, пропитанной в мастике, приготовленной из марсалита с жидким стеклом. Катушка надевается на изоляционный

цилиндр из микарита и обмазывается мастикой, а затем просушивается.

Вторичной цепью в печном трансформаторе является узкий канал в подовом камне, заполненный жидким металлом. Канал заполняется в виде кольца. Это достигается с помощью витка-шаблона 4, который устанавливается в корпусе подового камня перед изготовлением футеровки 7. При пуске печи виток-шаблон расплавляется, образуя канал, заполненный жидким металлом.

Виток-шаблон отливается в кокиль из того же металла, что и садка печи (латунь ЛС-59).

Успех пуска печи зависит прежде всего от качества отливки витка-шаблона и от правильности центровки его по отношению к оси индуктора при футеровке. Некачественная отливка витка-шаблона и малейшая неточность в установке его при футеровке, как показывает практика, ведет к обязательному разрыву витка-шаблона при пуске печи.

Разрыва витка-шаблона можно избежать, если сделать по внутреннему диаметру витка канавку и залить ее цинком. Перед заливкой цинка в канавку по внутреннему диаметру витка накладывается тонкая листовая сталь (несколько шире витка) и загибается по бокам. Затем в отверстие в верхней части витка заливается расплавленный цинк. После застыивания цинка виток-шаблон устанавливается в корпус подового камня печи. Если теперь при пуске печи виток разорвет, то цинк (так как его температура плавления значительно ниже температуры плавления латуни) заполнит разрыв, и печь будет работать. Такой способ пуска печи дает возможность отливать виток-шаблон не в кокиль, а в землю.

Корпус печи представляет собой жесткий сварной металлический каркас. На каркасе закреплены магнитопровод и корпус подового камня, соединенный с кожухом шахты 8. Во избежание добавочных потерь каркас электрически изолируется от корпуса подового камня.

Корпус подового камня служит опорой для подового камня. Этот корпус охватывает индуктор и сердечник печного трансформатора. Поэтому в нем находится э. д. с. Чтобы избежать потерь от циркулирующих токов в корпусе, последний не должен образовывать замкнутый виток вокруг индуктора. Поэтому в нижней части корпуса сделаны разрезы, которые закрываются асбестовыми досками 9 и 10.

Так как корпус подового камня располагается в непосредственной близости от индуктора, то в качестве материала для нижней части корпуса используется немагнитный материал — латунь Л-62.

Футеровка индукционной печи состоит из двух основных частей: футеровки подового камня 7 и футеровки шахты 11. Подовый камень является самой ответственной частью футеровки.

Недоступность канала для осмотра и ремонта делает невозможным своевременный профилактический ремонт подового камня, поэтому срок его службы в значительной мере зависит от футеровочных материалов и качества работы при изготовлении подового камня.

На Ульяновском автозаводе в качестве футеровочных материалов используется сухой марсалит с добавлением 3% борной кислоты — спекающего вещества. Футеровочный материал тщательно размешивается.

Маршалит и борная кислота при хорошей футеровке обеспечивают большую стойкость подового камня в отношении температурных напряжений и большую механическую прочность. Например, на Ульяновском автозаводе индукционные печи работают непрерывно 20 и более месяцев.

Изготовление подового камня осуществляется набивкой футеровочного материала непосредственно в корпус подового камня печи. При наличии запасного корпуса изготовление подового камня можно осуществить вне печи. Это намного сокращает время простоя печи при смене футеровки.

Набивку подового камня осуществляют следующим образом. Корпус подового камня очищают от пыли и ржавчины с помощью металлических щеток, скребков и тряпок. Внутреннюю поверхность корпуса оклеивают асбестовыми листами толщиной 3—5 мм. Оклейка осуществляется при помощи раствора жидкого стекла. Внутри корпуса устанавливается виток-шаблон. В цилиндрическое отверстие корпуса подового камня вставляют экран 12 в виде цилиндра из латуни толщиной 5 мм разрезом вниз, чтобы разрез экрана совпадал с разрезами в корпусе. Для достижения плотности прилегания экрана к стенкам корпуса в разрез экрана забивается асбестовая планка.

Наружную поверхность экрана с внутренней стороны корпуса очень плотно обматывают шнуром асбестом, уплотняют его железными трамбовками и обмазывают мастикой из марципала и жидкого стекла.

Установленный виток-шаблон центрируется по отношению к оси индуктора и стенкам корпуса. Футеровочную массу засыпают небольшими порциями и плотно утрамбовывают вручную железными трамбовками вплоть до верхней части витка-шаблона. Шахта печи или металлосборник футеруется шамотным кирпичом на огнеупорной глине.

По окончании набивки футеровки (а можно и одновременно с ней) собираются сердечник, индуктор и осуществляются все остальные работы, связанные с окончанием монтажа печи.

Печь питается от цеховой подстанции через трансформатор мощностью 70 квт, на низкой стороне которого имеется семь ступеней: 22; 44; 77; 110; 143; 173 и 220 в. Техническая характеристика печи приведена ниже.

Производительность печи в кг	150—200
Мощность печи в квт	65
Число фаз	1
Напряжение в в	220
Частота тока в гц	50
Охлаждение	Естественное воздушное
Размеры в мм	1060×1060×1500
Температура расплавленного витка в °С	800—1000

Печь пускается после окончания монтажа включением на пониженную мощность для нагрева футеровки. Прогрев футеровки ведется в течение 15—17 ч: на первой ступени — 4 ч, на второй ступени — 8 ч, на третьей ступени — 4 ч, на четвертой — до расплавления витка.

Первым расплывается цинк, так как его температура плавления почти в 2,5 раза ниже, чем у латуни.

Необходимо следить за уровнем расплавленного цинка. Понижение уровня цинка означает, что произошел разрыв витка и расплавленный цинк заполнит место разрыва. Нужно сразу же восстановить прежний уровень цинка в витке, доливая приготовленный для этой цели расплавленный цинк.

После того как виток-шаблон расплавится, печь переводят на пятую ступень и небольшими порциями начинают загружать шихту. Для этого могут быть использованы бракованые детали и литники.

По мере расплавления шихты и заполнения шахты расплавленным металлом печь переводят на шестую и седьмую ступени, на которых и производят первую плавку.

Чтобы влага могла равномерно удаляться из футеровки и чтобы произошло спекание канала подового камня, первую плавку ведут медленно.

Металл первой плавки в зависимости от технических условий либо сливают в изложницы, либо используют по назначению. Последующие плавки производятся на шестой и седьмой ступенях.

При временной остановке (холостом ходе) печи металл из шахты не сливается, а для того, чтобы избежать разрыва металла в канале при застывании, его приходится подогревать, причем мощность, потребляемая печью, должна составлять 20—30% от номинальной, чтобы скомпенсировать тепловые потери. Для работы печи на холостом ходу необходимо перевести ее на вторую и третью ступень.

В случае остановки печи на длительное время (выходные и праздничные дни и т. п.) печь замораживают. Для этого из шахты печи металл сливают, оставляя металла столько, сколько необходимо только для заполнения всего канала. Затем в канал с обеих концов вводят стальные шины шириной 60—75 мм и толщиной 6—10 мм. При этом шину вводят так, чтобы один ее конец заходил за другой на 150 мм.

Это обеспечивает замыкание кольца, которое мешает разорваться вследствие линейного сокращения металла в канале при его застывании и позволяет снова разогреть застывший металл при включении печи.

Стальные шины вводятся в канал при включенной печи. Металл при этом должен быть нагрет на 150—200° выше температуры его плавления. При такой температуре шина быстро нагревается и легко изгибается по форме канала. После того как шины вставлены, печь обесточивается. Шахта печи закрывается крышкой.

Печь при размораживании разогревается в течение 8—10 ч: на первой ступени — 2 ч, на второй — 4 ч, на третьей — 2 ч, на четвертой ступени — до расплавления витка.

После расплавления витка шины из канала вынимаются. Затем печь работает так же, как при пуске печи после футеровки. Экономия составила более 10 тыс. руб. за год.

УДК 629.113.002.54

Приспособление для запрессовывания кожуха в картер или крышку переднего и заднего мостов автомобилей

В. В. КОЛОМИН, А. А. НИКОЛАЕВ

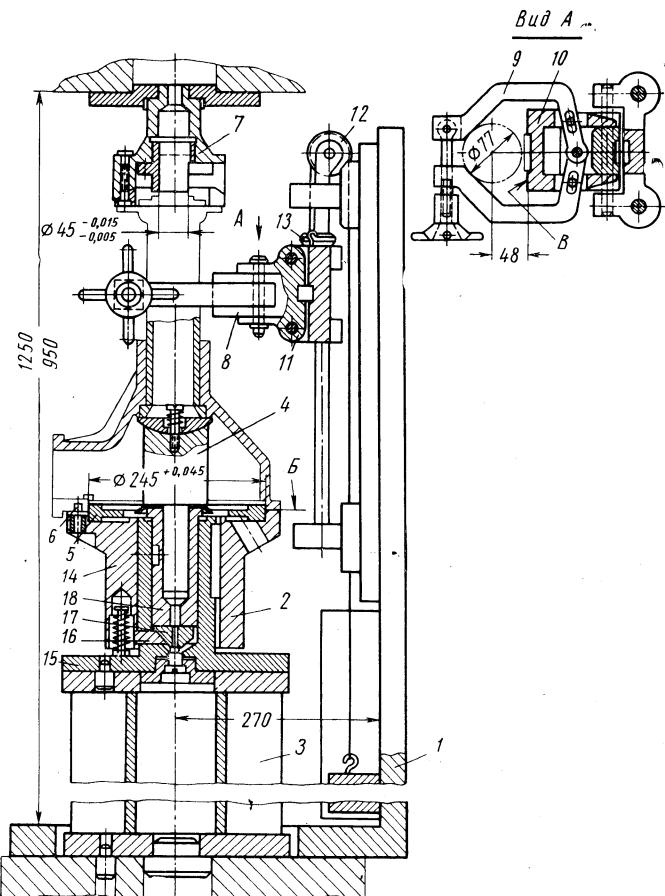
Ульяновский автозавод

ПРИСПОСОБЛЕНИЕ (см. рисунок) служит для запрессовывания кожуха полуоси в картер или крышку переднего и заднего мостов автомобилей семейства ГАЗ-69 и УАЗ.

Данная конструкция приспособления исключает деформацию картера или крышки во время запрессовывания, что позволяет выдерживать биение диаметра 45 относительно диаметра 245 и перпендикулярность оси кожуха относительно плоскости *Б* в пределах допуска.

Ранее работавшее приспособление представляло собой жесткую подставку с фиксацией по диаметру 245 и опорой в плоскость *Б*. Большие усилия и глубина запрессовывания создавали значительную деформацию тонкостенного картера (крыш-

ки), в результате чего технические условия не выдерживались. Возникла необходимость в создании второй опорной поверхности под подшипник в картере (крышке), которая бы находилась в работе одновременно с плоскостью *Б* для принятия на себя большей части нагрузок с целью устранения деформации картера (крышки) при запрессовывании. Принцип работы приспособления следующий: на стол модернизированного прессы типа ПГ-60 (с наибольшей высотой штока над столом 1250 мм и ходом штока 300 мм) устанавливается и закрепляется уголник *1*, а по центральному отверстию в пазу — подставка *2*. При запрессовывании коротких кожухов, когда хода штока не хватает, используется дополнительно подставка



ка 3. В настоящее время из-за большой загрузки прессов работают два станка: для коротких кожухов с подставкой 3 и для длинных кожухов без подставки.

Подставка 2 имеет две опоры: первую — по плоскости разъема картера с крышкой (плоскость *Б*) и вторую — плавающую опору 4 (быстроизменные) под подшипник в картере (крышки). Плавание последней допускает перекос плоскости

подшипника относительно поверхности разъема картера (крышки).

Картер устанавливается на подставку 2 и расточкой диаметром $245^{+0.045}$ фиксируется по наружному диаметру съемного кольца 5. При установке крышки съемное кольцо из подставки вынимается и крышка выступом фиксируется в расточку под кольцо.

Ввиду различного положения установочного пальца 6 относительно плоскости *В* (подушка кожуха), палец 6 сделан сменным, а переход с одного типа изделий на другой осуществляется перестановкой пальца в подставке в требуемое положение.

Кожух верхней частью фиксируется в пuhanсоне 7 со сферической опорой по диаметру 45 мм, нижней — в горловине картера (крышки) и зажимается узлом фиксации 8, который прикрепляется к вертикальной стойке угольника 1.

Так как подушки кожуха над столом пресса расположены в разных местах, у узла фиксации сделаны две направляющие колонки, по которым скользит узел фиксации, что также служит для перемещения зажима одновременно с ходом ползуна вниз.

Два коромысла 9 при зажиме кожуха осуществляют подачу ползуна 10 по пазам в колодке 11 параллельно плоскости стола от стойки угольника к кожуху. Ползун 10 фиксирует положение подушки и прижимает ее к призме, образованной зажимными плоскостями коромысел 9. Возврат зажима в верхнее положение осуществляется противовесом, перекинутым через ролик 12 до передвижного упорного кольца 13.

