

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. С. Егоров — Акустическая диагностика автомобильных двигателей . . .	1
Г. Н. Злотин, В. А. Треппи — Влияние полупроводникового прибора зажигания ППЗ-1 на состав отработавших газов карбюраторного двигателя на режимах разгона . . .	4
Б. Р. Ибрагимов, Б. А. Киселев — Некоторые результаты исследования впускных трактов дизелей с динамическим наддувом . . .	5
Л. А. Егоров, А. Г. Зарубин, Е. А. Индикт, М. В. Корогодский, Е. И. Кривенко, Е. С. Кузнецов, П. Л. Червонобродов, В. А. Черняйкин — Номенклатура основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава . . .	8
А. Я. Тарасов, Р. С. Цветков, Ю. А. Чернов — Прибор для определения скорости автомобиля с учетом пройденного пути . . .	10
В. Н. Кнороз, В. В. Косухин, Е. В. Кленников, И. П. Петров — Влияние дисбаланса колес на их колебания и усилия в рулевом приводе автомобиля . . .	12
Я. М. Зарницкий, Ю. М. Полев — О провисании дверей кузова автомобилей	14
В