После установки картера (крышки) на подставку 2 опорой является плоскость *Б*, а между плавающей опорой 4 и подшипником в картере предусмотрен зазор за счет действия шести пружин, которые поднимают деталь 14 по направляющей 15 и делают расстояние между плоскостью *Б* и плавающей опорой меньше, чем в картере.

При включении рабочего хода пuhanсон через кожух и картер давит на плоскость *Б* и деталь 14 и опускает ее, благодаря чему устанавливается перпендикулярность плоскости разъема к оси кожуха. Деталь 14 с конусом в 15° в нижней части давит на три двухсторонних равнорасположенных клина 16, которые поднимают сухарь 17 и державку 18 вместе с плавающей опорой 4. Зазор между плавающей опорой и подшипником в картере устраняется. Запрессовывание в это время еще не производится. Но как только в работу вступят обе опоры, система автоматически запирается и основное усилие воспринимается плавающей опорой 4, а не опорной плоскостью через тонкие стенки картера или крышки, т. е. деформация изделия исключается. Описанное приспособление работает в цехе шасси Ульяновского автозавода.

УДК 621.924.5:621.3.088.3

Влияние технологических факторов на точность размеров деталей, обрабатываемых на круглошлифовальных станках с измерительно-управляющими устройствами

Кандидаты техн. наук В. С. ПОГОРЕЛЫЙ, П. М. ПОЛЯНСКИЙ

Московский автомеханический институт

На большинстве автомобильных и тракторных заводов страны автоматизированные круглошлифовальные станки, оснащенные измерительно-управляющими устройствами, обеспечивают получение диаметральных размеров деталей в интервале 30—60 мм с допусками порядка 15—20 мк.

Погрешности, вносимые самими измерительно-управляющими устройствами, составляют, как показывают исследования, незначительную часть суммарных погрешностей процесса обработки и часто не превышают 1—2 мк.

На точность обработки влияет большое количество факторов. К числу основных факторов относятся:

- непостоянство величины припуска на обработку;
- непостоянство истинной скорости съема припуска в конце цикла шлифования;

в) непостоянство режущей способности круга;

г) режимы шлифования;

д) состав и сочетание элементов цикла шлифования;

е) режимы правки шлифовального круга и т. д.

Необходимо определить относительное влияние каждого из действующих факторов, что укажет пути повышения точности при шлифовании.

Исследования проводились в Московском автомеханическом институте на модернизированном круглошлифовальном станке модели ЗА151, оснащенном комплексом устройств, автоматизирующим цикл шлифования [1]. Механизм поперечных подач состоит из червячного редуктора, связанного с приводом ручной подачи бабки, и электродвигателя постоянного тока мощностью $M=0,2$ квт с максимальной скоростью вращения вала $n_{\max}=$

= 2800 об/мин. Механизм обеспечивает возможность регулирования скоростей подач круга в пределах: $S_{\text{рад I}} = 0,1 \div 4$ мм/мин; $S_{\text{рад II}} = 0,15 \div 6$ мм/мин; $S_{\text{рад III}} = 0,2 \div 8$ мм/мин. Каждый интервал устанавливается с помощью сменных шестерен редуктора.

Размер детали в процессе ее обработки контролируется с помощью измерительно-управляющего устройства, состоящего из двухконтактной пневматической скобы настольного типа и пневматического сильфонного датчика модели БВ-884, передающего командные импульсы на пульт управления автоматическим циклом работы станка. Схема двухконтактной пневматической скобы настольного типа и гидравлического механизма ввода скобы в зону измерения приведена на рис. 1. Неподвижная измерительная губка 1 скобы закреплена на корпусе 2, подвижная губка-рычаг 3 подвешена на корпусе на крестообразных плоских пружинах. При уменьшении размера детали в процессе обработки измерительный рычаг 3 поворачивается и величина воздушного зазора между пяткой 4, закрепленной на рычаге 3, и торцом измерительного сопла 5 уменьшается, что приводит к изменению давления в сильфонном датчике, к перемещению его подвижной системы и замыканию (или размыканию) электрических контактов, управляющих работой станка.

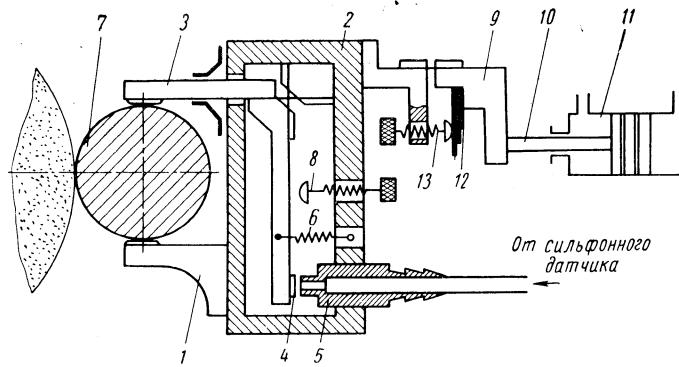


Рис. 1. Схема двухконтактной пневматической скобы настольного типа с гидравлическим механизмом ввода в зону измерения.

Пружина 6 обеспечивает контакт рычага 3 с измеряемой деталью 7, а в случае ее отсутствия — с упором 8. Двухконтактная скоба с помощью специальной подвески 9 прикрепляется к подвижной части 10 гидравлического привода скобы. Гидроцилиндр 11 включается параллельно гидроцилиндру быстрого перемещения шлифовальной скобы.

Усилие контакта губки 1 с деталью создается с помощью пружины 12 и может регулироваться винтовым упором 13.

При разработке цикла шлифования за основу был принят высокопроизводительный многоступенчатый цикл, разработанный на кафедре «Технология машиностроения» Московского автомеханического института [2], [1]. Он включает в себя следующие этапы:

а) врезание с повышенной скоростью подачи до срабатывания реле силы тока;

б) съем основного припуска с черновой подачей;

в) «реверс» — быстрый отвод шлифовальной бабки назад для уменьшения натяга системы до величины, соответствующей натягу при чистовой подаче;

г) чистовая подача до получения окончательного размера;

д) отвод шлифовального круга от шлифуемой поверхности.

Электросхема станка позволяет воспроизводить и более простые циклы:

а) одноступенчатый (рабочая подача — окончательный размер);

б) двухступенчатый (черновая подача — чистовая подача — окончательный размер);

в) трехступенчатый (черновая подача — чистовая подача — выхаживание — окончательный размер).

При всех этих циклах этап врезания круга может происходить либо с ускоренной подачей до срабатывания реле силы тока, либо со скоростью черновой подачи.

Для проведения экспериментов станок оснащен измерительной аппаратурой и специальными устройствами, позволяющими

записывать следующие параметры: радиальную и тангенциальную составляющие усилий шлифования P_y и P_z ; истинную скорость съема металла S_u ; момент достижения деталью окончательного размера.

Усилия P_y и P_z записываются с помощью тензометрических центров (рис. 2). Тензометрический центр представляет собой удлиненный центр 1 с конусом Морзе № 4 и с заточкой под

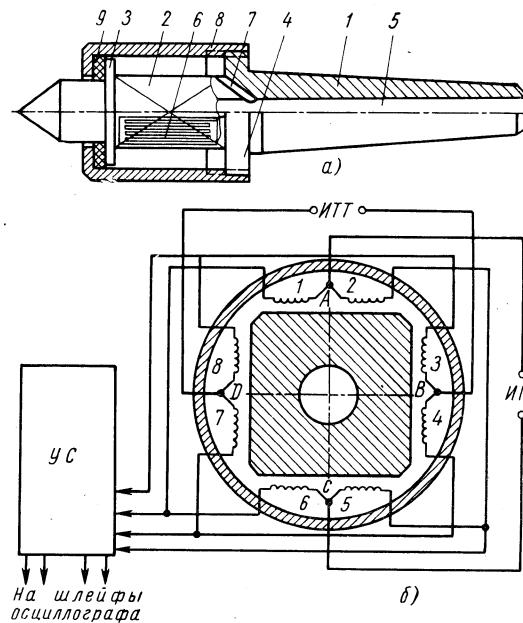


Рис. 2. Схема тензометрического центра с мостовой схемой соединения тензодатчиков.

углом 60° — при вершине. На удлиненной части тензометрического центра имеется шейка 2, с которой сошлифованы четыре взаимно перпендикулярные лыски параллельно осям центров, и два буртика 3 и 4. В теле центра просверлено отверстие 5 для вывода проводов от тензодатчиков 6. Для этой же цели в каждой грани просверлено сквозное отверстие 7 под углом 45° к оси, что облегчает монтаж тензодатчиков. На буртике 4 имеется резьба, на которую навинчивается кожух 8. Между буртиком кожуха и буртиком 3 тензометрического центра помещается резиновое кольцо 9, что создает полную герметичность тензодатчиков. Тензодатчики наклеены по два на каждую из четырех взаимно перпендикулярных граней шейки 2. Выходы с измерительной части проведены через отверстия в центре и дальше через отверстие в пиноли задней бабки к усилителю. Из датчиков, наклеенных на параллельных гранях, образуется два независимых измерительных моста (рис. 2, б). Усиленный сигнал подается на шлейф магнитоэлектрического осциллографа типа Н-700. Тарировка усилий, записанных на фотобумаге, производилась с помощью динамометра сжатия в направлениях осей $у$ и z . Одновременно измерялись деформации шейки детали при помощи измерительной головки с ценой деления шкалы 1 мк, закрепленной в индикаторной стойке.

Истинная скорость съема металла записывалась с помощью специального измерительного устройства, схема которого показана на рис. 3. Устройство представляет собой упругую стальную пластинку 1 с проволочными датчиками, наклеенными на ее гранях. Пластина 1 с кронштейном 2 прикрепляется к корпусу сильфонного датчика 3 и воспринимает движение подвижной части 4 сильфонного датчика через специальный регулируемый упор 5 с гайкой 6.

Проволочные датчики пластины 1 включены в мостовую схему, аналогичную схеме, приведенной на рис. 2, б. Сигнал рас-согласования с датчиками поступает на усилитель 7 и далее на шлейф магнитоэлектрического осциллографа 8 типа Н-700. Изменение величины припуска во времени, фиксируемом на светочувствительной бумаге отметчиком времени с частотой 10 и 100 гц, дает величину скорости съема металла на всех этапах цикла шлифования. Тарировка величины съема припуска производилась с помощью пневматической рычажной скобы.

Исследование проводилось шлифованием стальных образцов, изготовленных из стали 45 нетермообработанной, кругом ЭВ40СТ1К 600 × 305ПП. Контрольные эксперименты были проведены при шлифовании образцов, изготовленных из стали 45, закаленной до твердости HRC 40–43. Заготовка представляет собой цилиндрический валик с исходным диаметром 38 мм, длиной 320 мм, с поверхностью, разделенной канавками на шесть равных участков по 45 мм, и двумя шейками

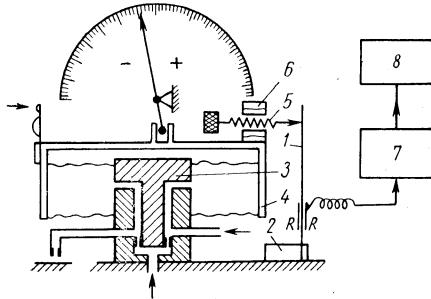


Рис. 3. Схема работы тензометрического устройства для записи истинной скорости съема припуска.

25 мм для установки поводка. Каждая точка графиков, приходимых в дальнейшем, соответствует среднему арифметическому из размеров 18 прошлифованных шеек (три заготовки).

Правка круга производилась алмазным карандашом, закрепленным в приспособлении на столе станка. Скорость продольной подачи при правке $S_{np} = 200$ мм/мин. Для предотвращения влияния приупления круга на результаты эксперимента правка производилась в четыре прохода $t = 0,07 + 0,07 + 0,03 + 0,03 = 0,2$ мм через каждые шесть шеек.

Жесткость системы составила около 750 кг/мм.

Статическая настройка станка на размер производилась по образцовой детали. Настройка корректировалась (динамическая) по результатам измерения первых трех прошлифованных шеек по разности среднего значения отклонений этих шеек от значения размера образцовой детали.

Исследовалось влияние следующих факторов на смещение центров группирования и на величину рассеивания размеров прошлифованных деталей:

1) режимов шлифования, величины поперечной подачи S_{rad} при одноступенчатом цикле и скорости вращения изделия n_u в об/мин;

2) величины припуска t в мм на обработку;

3) величины расхода охлаждающей жидкости Q в л/мин.

Одноступенчатый цикл (подача с постоянной скоростью до получения окончательного размера — автоматический отвод) является самым несовершенным циклом как по производительности, так и по точности получаемых размеров, но для выявления источников погрешностей его необходимо рассмотреть.

Условия шлифования такие:

$Q = 10$ л/мин; $v_{sh.k} = 28$ м/сек; $n_u = 200$ об/мин,

где $v_{sh.k}$ — скорость шлифовального круга.

Из рассмотрения кривых (рис. 4, а), соответствующих трем величинам припусков $t = 0,3$; $t = 0,6$; $t = 0,9$ мм, видно, что общая величина смещения центров группирования ΔX при изменении величины установленной подачи S_{rad} от 0,15 до 2 мм/мин увеличивается с 10,5 до 58 мк.

Главными причинами этого смещения являются инерционность измерительной системы и исполнительных органов станка и тепловые деформации детали вследствие выделения большого количества тепла при шлифовании.

Исследования инерционности различных типов индуктивных и пневматических датчиков, проведенные в Московском автомеханическом институте, показали, что величина времени запаздывания сигнала сильфонных датчиков БВ-884 составляет $\tau_{3p} = 0,5 \div 0,54$ сек, а время запаздывания отхода шлифовальной бабки составляет $\tau_{3c} = 0,18 \div 0,25$ сек. Таким образом, общее время запаздывания системы станок — измерительное устройство составляет $\tau_{32} = \tau_{3p} + \tau_{3c} = 0,68 \div 0,79$ сек.

Характер шлифования за время запаздывания τ_{3p} и τ_{3c} различен, так как в первом случае это шлифование с продолжительной рабочей подачей, а во втором случае это шлифование с выхаживанием, но так как величина τ_{3c} мала и натяг системы за это время не успевает сниматься на значительную

величину, то с незначительной ошибкой можно считать, что за время запаздывания системы идет шлифование с постоянной рабочей скоростью. Исходя из этого, величина припуска, которая может быть снята с детали за τ_{32} , составляет

$$\Delta \bar{X}_{\tau_{32}} = \Delta S \tau_{32} = \frac{1000}{60} (S_2 - S_1) \tau_{32} \text{ мк},$$

где $\Delta \bar{X}_{\tau_{32}}$ — приращение величины смещения центра группирования \bar{X} мк, соответствующее приращению скорости ΔS изменения размера.

Для $\Delta S = S_2 - S_1 = 2,0$ мм/мин и $\tau_{32} = 0,68 \div 0,79$ сек. $\Delta \bar{X}_{\tau_{32}} = 22 \div 26$ мк.

Линия OO , приведенная на рис. 4, а через начало координат и среднее значение $\Delta \bar{X}_{\tau_{32}} = 24$ мк при $S_{rad} = 2$ мм/мин, разделяет поле, ограниченное кривыми, на две области: А — область влияния инерционности системы, ограниченная лучами OS и OO ; В — область влияния тепловых деформаций детали $\Delta \bar{X}_q$, а также вибраций детали, шлифовального круга и узлов станка, т. е.

$$\Delta \bar{X}_S = \Delta \bar{X}_{\tau_{32}} + \Delta \bar{X}_q \text{ мк.}$$

Из графика видно, что тепловые деформации $\Delta \bar{X}_q$ не нарастают бесконечно, а достигают определенного максимума и, начиная с некоторой величины S_{rad} , остаются почти без изменения.

При увеличении припуска на шлифование увеличивается количество выделяемого тепла, поэтому тепловые деформации увеличиваются. По данным, приведенным в работе [3], температура нагрева детали увеличивается вначале быстро (по зависимости, близкой к экспоненциальному) и через 1–1,5 мин с начала шлифования для стали 45 она достигает температуры «насыщения». Для различных сплавов и разных режимов шлифования это время колеблется. С увеличением S_{rad} время теплового «насыщения» сокращается.

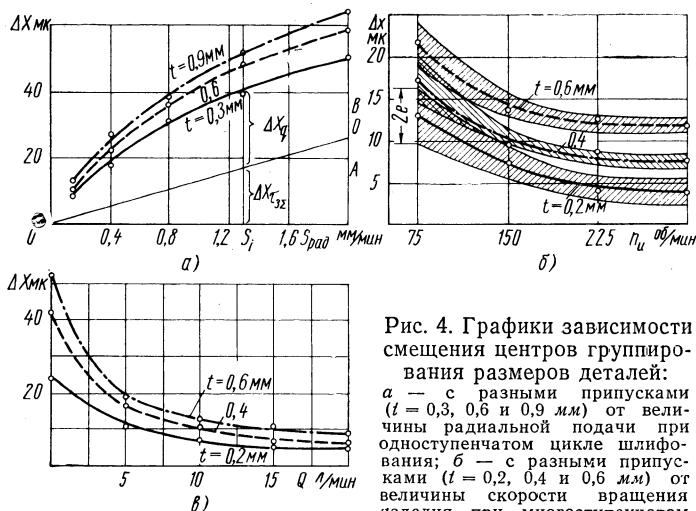


Рис. 4. Графики зависимости смещения центров группирования размеров деталей:
а — с разными припусками ($t = 0,3, 0,6, 0,9$ мм) от величины радиальной подачи при одноступенчатом цикле шлифования; б — с разными припусками ($t = 0,2, 0,4$ и $0,6$ мм) от величины скорости вращения изделия при многоступенчатом цикле шлифования; в — от интенсивности расхода охлаждающей жидкости Q л/мин для припусков $t = 0,2, 0,4$ и $0,6$ мм.

Влияние скорости вращения изделия n_u на смещение центров группирования диаметральных размеров $\Delta \bar{X}$ и изменение погрешности формы поперечного сечения исследовалось в многоступенчатом цикле: врезание, черновая подача, реверс, чистовая подача. Условия шлифования: $Q = 10$ л/мин; $v_{sh.k} = 28$ м/сек; $S_{cep} = 1,3$ мм/мин; $S_{chist} = 0,2$ мм/мин.

Из рис. 4, б видно, что с увеличением чисел оборотов изделия смещение центров группирования $\Delta \bar{X}$ постепенно уменьшается, но по достижении определенного значения n_u уменьшение прекращается и при дальнейшем повышении чисел оборотов остается практически неизменным. По данным исследований [3] в зоне шлифования развиваются высокие температуры, доходящие до $T_3 = 1500^\circ$ на отдельных зернах и до $T_{cp} = 1000^\circ$.

в среднем на поверхности контакта. Ширина поверхности контакта круга и детали подсчитывается приближенно по формуле $l_k \cong \sqrt{2rS_0}$, где r — радиус шлифуемой детали в $мм$; S_0 — величина подачи на один оборот детали в $мм/об$. При постоянной минутной подаче ($S_{рад} = \text{const}$) величина подачи на оборот изделия S_0 тем больше, чем меньше число оборотов детали n_u . Каждая точка поверхности изделия будет тем дальше находиться под воздействием высоких температур, чем больше ширина контакта, поэтому при увеличении n_u величина смещения \bar{X} уменьшается, но при определенной для данных условий величине n_u наступает баланс тепла, приходящего в зону шлифования и отводимого с охлаждающей жидкостью.

Из рис. 4, б видно, что с увеличением припуска на шлифование смещение \bar{X} увеличивается, что объясняется увеличением времени воздействия высоких температур, а погрешность формы поперечного сечения, изображенная на графике в виде поля относительно основного графика, уменьшается с увеличением n_u . Это объясняется тем, что погрешность формы заготовки копируется на изделии, уменьшаясь за каждый оборот изделия на величину уточнения, т. е. при снятии одинаковых припусков у деталей с большей величиной n_u будут более благоприятные условия для исправления исходных погрешностей. Интенсивность исправления исходной погрешности с ростом n_u увеличивается. Абсолютная величина амплитуды колебания P_y , кратной погрешности формы изделия, при увеличении n_u также уменьшается. Усилия отжатия (натяги) P_y не зависят от величины n_u .

Влияние величины расхода охлаждающей жидкости в $л/мин$ на смещение центров группирования размеров деталей исследовалось в многоступенчатом цикле при условиях шлифования: $v_{ш.к}=28 \text{ м/сек}$; $S_{чep}=1 \text{ мм/мин}$; $S_{чст}=0,2 \text{ мм/мин}$ и при различной величине расхода охлаждающей жидкости $Q=0,5; 10; 15$ и 20 л/мин .

На рис. 4, в приведены графики результатов экспериментов, из которых следует, что с увеличением расхода охлаждающей жидкости смещение центров группирования \bar{X}_Q размеров деталей уменьшается, что объясняется более интенсивным стбором тепла, выделяемого при шлифовании. Особенно интенсивное смещение \bar{X}_Q наблюдается при $Q=0$, т. е. без охлаждения.

При увеличении припуска на обработку t влияние величины расхода охлаждающей жидкости заметно больше, что объясняется выделением большего количества тепла при большем припуске.

Можно предположить, что при дифференцированном расходе охлаждающей жидкости Q , связанном автоматически с величиной тепловых деформаций изделия, можно добиться компенсации тепловых деформаций изделия, вызванных разной величиной припуска на обработку.

Для нахождения условий охлаждения, при которых происходит полная компенсация тепловых деформаций изделия для разных припусков, надо провести линию, параллельную оси абсцисс и пересекающую кривые $\bar{X}_Q=f(Q)$. Точки на оси абсцисс, соответствующие пересечению этой линии с кривыми $\bar{X}_Q=f(Q)$, и будут указывать искомые величины расхода охлаждающей жидкости.

Выводы

1. С увеличением скорости поперечной подачи $S_{рад}$ абсолютная величина смещения центров группирования размеров прошлифованных деталей увеличивается, что объясняется инерционностью системы станок — измерительное устройство, тепловыми деформациями детали и вибрациями системы деталей — шлифовальный круг — узлы станка.

2. Одноступенчатый цикл (рабочая подача — отвод по достижении окончательного размера) является самым несовершенным как по производительности, так и по достижимой точности обработки, поэтому он не применим для обработки деталей высокой точности, особенно при значительном колебании величины припуска на обработку.

3. С увеличением значения n_u уменьшаются тепловые деформации детали, погрешность формы поперечного сечения и величина рассеивания размеров, но при $n_u=200 \div 300 \text{ об/мин}$ уменьшение указанных величин почти прекращается, поэтому, учитывая также ухудшение чистоты поверхности с увеличением n_u , для нормальной работы можно рекомендовать $n_u < 200 \div 250 \text{ об/мин}$ для диаметров 30—60 $мм$, что соответствует скорости $V_u \approx 20 \div 40 \text{ м/мин}$.

4. С увеличением расхода охлаждающей жидкости смещение центра группирования размеров уменьшается, поэтому рекомендуется вести шлифование в условиях интенсивного расхода охлаждающей жидкости. Интенсивность расхода следует увеличивать с увеличением припуска на обработку.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лурье Г. Б. Теория рабочего цикла при круглом шлифовании как основа высокопроизводительной обработки. Сб. «Основные вопросы высокопроизводительного шлифования». Машгиз, 1960.

2. Лурье Г. Б., Полянский П. М. Опыт автоматизации шлифовального станка на основе измерительно-управляющих устройств, точность, взаимозаменяемость и технические изменения в машиностроении. Изд-во АН ССР, 1963.

3. Исаев А. И., Силин С. С. Исследование сил и температур при шлифовании. Труды Московского авиационно-технологического института. Вып. 38, 1959.

УДК 629.113:66.074

Водоразбрызгиватель в гидрофильтре камеры окраски

Г. Н. АНТОНОВ
Ульяновский автозавод

ПРИ окрашивании распылением в окрасочной камере часть краски, выходящей из сопла распылителя, не достигает окрашиваемой поверхности изделия и в виде тумана распространяется в окружающем воздухе.

Красочный туман (аэрозоль) и содержащиеся в нем пары растворителя вредно действуют на здоровье рабочих и, кроме того, могут служить причиной возникновения пожара, а иногда и взрыва. Наличие краски в воздухе, отсасываемом из рабочей зоны камеры, приводит также к быстрому загрязнению краской стенок гидрофильтра, переливных полок или лотков, форсунок, водораспределительных труб, влагоотделителей, вентиляторов и вытяжных труб. Все это вместе значительно сокращает кратность обменной вентиляции в окрасочной камере и ведет

к увеличению концентрации вредных паров растворителей более предельно допустимой, категорически запрещаемой правилами техники безопасности и производственной санитарии при окраске изделий в машиностроении. Эти недостатки устраняются при качественной и устойчивой гидроочистке вытяжного воздуха в гидрофильтрах, снабженных интенсивной вентиляцией.

Однако конструкции систем (форсуночные и бесфорсуночные) для получения водяных завес в гидрофильтрах, применяемых в практике, имеют целый ряд существенных недостатков: водораспределительные трубы жестко закреплены в фильтре, из-за чего затруднена их очистка от краски; форсунки быстро засоряются краской, ненадежны в работе и неудобны в экс-

плутации, а также сложны в изготовлении; переливные полки в горизонтальном положении при монтаже в гидрофильтре установить невозможно, из-за чего нарушается сплошная водяная завеса по всей длине фильтра, кроме того, происходит сравнительно быстрое загрязнение краской полок (лотки, экраны); невозможна регулировка водяной завесы в гидрофильтре. На Ульяновском автозаводе в гидрофильтрах окрасочных камер (рис. 1) кузовного цеха, где производится

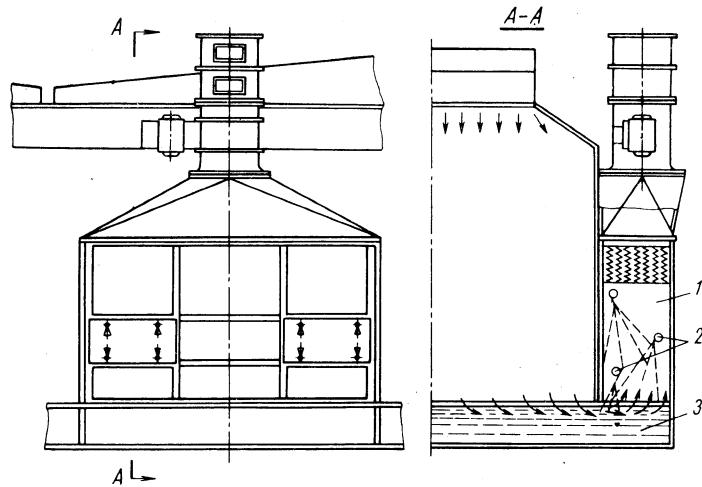


Рис. 1. Гидрофильтр с водоразбрызгивателем:
1 — гидрофильтр; 2 — водоразбрызгиватель; 3 — ванна

окраска кузовов автомобилей семейства ГАЗ-69 и ГАЗ-69А, применяется водоразбрызгиватель 2 (рис. 2), дающий высокую степень очистки воздуха от краски.

Водоразбрызгиватель состоит из одной или двух труб 1, 2 разного диаметра $1/4''$ — $2''$, если длина гидрофильтра превышает более 2,5 м. По всей длине трубы 1 или труб 1, 2 насыпаны отверстия диаметром 5—6 мм, шагом $S=40\div50$ мм, в которой приварены кронштейны 8 с болтами 6 размером $M8\times25$, и шагом не более 500 мм. На болты 6 ставится регулирующая планка (планки) 3, которая по длине имеет прямоугольные прорези размером 29×9 под болты 6, так что возможно ее перемещение по кронштейну 8 вверх или вниз. Регулирующая планка 3 устанавливается с определенным перекрытием створций трубы (труб) 1 и затем закрепляется гайкой 7. После того как сборка водоразбрызгивателя произведена, окончательно его устанавливают в гидрофильтр.

Один конец водоразбрызгивателя, со стороны подачи воды,

вставляется в неподвижную муфту 5, а другой конец его за-жимается наконечником 4 (рис. 2).

Водоразбрызгиватели в гидрофильтре можно установить под любым углом. Насос к гидрофильтру типа ЦНК-80-М разработан на Ульяновском автозаводе. Соотношение водяной завесы к вытяжному воздуху составляет 1:2. Очистка воздуха в гидрофильтре при помощи водоразбрызгивателей (количество подбирается опытным путем и составляет в большинстве случаев 2—3 на гидрофильтр) происходит вследствие распыления и измельчения струй при ударе о регулирующую планку 3 до туманности. Поднимая или опуская регулирующую планку 3 по кронштейну 8, можно установить наивыгоднейший режим фильтрации воздуха от краски по всей длине гидрофильтра, затем планка 3 фиксируется гайкой 7, после чего фильтр готов к работе.

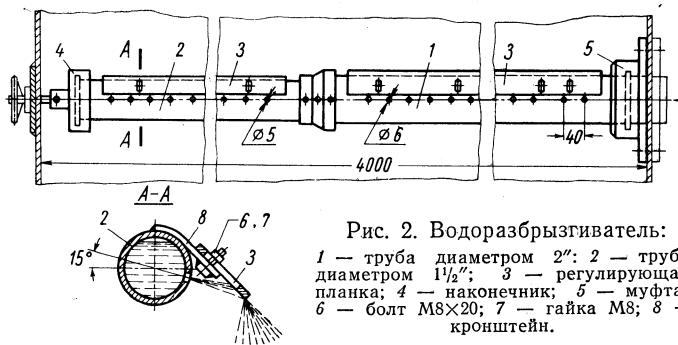


Рис. 2. Водоразбрызгиватель:

1 — труба диаметром $2''$; 2 — труба диаметром $1\frac{1}{2}''$; 3 — регулирующая планка; 4 — наконечник; 5 — муфта; 6 — болт $M8\times20$; 7 — гайка $M8$; 8 — кронштейн.

Применение водоразбрызгивателя в гидрофильтрах камер окраски дает высокую степень очистки воздуха. Водоразбрызгиватель надежен в работе и имеет следующие преимущества.

В гидрофильтре не требуется переливных полок (лотков, экранов), форсунок; конструкция водоразбрызгивателя проста, удобна в эксплуатации и надежна в работе; возможна регулировка водяной завесы по длине гидрофильтра. Ширина гидрофильтра такая, что сохраняется скорость воздуха по сечению не более 4 м/сек, при этом она уменьшается в 1,5 раза. Смена водоразбрызгивателя производится 1—2 раза в месяц в зависимости от необходимой степени очистки воздуха.

Водоразбрызгиватели описанной конструкции при окраске кузова автомобилей семейства ГАЗ-69 и ГАЗ-69А синтетическими эмалями работают уже около года в кузовном цехе Ульяновского автозавода.

Влагоотделители с применением водоразбрызгивателей работают без смены в течение одного месяца. Экономия за год составила более 8 тыс. руб.

И Н Ф О Р М А Ц И Я

ЯПОНСКАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УДК 629.113(52)

ЯПОНСКОЕ автомобилестроение имеет некоторые особенности. Ограничевая свою автомобильную промышленность, Япония в основном шла по пути приобретения лицензий на изготовление намеченных к производству автомобилей: английских, французских, американских фирм.

Так, были приобретены лицензии на изготовление автомобилей: у английской фирмы Остин на автомобиль А40; у английской фирмы Рутс на автомобиль Хилман, у американской фирмы Виллис на автомобили Джип, у английской фирмы Перкинс на дизели и т. д.

Приглашались специалисты этих фирм для налаживания производства; по окончании срока договора японские фирмы быстро наладили производство собственными силами. В настоящее время японские фирмы выпускают автомобили в основном собственной конструкции. Например, микролитражные автомобили с двигателем, имеющим рабочий объем цилиндров 360—700 см³ (Мазда, Хонда, Миника, Субару и Сизулит). Однако большинство моделей легковых автомобилей имеет сейчас рабочий объем цилиндров 1,5 л. Автомобили с двигателем 1,5—2 л выпускают фирмы Исудзи, Мит-

субиси, Ниссан, Принц и Тойота. Автомобили фирм Мисубиси и Принц имеют шестицилиндровые двигатели, остальных фирм — четырехцилиндровые. Автомобили, имеющие двигатели с рабочим объемом свыше 2 л, выпускают фирмы Тойота (2,6 л, V-8), Принц (2,5 л — шесть цилиндров) и Ниссан (2,8 л — шесть цилиндров). Только одна фирма Исудзи выпускает легковые автомобили с дизелем.

По темпам увеличения автомобильного производства Япония занимает первое место среди других капиталистических стран. Она является страной, где в боль-

шом количестве выпускаются трехколесные грузовые автомобили.

В 1963 г. было изготовлено 117 190 и в 1964 г. — около 110 000 трехколесных грузовых автомобилей.

Особенностью автомобилестроения Японии также является то, что грузовых автомобилей изготавливается примерно в 2 раза больше, чем легковых.

Следует отметить, однако, что за последние несколько лет определилась тенденция к увеличению удельного веса производства легковых автомобилей по отношению к общему выпуску автомобилей в стране (табл. 1).

Таблица 1

Годы	Легковые автомобили	Грузовые автомобили и автобусы	Всего
1961	249 500	534 379	813 879
1962	263 100	727 605	990 705
1963	407 900	875 800	1 283 700
1964	565 000	1 118 900	1 683 900
1-я половина 1965	351 524	571 274	922 798

лей. При мощности двигателей грузовых автомобилей свыше 150 л. с. устанавливаются только дизели.

Автомобили повышенной проходимости Джипы выпускаются фирмами Тойота, Ниссан и Митсубиси. На них установлены шестицилиндровые бензиновые двигатели рабочим объемом 4 л, мощностью 135 л. с.

Из общего количества изготовленных в 1964 г. грузовых автомобилей в Японии было выпущено: с микролитражными двигателями примерно 36%; с мало- и среднелитражными двигателями 50%; большой грузоподъемностью (6 т и свыше) 14%.

По количеству выпускаемых пассажирских автобусов Япония занимает второе место в мире после Англии. В 1963 г. было изготовлено 12 902, а в 1964 г. — 13 674 автобусов.

На автобусах фирмы Хино установлен дизель (в середине кузова под полом) мощностью 155 л. с. при 2400 об/мин (рис. 2).

Автобусы «Блю риббон» BG имеют 53 места для пассажиров; собственный вес автобуса составляет 4700 кг, база

5500 мм, максимальная скорость 87 км/ч, автобус «Блю риббон» ВД, имеет 49 мест, собственный вес его 4800 кг, максимальная скорость 87 км/ч.

Японские автомобильные компании принимают меры к максимальному развитию экспорта своей продукции. Однако доля экспорта в общем количестве изготавливаемых автомобилей еще невелика (на уровне 7—8%). Данные по экспорту автомобилей из Японии приведены в табл. 2.

Таблица 2

Год	Легковые автомобили	Автомобили с комбинированным кузовом	Грузовые автомобили	Автобусы	Всего
1961	11 531	933	45 865	977	59 306
1962	16 011	3829	50 342	808	70 990
1963	31 445	4159	62 800	1176	99 580
1964	67 000	1200	80 500	1700	150 400

В Японии имеется до 580 предприятий, изготавливающих автомобили и мотоциклы, более 3000 заводов, выпускающих агрегаты и запасные части для них, и 70 предприятий, специализировавшихся на производстве металлообрабатывающего оборудования и инструмента для автомобильной промышленности. Все заводы и предприятия, выпускающие автомобили или запасные части к ним, принадлежат только японцам.

Несмотря на столь значительное количество автомобильных предприятий в Японии, основная масса производства их сосредоточена в руках нескольких крупных фирм (табл. 3).

Приведенные данные свидетельствуют о значительной концентрации автомобильного производства в Японии в руках небольшого количества фирм. Более 80% всего производства автомобилей сосредоточено

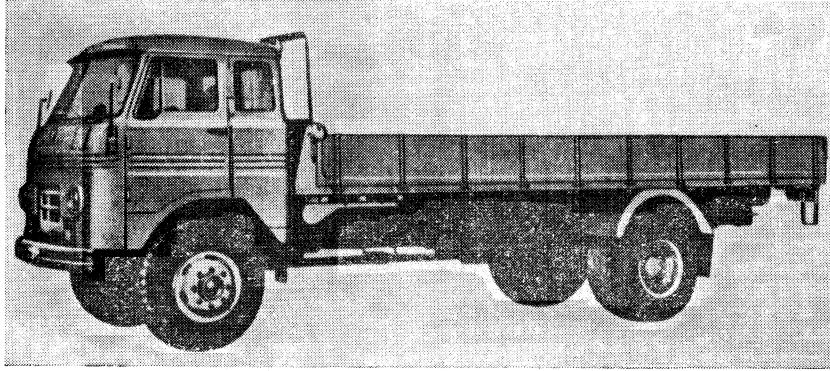


Рис. 1.

Производство легковых автомобилей в Японии в 1964 г. составило 34,3% от общего выпуска.

Япония изготавливает грузовые автомобили различных марок. Семь крупных фирм выпускают грузовые автомобили грузоподъемностью от 3 до 16 т как с дизелями, так и с карбюраторными двигателями. Автомобили с двухтактными двигателями выпускаются только одной фирмой Минсей. Автомобили большой грузоподъемности и трехосные производятся фирмами Хино, Ниссан, Изудзу и Митсубиси-Фузо. Фирма Изудзу Моторс выпускает грузовые автомобили модели ТД-Е с дизелем мощностью 190 л. с., грузоподъемностью 8 т (рис. 1); фирма Ниссан Мотор производит трехосные автомобили модели 61W12 с дизелем мощностью 236 л. с., грузоподъемностью 15 т; фирма Хино Мотор выпускает грузовые автомобили модели ТН 320 с дизелем мощностью 160 л. с. при 2400 об/мин, грузоподъемностью 8 т, а также тягач модели Zg с дизелем мощностью 160 л. с. при 2400 об/мин. Полный вес тягача с прицепом и грузом составляет 28—32 т.

Двигатели с наддувом устанавливаются на небольшом количестве автомобилей.

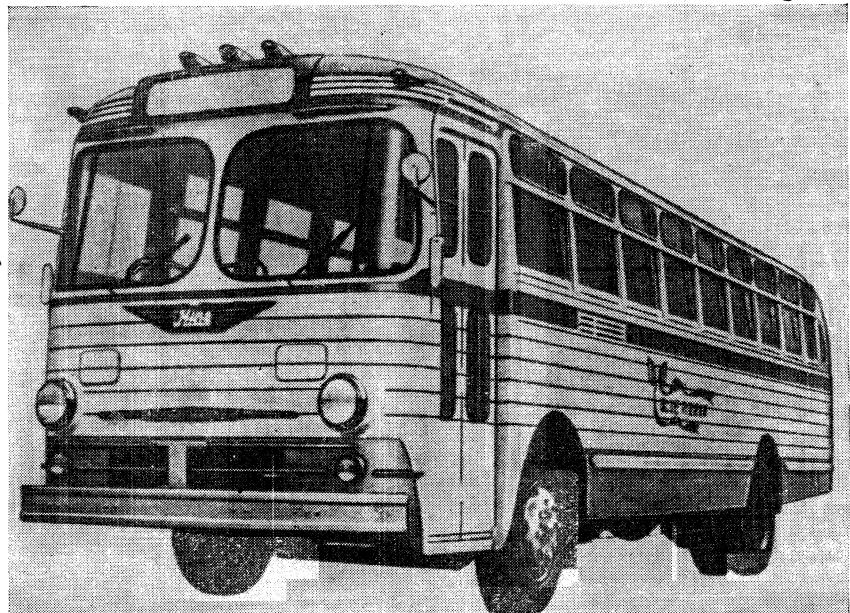


Рис. 2.

Таблица 3

Фирма	1954 г.			1963 г.		
	Всего	Легковые автомобили	Грузовые автомобили	Всего	Легковые автомобили	Грузовые автомобили
Тойота Отомобайл	421 000	176 400	244 600	318 500	128 800	189 700
Ниссан Отомобайл	3 5800	166 800	179 000	268 300	118 600	149 700
Исудзу	109 000	34 700	74 300	79 500	22 500	57 000
Митсубиси	133 600	28 300	105 300	96 500	15 900	80 600
Хино	47 600	21 300	26 300	86 500	16 800	21 700
Ниссан Дизель	6 200	—	6 200	3 900	—	3 900
Принц Отомобайл	81 100	42 000	39 100	53 800	29 300	24 500
Тойо Индастри	142 700	58 200	184 500	192 500	54 000	138 500
Дайхатсу	132 700	5 100	127 600	100 900	500	100 400
Фудзи	73 500	25 100	48 400	60 400	19 000	41 400
Сузуки	40 100	1 700	38 400	40 300	2 400	37 900
Аихи	27 300	—	27 300	27 800	—	27 800
Хонда	22 600	5 400	17 200	1 500	100	1 400
Другие	700	—	700	1 300	—	1 300
Всего	1 683 900	535 000	1 118 900	1 283 700	407 900	875 800

точено в шести фирмах, а две наиболее крупные фирмы Тоёта и Ниссан изгото- вили в 1964 г. 45,6% от общего количества выпущенных автомобилей.

Фирма Ниссан, например, имеет три основных завода в городах Иокогама, Иошивара и Оппама. Эти заводы специализированы на производстве закрепленной за ними продукции. На первых двух заводах изготавливаются двигатели, коробки передач, рулевые механизмы и прочие детали и агрегаты. На этих заводах имеется 30 автоматических линий для механической обработки деталей.

Изготовление кузовов, сборка и выпуск автомобилей производятся на заводе в г. Оппама. Здесь имеется прессовый цех, оснащенный 120 крупными прессами, значительное количество которых американского производства. Имеется автоматизированная линия из шести прессов усилием 400 т «Клиринг», оборудованных автоматическими загрузочно-разгрузочными устройствами. Кроме того, имеется десять неавтоматизированных линий прессов. Обрезки и выскечки удаляются подпольными транспортерами.

В цехе имеется также несколько автоматических линий, на которых осуществляется сварка кузовов.

На указанных трех заводах в 1964 г. работало 15 000 человек; производственная площадь всех трех заводов равна 565 тыс. м². В 1963 г. фирма Ниссан выпустила 268 300 автомобилей, из которых 149 700 грузовых, а в 1964 г. — 345 800 автомобилей, из которых 179 000 грузовых и 166 800 легковых.

В 1964 г. на одного работающего было выпущено 23,0 автомобиля.

С 1 м² производственной пло- щади было выпущено 0,63 автомобиля в год. Помимо своих основных заводов фирма Ниссан имеет также два филиала, выпускающих грузовые автомобили, автобусы и военные машины. Кроме того, четыре филиала изготавливают для основных заводов радиаторы, поршни, масляные насосы и др.

Структура автомобильного парка Японии меняется в сторону приближения к структуре автомобильного парка Запада: за период с 1955 по 1964 гг. количество легковых автомобилей класса стандартных увеличилось в 8,69 раза (со 157 802 до 1 370 591 шт.), промежуточных — в 5,11 раза (с 530 995 до 2 712 330) и грузовых автомобилей в 3,48 раза (с 693 012 до 2 413 419).

Ф. Н. КОЛЕСНИКОВ

УДК 621.431.73:(083.76).001.4(087)

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ МОЩНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО СТАНДАРТАМ РАЗЛИЧНЫХ СТРАН

ОЦЕНКА показателей автомобильного двигателя производится в первую очередь по его характеристикам, определяемым в процессе стендовых испытаний. В целях проведения испытаний двигателей по единой методике, с одинаковыми допущениями выпускаются стандарты на методы испытаний.

Стандарты на методы испытаний, выпущенные в различных странах, отличаются один от другого по объему испытаний, охватываемому стандартом, комплектности двигателя при определении его показателей, формулам приведения к нормальным атмосферным условиям, степени свободы, предоставляемой экспериментатору в выборе аппаратуры и в порядке измерения различных параметров. Это приводит к тому, что для одного и того же двигателя могут быть получены различные показатели в зависимости от стандартов, в соответствии с которыми проходили его испытания.

Одним из наиболее полных и подробных стандартов является японский промышленный стандарт JIS. Этим стандартом определяются скоростные характеристики двигателя при полной и при частичных нагрузках, характеристики холостого хода, пусковые качества двигателя, скоростные характеристики внутренних потерь и предусмотрены

испытания на приемистость. В соответствии со стандартом пусковые качества двигателя определяются на холодном и на прогретом двигателе. Определяется пусковое число оборотов двигателя, продолжительность пуска, сила тока в обмотке стартера, расход топлива и др. Испытания на приемистость проводятся с отсоединенными динамометром. Дроссельную заслонку карбюратора открывают полностью резким поворотом из положения, соответствующего минимальным оборотам холостого хода. Производятся измерения скорости нарастания числа оборотов и времени, необходимого для достижения двигателем числа оборотов, соответствующих 75% от максимальных. Этим стандартом предусматривается и проверка работы ограничителя числа оборотов.

Для бензиновых двигателей и для дизелей в Японии применяются самостоятельные стандарты (D-1003-1956 и D-1004-1956). Оба эти стандарта почти тождественны. Различие в этих стандартах сводится к тому, что для дизелей не предусматривается определение характеристики механических потерь и не даются формулы для расчета абсолютного расхода топлива и механического К. п. д. Стандарт предусматривает определение скоростных характеристики

с установленными на двигателе вентилятором, генератором и воздухоочистителем. Как правило, испытания проводят без радиатора, глушителя шума выпуска сцепления и коробки передач. Приведение к нормальным атмосферным условиям делается с учетом влажности окружающего воздуха.

Стандартом рекомендуются приборы и устройства для измерения различных показателей, обусловлена точность измерений и единицы, в которых выражается измеряемый показатель.

Чехословацкий Государственный стандарт GSN 30-2008 предусматривает определение только скоростных характеристик двигателя при полной нагрузке, частичных нагрузках и на холостом ходу. Порядок проведения этих испытаний указан весьма подробно. Данные даже режимы предварительной обкатки двигателя. Стандарт предписывает проводить испытания полностью укомплектованного двигателя с установленными на нем генератором, компрессором для пневматической тормозной системы, вентилятором, водяным и топливным насосами, серийной выпускной системой и глушителем. Генератор и компрессор при испытаниях не нагружаются. Приведение к нормальным условиям делается без учета влажности окружающего воздуха.

Промышленным стандартом ФРГ DIN-70020 также предусматривается определение мощности двигателя, фактически передаваемой на трансмиссию автомобиля, с учетом затрат на привод всех необходимых для работы двигателя вспомогательных агрегатов (генератора, топливного, масляного и водяного насосов, вентилятора охлаждения) и потерь в воздухоочистителе и в выпускной системе (с глушителем).

Стандартом обусловлено определение величины перегрузок, кратковременно допускаемых двигателем, и мощности при продолжительной работе двигателя.

По итальянскому стандарту CUNA мощностные показатели определяются при такой же комплектности двигателя, как и по стандарту ФРГ DIN, но без воздухоочистителя и глушителя.

Английский стандарт BS 649 1958 предусматривает определение номинальной мощности и мощности при допускаемой перегрузке. Двигатель при определении мощности должен быть укомплектован агрегатами, необходимыми для его работы: водяным, топливным и масляным насосами, нагнетателем для продувки или наддува. Сопротивления на впуске и на выпуске должны быть равны сопротивлениям серийного воздухоочистителя и выпускной системы. Вентилятор устанавливается только на двигателях воздушного охлаждения. Мощности, затрачиваемые на привод всех вентиляторов и зарядного генератора для стартерной батареи (для дизелей), должны быть указаны отдельно.

Американские Правила по испытанию двигателей с искровым зажиганием и дизелей SAE J-816 также предусматривают определение только скоростных характеристик двигателя при полной и частичных нагрузках. Определение мощностных показателей двигателя в этих правилах предусматривается двумя способами: испытанием полностью укомплектованного двигателя (с воздухоочистителем, выпускной системой, генератором) и испытанием двигателя без вспомогательных агрегатов (неукомплектован-

ного). В последнем случае, получившем преимущественное распространение, на двигателе оставляются только те его агрегаты, без которых невозможна работа двигателя при проведении испытаний. В частности, с двигателя снимаются воздухоочиститель, глушитель шума выпуска, вентилятор, генератор, водяной насос, а также компрессор и другие агрегаты, предназначенные для обслуживания шасси.

Все регулировки должны быть выполнены до начала испытаний, их изменение в процессе испытаний не допускается. Двигатель должен быть обкатан до стабилизации внутренних потерь. Непосредственно перед определением показателей двигатель очищается от нагара.

В табл. 1 сопоставлены упомянутые стандарты. По объему испытаний большинство стандартов предусматривает определение только скоростных характеристик при полных и частичных нагрузках. Наибольший объем испытаний стандартизируется японским стандартом JIS и ГОСТом СССР.

Поскольку оба эти стандарта не обязывают проводить указанные в них испытания в полном объеме, то стандартизация большого объема испытаний является положительным фактором. Исследования различных качеств двигателя, например пусковых, приемистости и других, проводимые в разных местах и на разных двигателях, могут сопоставляться только в том случае, если они проведены по одной методике и, таким образом, относительная оценка различных двигателей при испытаниях в соответствии с этими стандартами может быть сделана по всем их основным параметрам и качествам.

Комплектность двигателя при определении его мощностных показателей предусматривается, как это видно из приведенной таблицы, весьма различной. Так, Чехословацкий Государственный стандарт имеет в виду определение мощности полностью укомплектованного двигателя, включая даже компрессор для пневматической тормозной системы.

Следовательно, мощность, определенная по этому стандарту, является мощностью, фактически передаваемой трансмиссией. Американские правила SAE, наоборот, предусматривают определение мощности неукомплектованного двигателя, т. е. мощности, которую двигатель развивает на коленчатом валу. Стандарты других государств несколько различаются между собой по указываемой комплектности, однако все они предусматривают испытания укомплектованного двигателя, т. е. определение мощности, примерно равной мощности, отдаваемой двигателем трансмиссии на автомобиле.

При работе двигателя наблюдаются различные потери. Некоторые из них неизбежны, а некоторые связаны с необходимостью приводить в действие различные устройства, обслуживающие двигатель, и с условиями эксплуатации и могут быть исключены на короткий период времени для снятия характеристики. К таким потерям относятся, например, снижение коэффициента наполнения вследствие наличия воздухоочистителя и подогрева горячей смеси во впускном трубопроводе, потери на выпуске вследствие наличия глушителя, потери на привод генератора и других приборов. К подобным потерям относится также и то, что эксплуатационная регулировка карбюратора и автомата опережения зажигания обеспечивает двигателю при большинстве режимов экономичные расходы топлива и, следовательно, несколько меньшие мощностные показатели, чем предельная.

При устранении таких «эксплуатационных» потерь двигатель развивает более высокие показатели, чем при полной укомплектованности всеми приборами и устройствами, с которыми он передается в эксплуатацию. В иностранной технической литературе мощностные показатели неукомплектованного двигателя, т. е. наибольшая возможная мощность и крутящий момент на его валу, получили название «брutto» показателей. Мощностные показатели полностью укомплектованного двигателя с эксплуатацией

Таблица 1

Стандарт	Комплектность при испытаниях							Объем испытаний							Нормальные условия испытаний		
	Воздухоочиститель	Глушитель	Генератор	Вентилятор	Радиатор	Водяной насос	Компрессор	Скоростная характеристика — полная нагрузка	Скоростная характеристика — частичная нагрузка	Характеристика механических потерь	Характеристика холостого холла	Пусковые качества	Приемистость	Надежность	Оценка ограничителя оборотов	Температура в °С	Давление в м.м рт. ст.
С Н Я Т																	
SAE (США)	Установлен	Снят	Установлен	Снят	Установлен	Снят	Предусмотрена	Предусмотрена	Не предусмотрена	Не предусмотрена	Не предусмотрена	Не предусмотрена	Не предусмотрена	Не предусмотрена	29,4	746,5	Учитывается
DIN (ФРГ)	Установлен	Снят	—	—	Снят	—	—	—	—	—	—	—	—	—	20	700	—
CUNA (Италия) BS (Англия)	Снят	Снят	Установлен	—	Снят	—	Снят	—	Не предусмотрена	—	—	—	—	—	29,4	749	Учитывается
GSN (Чехословакия)	Установлен	—	Установлен	Установлен	—	Установлен	—	Предусмотрена	Предусмотрена	—	—	—	—	—	20	760	Не учитывается
JIS (Япония)	Установлен	Снят	—	—	Снят	—	—	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	15	760	Учитывается
ГОСТ (СССР)	Установлен	—	—	Снят	—	Снят	—	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	Предусмотрена	15	760	Не учитывается

* На впуске и выпуске должно быть противодавление, равное противодавлению при серийном воздухоочистителе и глушителе.

** С вентилятором только для двигателей воздушного охлаждения.

онными регулировками получили название «нетто» показателей.

Американские автомобильные фирмы в своих каталогах, как правило, указывают «брутто» показатели, определяемые по предусмотренной американскими правилами SAE методике испытаний двигателя без вспомогательных агрегатов. Эта мощность для двигателей грузовых автомобилей на 7—12%, а для двигателей легковых автомобилей на 10—20% (а иногда и больше) выше мощности, определяемой по методике европейских и японского стандартов.

Первоначально «брутто» мощность рассматривалась как парадная и указывалась американскими фирмами, главным образом, в рекламных целях. Для того чтобы абсолютные и удельные показатели двигателя выглядели на международном рынке не ниже американских, постепенно и европейские фирмы начали указывать в проспектах и каталогах мощности: показатели своих двигателей, определенные как по отечественной методике, так и по методике SAE. В настоящее время в каталогах обычно так и указывается «мощность по SAE», «мощность по DIN». Некоторые фирмы при этом делают примечание, что мощность, указываемая по SAE, является рекламируемой, а не обзывающей, подразумевая при этом, что получить эти показатели можно только в особых условиях и при специальной подготовке двигателя.

Для иллюстрации (табл. 2) приводятся мощности различных двигателей, определенные по методике SAE и по европейским стандартам.

установке на грузовой автомобиль обычного типа затрачивает мощность на приведение в действие обычных агрегатов, обслуживающих двигатель: вентилятора, генератора, масляного, водяного и топливного насосов и т. д. При установке этого же двигателя на автобус мощность двигателя будет затрачиваться на приведение в действие не только обычных агрегатов, но и мощного компрессора, на работу сервомеханизмов, на кондиционирование воздуха и т. п. И хотя в обоих случаях мощность, фактически развиваемая двигателем, будет одна и та же, мощность, которая может быть использована на передвижение автомобиля, на его динамические качества, будет различна. Так, например, в результате работ, проведенных Львовским политехническим институтом и Львовским автобусным заводом¹, показано, что при установке на двигателях ЗИЛ-130 всех вспомогательных агрегатов и устройств потери мощности составляют почти 20%. В этой же работе указано, что при применении на автобусе ЛАЗ установки для кондиционирования воздуха, требующей значительной затраты мощности, запас мощности автобуса уменьшается настолько, что время разгона этого автобуса до 85 км/ч возрастает более чем в 3 раза.

Поэтому при выборе двигателя потребителю важно знать, каковы технические возможности данного двигателя (т. е. его «брутто» мощность) и какая мощность и крутящий момент могут быть использованы для передвижения автомобиля (т. е. его «нетто» мощность).

Следует иметь в виду, что точное определение «нетто» мощности приво-

дует выпускную систему и радиатор, будут другие температуры в подкапотном пространстве и т. п.

В связи с этим степень приближения к естественным потерям должна быть рационально ограничена. Вполне обосновано, например в английском стандарте, указано, что сопротивление на выпускке должно быть таким же, какое оказывает выпускная система. Установки серийной выпускной системы и глушителя при стендовых испытаниях этим стандартом не предусматриваются. Нельзя положительно оценить предусмотренную некоторыми европейскими стандартами установку вентилятора (на двигателях жидкостного охлаждения) без радиатора и кожухов. Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, и условия обдува двигателя, в этом случае будут заметно отличаться от эксплуатационных.

Параметры, приводимые по двигателям отечественными автозаводами, всегда базируются на рабочих характеристиках, определенных без отключения максимально возможного числа приборов и без специальной подготовки, т. е. указывается «нетто» мощность. Проведенные испытания показали, что мощность двигателя ЗИЛ-130, развивающего по ГОСТу 150 л. с., при испытаниях по методике SAE может достигнуть 165—170 л. с. Мощность двигателя МЗМА-407 соответственно равна 45 л. с. (по ГОСТу) и не менее 53—55 л. с.² (по SAE).

Более того, при массовом производстве двигателей, выпускаемые заводами, имеют несколько различные показатели. Разброс показателей по разным причинам может достигать 5—6%. Отечественные заводы, стремясь обеспечить всех потребителей двигателями с показателями, указанными в каталоге, обычно указывают мощностные и экономические показатели, равные тем, которые получаются у наиболее неудачных двигателей данной серии.

Таким образом, зарубежные фирмы помещают в своих каталогах данные по SAE, т. е. максимальные показатели, получаемые при особых условиях испытаний специально подготовленного двигателя, а отечественные автозаводы указывают минимальные показатели, получаемые при испытании наименее удачных образцов двигателей данной серии. Это ставит отечественные двигатели в весьма невыгодные условия на международном рынке.

Назрела необходимость указывать в каталогах и проспектах отечественных двигателей как полную мощность, определяемую по методике, аналогичной методике SAE («брутто» мощность), так и эксплуатационную мощность, определяемую по ГОСТу («нетто» мощность).

Было бы целесообразно, чтобы методика, по которой определялись бы «брутто» и «нетто» мощности, была одинаковой во всех странах, входящих в СЭВ. социалистических государств.

Канд. техн. наук Б. А. КУРОВ
НАМИ

Модель автомобиля	Литраж двигателя	Мощность в л.с.				Крутящий момент в кгм			
		SAE	DIN	CUNA	ГОСТ	SAE	DIN	CUNA	ГОСТ
Рено Дафин	0,845	40,0	33,5	—	—	6,9	5,7	—	—
НСУ «Принц»	0,996	51,0	43,0	47,0	—	8,6	7,2	7,9	—
Шкода 1000МВ	0,988	45,0	40,0	—	—	—	7,0	—	—
Форд «Таунус» 12М . . .	1,183	50,0	40,0	—	41,5	8,5	8,0	—	7,7
Фиат 1200	1,221	55,0	—	50,0	—	8,5	—	7,8	—
Вольво 122	1,778	90,0	80,0	—	—	14,5	14,0	—	—
Мерседес-Бенц-190 . . .	1,897	90,0	80,0	—	—	15,6	14,5	—	—
Ситроен 1Д19	1,910	75,0	70,0	—	—	14,3	13,4	—	—
Татра 603	2,472	125,0	105,0	—	—	—	17,0	—	—
Воксхолл Креста	3,300	130,0	116,0	—	—	26,0	24,2	—	—
Опель Дипломат	5,354	253,0	230,0	—	—	—	43,5	—	—
Форд-534	8,750	277,0	—	—	200,0	67,5	—	—	62,5
Леруа-540	8,850	206,0	—	—	193,0	62,0	—	—	58,0

В настоящее время обозначение в каталогах мощностных показателей неукомплектованного и укомплектованного двигателей приобретает и технический смысл. По мере того, как совершенствуется управление автомобилем, повышается его комфортабельность, все больше мощности снимается с двигателя на приведение в действие различных вспомогательных агрегатов. В зависимости от того, на какой автомобиль ставится данный двигатель, таких агрегатов может быть больше или меньше. Так, например, один и тот же двигатель при

дит к чрезвычайному усложнению эксперимента.

Так, например, стендовые испытания двигателя с серийной выпускной системой и с вентилятором при жидкостном охлаждении требуют больших площадей, наличия специальных устройств для эвакуации из помещения отработавших газов, установку радиатора и всех кожухов, которые фактически применяются на автомобиле для организации воздушных потоков вокруг двигателя. Но и при выполнении всех этих положений условия испытаний будут отличаться от естественных, так как будет отсутствовать встречный поток воздуха, обдувающий

¹ К. М. А тоян и др. «Автомобильная промышленность», 1965, № 3.

² Мощность двигателей ЗИЛ и МЗМА по SAE указана ориентировочно.

Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1965 г.

№ жур-
нала№ жур-
нала

Стр.

Передовые

Андерс А. А. — Основные направления совершенствования технологии производства в автомобильной промышленности

1

1

Экономика и организация производства

Агапов Е. К., Сокол И. Б. — Автоматизация учета и управления производством типового цеха точного литья по выплавляемым моделям

Алалыкин Н. Г. — Коэффициент устойчивости автопогрузчика

Дранников А. Б. — Рациональная длина транспортирования груза автопогрузчиками

Крутиков И. П., Дранников А. Б., Петров Э. В. — Эффективность использования автопогрузчиков на заводах автомобильной промышленности

Либерман В. Б. — Применение вычислительной техники для управления производством на предприятиях автомобильной промышленности

Петров Э. В. — Определение производительности универсальных вилочных погрузчиков

Тихомиров Е. Ф. — Технико-экономическое обоснование мощности двигателя автомобильного поезда

Конструирование, исследования, испытания

Абрамсон Ю. М., Генина Ф. Х., Броневицкая Н. В. — Упрощенная методика контрольных испытаний автомобилей по уровню радиопомех

Авдонькин Ф. Н. — Изменение интенсивности изнашивания деталей в зависимости от величины зазора в сопряжении

Амосов Н. И. — Рациональное остекление автомобилей

Аитонов Д. А. — О статическом методе испытания устойчивости установившегося движения

Армадеров Р. Г., Крестовников Г. А., Семенов В. М. — К определению режимов работы автомобиля типа 6×6

Архангельский В. М., Голушки И. Ф. — Исследование работы двигателя ЗИЛ-130 на режимах разгона

Атоян К. М., Каминский Я. Н. — Особенности электрооборудования междугородных и туристских автобусов

Атоян К. М., Генбом Б. Б., Дробот Ю. И., Топольник В. Д., Нагорняк Г. А., Никитин Н. Н., Рябов А. В. — Затраты мощности на привод вспомогательных агрегатов и их влияние на тягово-скоростные качества автобусов ЛАЗ

Атоян К. М., Генбом Б. Б., Дробот Ю. И., Браз А. С., Нагорняк Г. А. — Конструкция и эффективность моторного тормоза автобусов ЛАЗ с V-образными карбюраторными двигателями

Балакин В. Д., Петров М. А. — Аналитическое исследование торможения колеса с противоблокировочным устройством в тормозном приводе

Баранников В. П. — Приближенная оценка показателей тягово-скоростных качеств и веса проектируемых автомобилей при заданном двигателе

Барский И. А. — Изменение температуры рабочих лопаток газовой турбины на неуставновившихся режимах

Бельский А. Е., Кукелева Т. А. — Исследование движения автомобилей на горных дорогах с затяжными подъемами

Бернштейн Г. Д., Коломыцев И. В., Сурко В. И., Коломор С. А. — Причины неудовлетворительной очистки масел в автомобильных двигателях

Богин М. Б. — Графо-аналитический метод определения оптимальных конструктивных размеров пластиначатого теплообменника

Болгов А. Т., Кривенс Т. К., Федякин В. А. — О гармоническом спектре крутящих моментов карбюраторных двигателей

Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Крадинов Е. Б., Макаров С. Г., Семенов В. М. — Распределение крутящих моментов в трансмиссии многоприводных автомобилей на пневмокатках

Бочаров Н. Ф., Филюшкин А. В., Семенов В. М., Пугин П. П. — Испытания шин с различным числом слоев корда

Браильчук П. Л., Миронов Е. А., Браильчук П. Л. — Опорный пункт для испытания автомобилей на территории Сердней Азии

Вахламов В. К., Бучин А. И. — Экспериментальное исследование трения в подвесках малолитражных автомобилей

Великанов Д. П. — Требования к конструкциям отечественных автомобилей в отношении технического обслуживания и ремонта

Веселый Е. С. — Определение частот и форм свободных колебаний трансмиссии автомобиля

Взорев Б. А. — Исследование теплопередачи через поршень автомобильного двигателя

Вязтышев Н. А. — О поперечной устойчивости седельного автопоезда на неустановившемся режиме движения

Вильперт К. И., Певзнер Я. М., Тихонов А. А., Юдин Б. В. — Некоторые вопросы статистического анализа колебаний автомобиля

Вихерт М. М., Барсов М. П., Личенков И. М. — Исследование впускных каналов головок цилиндров дизелей с непосредственным смесеобразованием

Галашин В. А. — Определение жесткости пневморессоры с учетом теплообмена

Генбом Б. Б. — К вопросу об определении максимальной мощности автомобильного двигателя

Генбом Б. Б., Ерохов Ю. Д., Демьянюк В. А. — Определение времени и пути обгона автомобиля

Гинцбург Б. Я., Минаев Н. И., Ипполитов Е. С., Шахназарян В. М. — Способ улучшения пусковых качеств дизеля

Глаговский С. А., Дмитриевский А. В. — Малолитражный двигатель с V-образным расположением цилиндров

Гоголицын М. А., Беспалов Ю. А. — О возникновении усталостных трещин на деталях автомобилей

Голушки И. Ф. — Влияние вспомогательных устройств карбюратора на разгон двигателя ЗИЛ-130

Горюхин В. А. — Определение коэффициента трения колеса о землю

4 24

9 18

3 15

8 10

10 12

2 14

8 32

11 15

4 29

2 10

12 19

2 1

10 20

4 26

3 8

11 21

10 15

7 11

3 12

9 9

7 19

6 1

№ жур- нала	Стр.	№ жур- нала	Стр.
Гончар Л. Г., Коротков Л. И., Малышев А. А., Сухоруков А. Р., Тыричев А. Г. — Эффективность выпускного торможения автомобиля двигателем	6 4	Калужников А. Н. — Аналитический расчет и профилирование зубьев насоса гидроусилителя рулевого механизма	7 30
Горбаневский В. Е., Поляков Г. Д. — Методика расчета маховика стенда для испытания топливной системы дизеля	1 11	Карницкий В. В., Минкин М. Л. — Пуск холодных двигателей с помощью легковоспламеняющейся жидкости	11 12
Горелик А. М. — Однолистовые рессоры	1 26	Кеберник В. В. — Автоматический регулятор температуры двигателя автомобиля ЗАЗ-965А	3 5
Горпушкин Ю. Г. — О применении термометров сопротивления при испытаниях автомобильных двигателей	9 12	Козлов Н. К. — Конструктивные особенности сидений грузовых автомобилей ГАЗ-53Ф, ГАЗ-53А и ГАЗ-66	5 25
Гредескул А. Б., Булгаков Н. А. — Экспериментальное исследование блокирования затормаживаемого колеса	3 21	Копров В. П. — Исследование статической прочности рамы прицепа ЧМЗАП-5208	10 17
Григорьев В. А., Чернышев И. Н., Бруев Э. В. — Контроль температурного режима пневматических шин	2 17	Копров В. П. — Исследование статическихиков Л. Д. — Исследование влияния передней подвески и рулевого привода на износ шин автомобиля	5 28
Григорьев М. А., Пименов А. М. — Одноцилиндровая карбюраторная установка для оценки моторных качеств масел	5 10	Коротоношко Н. И. — К вопросу о весовых параметрах и габаритах автомобилей	4 32
Гурвич И. Б., Панов Ю. М., Егорова А. П. — Некоторые положения методики ускоренных износных испытаний двигателей	8 5	Косев К. П. — Номографическое вычисление скоростных внешних и частичных характеристик карбюраторных четырехтактных двигателей	1 5
Гуреев А. А., Аронов Д. М., Малавинский Л. В., Зарубин А. П., Субботин А. П. — Влияние климатических условий эксплуатации автомобильных двигателей на их требования к детонационной стойкости бензинов	5 7	Костерин Ю. И., Быстров П. Г., Михайлов В. В. — Некоторые данные о реальных режимах работы тормозных накладок автомобилей	7 17
Гуссак Л. А., Гуссак Д. А. — Новая конструктивная схема форкамерного двигателя	12 3	Костров А. В. — Значение коэффициента теплоотдачи для определения температуры горения двигателя внутреннего сгорания	5 4
Гущин Ю. С. — К вопросу исследования процесса выключения вращающихся фрикционных муфт гидромеханических коробок передач	8 25	Костров А. В., Куняевский Б. М. — Способ измерения температуры антифрикционного слоя шатунных вкладышей	1 3
Дербариемдикер А. Д. — Особенности расчета однотрубных амортизаторов подвески	5 20	Костров А. В., Куняевский Б. М. — Влияние температуры охлаждающей воды на температурный режим деталей автомобильного двигателя	9 3
Дербариемдикер А. Д. — К теории рабочего процесса пневмогидравлических устройств подвески	9 19	Костров А. В., Куняевский Б. М. — Метод тарировки индикаторной диаграммы процесса	12 1
Джебашвили И. Я., Аладашвили З. М., Гвинианидзе И. И. — Прибор для измерения расхода топлива и числа оборотов коленчатого вала двигателя	1 20	Красненчиков В. И., Егоркин В. В. — К расчету инерционных синхронизаторов звукепечатных коробках передач	12 15
Добрых Л. И., Скиндер И. Б. — Исследование сил сопротивления в цилиндре пневмогидравлической подвески	6 26	Крышень Н. И. — О требованиях к рулевому приводу и к поворотным устройствам управляемых колес полуприцепов	2 24
Егорьевичев Л. П. — Применение бесконтактных токосъемников для стендовых и дорожных испытаний автомобиля	11 23	Кузнецова Е. С. — Методы определения периодичности технического обслуживания и целесообразности проведения принудительного ремонта	6 11
Ермолаев П. С., Исаевин Г. С., Некрылов В. М. — Исследование крутильных колебаний коленчатого вала двигателя	10 4	Куликов А. А. — Применение быстродействующих вычислительных машин дискретного и непрерывного действия при анализе автотракторного электрооборудования	8 29
Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В. — Мощность, необходимая для привода нагнетателя турбокомпрессора автомобильного двигателя	9 6	Кюрегян С. К., Маренова М. Н. — Оценка износа двигателя с помощью спектрального анализа	10 10
Закс М. Н., Лельчук Л. М. — Особенности кручения автомобильной рамы при смещении оси вращения из ее плоскости	5 33	Лакедемонский А. В., Пленцов Г. И., Шерман А. Д., Абраменко Ю. Е. — Характер износа цилиндров автомобильных двигателей	4 14
Захаров Н. Н., Крапивенцев А. Н. — Система регулирования автомобильного газотурбинного двигателя ТурбоНАМИ-053	4 18	Ланин В. И. — Смещение радиальной реакции при качении колеса с упругой шиной	6 30
Земсков П. И. — Повышение износостойкости деталей клапанного механизма	4 12	Лапшин С. А. — Токосъемники для тензометрирования на вращающихся деталях	5 35
Земсков П. И., Хавина Р. Б., Якушина Е. Н., Харченко Е. Н. — Исследование процесса обкатки автотракторных двигателей	11 6	Лебедев Ф. К. — Роль температуры в износе фторопластов	6 33
Зенизин Ю. А. — Корректирование параметров обребения цилиндра двигателя воздушного охлаждения с помощью метода электрического моделирования	4 22	Лебедев Ф. К. — К вопросу о температуре поверхностных слоев истираемых полимеров	8 28
Игнатьев Е. Б. — Расчет коэффициента активного тепловыделения карбюраторного двигателя	10 7	Левковский Е. Н. — Некоторые вопросы расчета винтовых цилиндрических пружин на долговечность и надежность при многократной повторной нагрузке	6 23
Иларионов В. А., Рефаат Шафик Габриал — Поперечная устойчивость автомобиля при торможении с неотключенным двигателем	11 35	Ленин И. М., Покровский Г. П., Федоров П. В. — Применение средств электроники для дозирования топлива	3 18
		Лернер М. О. — Акустическая спектрометрия процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием	8 6

№ жур- нала	Стр.	№ жур- нала	Стр.
Майоров Е. С. — Педаль управления дроссельной заслонкой карбюратора из волокнистого материала	1 37	Сова И. П. — Исследование приработываемости двигателей микролитражного автомобиля «Запорожец» на маслах с присадкой дисульфида молибдена	7 4
Мариневич П. Т. — Критерии надежности и их определение при работе автомобилей в разных условиях эксплуатации	5 1	Ставров О. А. — Новый метод тягового расчета электромобиля	6 14
Маршак С. Ф., Гольштейн В. М. — Устойчивость одноосных тягачей в положении поворота	10 23	Степанов Г. Ю., Арутюнян Д. В. — К расчету аппарата на воздушной подушке с частичной разгрузкой	9 24
Минкин М. Л., Власов М. А., Петличик В. В. — Автомобильный алюминиевый радиатор разборной конструкции	12 13	Тараненко П. И., Лурье М. И., Сергеев Н. М., Юрчевский А. А. — Стенд с программным управлением для исследования неуставновившихся режимов движения автомобиля	10 26
Моисеичик А. Н. — Выбор подогревателей для карбюраторных двигателей жидкостного охлаждения	6 6	Тарасов В. Н. — Теоретический радиус качения эластичного колеса	1 22
Моисеичик А. Н., Нечаева Ю. Г., Чепелев Н. Ф. — Работоспособность аккумуляторных батарей автомобиля ЗИЛ-130 в стартерных режимах при низких температурах	1 13	Трофимов О. Ф. — Метод ускоренных испытаний при возрастающей нагрузке для контроля долговечности автомобильных деталей	3 32
Нарбут А. Н. — Режимы работы гидродинамических передач	2 19	Трусов С. М. — Семейство гидротрансформаторов с улучшенными характеристиками для грузовых автомобилей и городских автобусов	8 17
Недедов А. Ф. — Определение показателей разгона автомобилей с помощью характеристических кривых	6 17	Файнлейб Б. Н. — Ступенчатая характеристика впрыска — эффективное средство повышения моторесурса дизелей	7 6
Островцев А. Н. — Надежность автомобильных конструкций	5 31	Файнлейб Б. Н., Ключев Л. А. — Требования к частотным характеристикам электронно-измерительной аппаратуры, применяемой для исследования процесса топливоподачи в быстроходных дизелях	12 6
От редакционной коллегии	11 16	Фортунков Д. Ф. — Характеристики жесткости рулевого управления автомобиля «Волга»	1 21
Панков Ю. П. — Применение ЭВМ для определения оптимальных конструктивных параметров тorsiонно-пружинной подвески и исследования колебаний прицепа	1 16	Фортунков Д. — Влияние дисбаланса на колебания управляемых колес автомобиля	7 9
Петрушов В. А. — Об одном «уточнении теории» ведущего автомобильного колеса	5 24	Хануков А. А., Обрядин В. Г. — О критериях оценки технического уровня и надежности карбюраторов	2 7
Петрушов В. А. — Обобщенный метод оценки сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода	7 23	Хмельницкий Э. Е. — Расчет коэффициента теплопередачи автомобильных радиаторов	2 26
Пирковский Ю. В. — Некоторые вопросы качения автомобильного колеса	12 26	Храмов Ю. В. — Расчетно-экспериментальный метод исследования переходных процессов автотракторных дизелей	2 5
Пономарев О. П., Овчинников Н. Ф. — Расчет и исследование автомата ограничения максимальной подачи топлива для многотопливных дизелей ЯМЗ	1 8	Цукерберг С. М., Гордон Р. К. — Определение эксплуатационных качеств автомобильных шин методом моделирования	11 28
Поспелов Б. С. — Уплотнители в автоматических гидропередачах автомобилей	3 25	Чапаев А. А., Енукидзе Б. М. — Экспериментальная система впрыска бензина для двигателя ГАЗ-13	11 4
Поспелов Б. С. — Повышение работоспособности планетарной коробки передач автоматической гидропередачи	2 30	Черномашенцев А. И., Брун А. М. — Испытания новых пусковых подогревателей двигателей ГАЗ в условиях низких температур	8 8
Прутчиков О. К. — Эксплуатационные требования к плавности хода автомобилей	5 17	Шестаков Б. А. — О кинематическом несоответствии блокированного привода колес активного роспуска с автомобилем типа 4×2	5 13
Пчелин И. К., Хачатуров А. А. — Нелинейные колебания автомобиля при движении по дороге с реальным микропрофилем	7 27	Школьников М. Б. — Первичная математико-статистическая обработка результатов тензометрирования	8 22
Рахманов Н. Н., Акопян Р. А. — Гидравлические упругие элементы подвесок	6 9	Шойхет Б. М., Егоров Л. А., Фиттерман Б. М. — Некоторые результаты исследования натурной модели автомобиля с частичной разгрузкой колес с помощью воздушной подушки	11 31
Рефаат Шафик Габриэль — Тормозные характеристики карбюраторных двигателей	8 20	Штейнберг А. С. — Гидравлическое сопротивление тангенциальной камеры горения и газосборника газотурбинного двигателя с радиальной трубиной	12 9
Розов Р. А., Панфилов В. М., Бикулич В. А., Юрин И. Л., Мельников А. А., Коняшов В. В. — Гидропневматическая подвеска автомобиля повышенной проходимости	1 24	Энглин Б. А., Микулин Ю. В., Славинский А. Г., Туголуков В. М. — Влияние цетанового числа дизельных топлив на пуск двигателя	11 9
Рокас С. И. — Определение основных параметров грунтов с целью оценки тягово-цепных качеств автомобилей	7 14	Ягант А. И. — О приведенном моменте трения дифференциала	4 33
Ромашов В. М. — О точности методов обработки индикаторных диаграмм для определения среднего индикаторного давления	9 28	Технология	
Ротенберг Р. В. — Развитие теории автомобилей в условиях применения ЭВМ	8 13	Амосов В. Н., Потанин С. Л., Скотников В. В. — Применение заэвтектического легированного силумина для поршней четырехтактных дизелей	7 37
Семенов Г. И. — Определение усилий в коленчатом валу с учетом его деформаций	7 22	Антонов Г. Н. — Водоразбрызгиватель в гидрофильтре камеры окраски	12 39
Силкин А. С., Клейнер А. Н. — Повышение долговечности пробковых уплотнений карданных сочленений	12 22		
Смирнов Г. А. — Влияние числа и расположения осей на тягово-цепные качества полноприводных автомобилей	4 36		
Смирнов Г. И. — Исследование работы безрычажного сцепления			

№ журн. номера	Стр. страницы	№ журн. номера	Стр. страницы	
<p>Бородин Э. С. — Механизированная поточная линия консервации автомобильных запасных частей</p> <p>Брахман Л. А., Киселев Е. Н., Русый В. Д., Житницкий С. И., Рекшинская Т. П., Большаков В. М., Проворков В. В. — Применение мелкозернистых твердых сплавов в автостроении</p> <p>Брон Д. И. — Технологические резервы улучшения качества рессор грузовых автомобилей</p> <p>Буитовской А. А. — Сверла с подточенной перемычкой</p> <p>Васин И. И. — Пластмассовые покрытия деталей способом вихревого напыления</p> <p>Варваричев А. А., Зарубин Л. М., Соколов В. А. — Отливка гильз цилиндров в сырью песчаную форму с оболочковым стержнем</p> <p>Волик Ю. П. — Охлаждение штампов при штамповке на кривошипных торачештамповочных прессах</p> <p>Горин Д. И., Брон Д. И., Таратута А. И., Левитес И. И. — Влияние высокотемпературной термомеханической обработки на усталостные характеристики рессорных сталей 55С2 и 50ХГ</p> <p>Греков В. С. — Автоматическая линия обработки и сборки поршней колесных цилиндров</p> <p>Гуляев А. И., Расторов А. И. — Опыт применения автоматической и полуавтоматической сварки в среде углекислого газа</p> <p>Захватов С. И. — Получение высоких точности и чистоты обработки при протягивании отверстий</p> <p>Зибенберг А. И. — Промежуточная разгрузка грузов с конвейеров</p> <p>Калашников Г. И. — Центробежная отливка колес турбокомпрессора</p> <p>Калашников С. Н., Глухов И. И. — Пути повышения эффективности при черновом нарезании спирально-конических шестерен</p> <p>Калашников С. Н., Трофилев Н. Н. — Прогрессивная технология обработки зубьев колес распределительного вала двигателя ЗИЛ-130</p> <p>Карпов В. Г. — Штамп для гибки хомутиков</p> <p>Коломин В. В., Николаев А. А. — Приспособление для запрессовывания кожуха в картер или крышку переднего и заднего мостов автомобилей</p> <p>Колтунов С. С. — Пневматические многошпиндельные гайковерты</p> <p>Кольцов И. И., Старостина А. С. — Однофазная индукционная электрическая печь промышленной частоты</p> <p>Лаврухин Г. М., Гнатышак Н. Н. — Технологические процессы изготовления фрикционных металлокерамических дисков</p> <p>Лазарев И. К. — Производство стальной плющеной ленты высокой точности для поршневых колец двигателей</p> <p>Лебедев А. С., Ильичева З. В. — Определение оптимальной конструкции рабочей части кулачков к токарным патронам</p> <p>Леонов В. И. — Установка для подачи колес к сборочному конвейеру</p> <p>Ляхович Л. С., Мишин П. А., Фунштейн Я. Н. — Упрочнение малоуглеродистых листовых сталей методом полосовой закалки</p> <p>Мещерин В. Т., Девятова Е. М. — Использование бета-излучения для контроля толщины металла в зонах наибольших деформаций автомобильных топливных баков</p> <p>Микулинский А. М. — Пути улучшения условий труда слесарей при работе с пневматическими машинками</p> <p>Мозохин Н. Г., Сыркин П. Э. — Блок цилиндров V-образного двигателя, отливаемый под давлением</p>				
4	42	4	38	
2	38	9	33	
6	34	3	40	
4	44	5	43	
9	37	9	39	
3	39	12	36	
8	42	7	42	
1	38	5	42	
1	40	5	39	
3	36	7	33	
10	36	8	37	
9	36	8	38	
1	42	5	37	
2	33	10	39	
10	33	10	39	
4	42	1	42	
12	35	1	43	
2	36	2	42	
12	34	8	41	
6	41	7	39	
6	37	11	40	
3	41	Информация		
1	41	Армадеров Р. Г. — Полноприводные автомобили большой грузоподъемности в США	7	44
6	40	Бекман В. В. — О максимальных значениях коэффициента сцепления автомобильного колеса с дорогой	8	47
7	36	Бойцов В. В., Букин-Батырев И. К. — Объемная штамповка на машинах с встречным ударом инструмента за рубежом	6	45
4	40	Будыко Ю. И., Коганер В. Э., Мальцев А. В. — К вопросу о выборе системы впрыска легкого топлива для автомобильного двигателя	10	43
11	37	Взоров Б. А. — Оценочные показатели карбюраторных двигателей на примере европейских легковых автомобилей	10	40

Веселов А. И. — Современный этап развития комбинации автомобилей с приводом на передние колеса

Гапоян Д. Т. — О концентрации производства в автобусостроении США

Егоров И. Ф. — Крепеж шайбами шез в машиностроении

Егоров Л. А., Фиттерман Б. М. — Результаты ходовых испытаний зарубежных экспериментальных автомобилей и других транспортных средств на воздушной подушке

Завьялов С. Н. — Технический прогресс и организация изобретательства и патентного дела

Клементьев М. А. — Производственные мощности автомобильной промышленности ФРГ и пути ее дальнейшего развития

Зайченко С. Н., Сатаров В. А., Аболтин Э. В. — Турбокомпрессор модели Т-9 фирмы Ротел

Зацерковный И. Г., Присяжный П. И. — Особенности рессорно-пневматической подвески автобусов фирмы Лейланд

Зубакин А. Г., Латышев Г. В., Тольский В. Е. — Семинар по уменьшению шума и вибраций автомобилей

Клементьев М. А. — Новая автоматическая линия на заводе фирмы Фольксваген

Коган Ю. А., Наумов С. С. — Производство поршневых колец японской фирмой НПР

Колесников Ф. Н. — Японская автомобильная промышленность

Куров Б. А. — Об определении мощностных показателей автомобильных двигателей по стандартам различных стран

Лавтев С. А. — Испытательные автомобильные полигоны в жарко-пустынной местности

Лаврухин Т. М. — Состояние порошковой металлургии в автостроении за рубежом

Лейзерин Г. В. — НИИАвтпром на ВДНХ в 1964 г.

Лысков Б. П., Комиссаржев

2 43

2 46

1 47

3 44

1 45

1 47

10 46

5 46

4 47

2 48

5 44

12 40

12 42

11 42

8 44

1 43

ская В. Н. — Некоторые итоги совещания заводов автотракторного и сельскохозяйственного машиностроения и подшипниковой промышленности по алмазной обработке

Милюков О. В. — Точное литье в автомобилестроении

Орлов А. В. — Основные исследования в области обработки металлов давлением в Англии

Романов С. К. — Прерыватели света современных зарубежных автомобилей

Смолинский Р. И. — Выпуск автомобилей в Болгарии и Румынии

Сорочан Ю. П. — Особенности зарубежных конструкций многоступенчатых коробок передач и их классификация

Удовенко А. А. — Развитие конструкций уплотнений подшипниковых узлов автомобиля

Успенский И. Н., Кравец В. Н. — Новый чехословацкий легковой автомобиль Шкода 1000МВ

Щербаков К. Л. — Плавильные электропечи в чугунолитейных цехах за рубежом

5 47

4 45

6 43

11 44

4 46

9 43

8 44

9 47

7 47

Критика и библиография

Бреев А. М. — Рецензия на книгу Малышева Г. А., Езерского А. Н. «Основы проектирования и производства деталей из пластмасс в автомобилестроении», Машгиз, 1963

10 48

Горнушкин Ю. Г., Бакалейник А. М. — Рецензия на книгу Покровского Г. П. «Применение электроники в системах питания автомобильных двигателей», «Машиностроение», 1964

4 48

Сорокин А. А. — Рецензия на книгу Лысова М. И. «Рулевые управления автомобилей», «Машиностроение», 1964

8 3 стр

Ханин Н. С., Чистозонов С. Б. — Рецензия на книгу Дж. Дж. Брезе «Сгорание в поршневых двигателях». Техническое издательство г. Стама, Акционерного общества, Голландия, 1963

5 48

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Продолжается подписка на журнал
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1966 г.

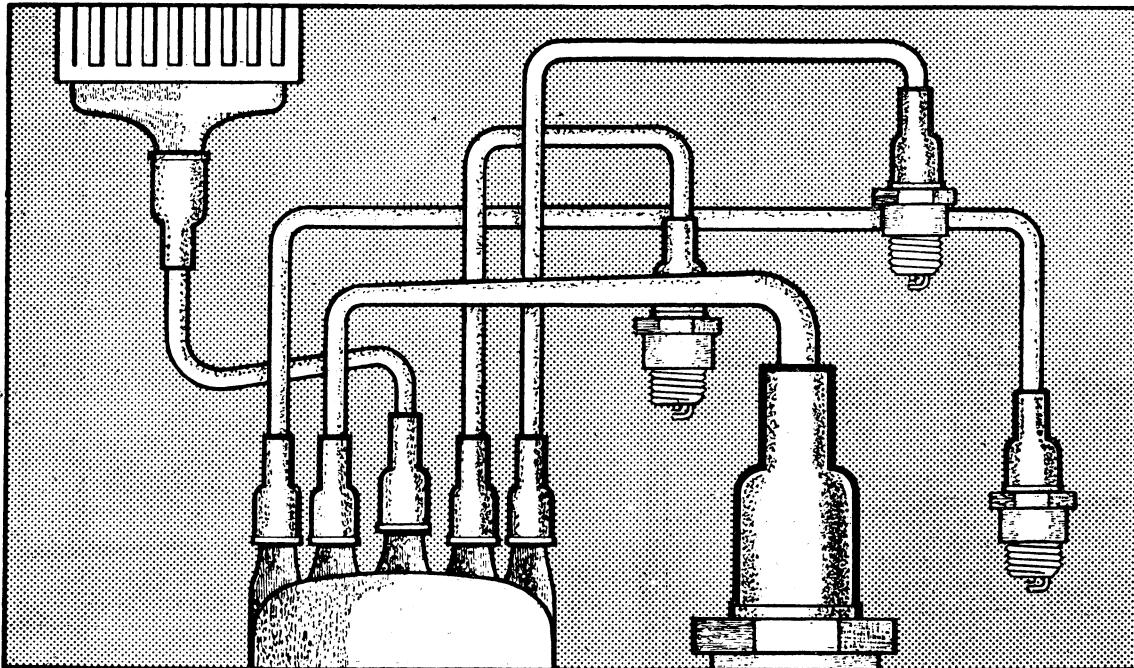
Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечати», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати. На отдельные номера журналов подписка принимается не позднее 1 числа предподписного месяца.

Журнал можно приобрести только по подписке!

ИНФОРМАЦИЯ О КАУЧУКЕ



СИЛОПРЕН ОБЛАДАЕТ ОТЛИЧНЫМИ ИЗОЛИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ ДАЖЕ ПРИ 20000 В И 200°С



Защитные колпачки из силопрена используются в системе зажигания двигателей внутреннего сгорания для обеспечения надежности в работе. Они сохраняют эластичность на протяжении многих лет, несмотря на постоянное воздействие температуры двигателя (170° С и выше). Защитные колпачки из силопрена также не боятся сильных морозов и сохраняют предельную упругость даже при — 100° С.

Силопреновые защитные колпачки обеспечивают водонепроницаемость, изоляцию, стойкость к скользящим разрядам, устойчивость против воздействия азона и коронных разрядов. Силопреновые защитные колпачки являются гарантией против оледенения контактов, которое может происходить при использовании защитных колпачков из обычной резины. По приведенным выше причинам в тех случаях, когда надежность, безопасность и точность являются естественными требованиями, следует применять силопрен.

Физико-механические и изоляционные свойства силопрена в течение многих лет остаются неизменными даже после постоянного воздействия резких перепадов температуры.

О многостороннем целесообразном применении силопрена имеются следующие информационные материалы:

брошюра «Силопрен»

звуковой фильм, 16 мм

серия диапозитивов, 5×5 см

которые можно выписать бесплатно. Для этого нужно вырезать купон и послать его по следующему адресу:

СССР, Москва, Д-182, Живописная ул., 32, В/О

Внешторгреклама

КУПОН Прошу Вас выслать мне

Брошюру «Силопрен»,
богато иллюстрированную

Имя:

Звуковой фильм
«Силопрен», 16 мм

Улица:

Серию диапозитивов
«Силопрен», 5×5 см

Город:

(Пожалуйста обозначьте
крестиком интересующий
Вас материал)

БАЙЕР ЛЕВЕРКУЗЕН

Силопрен

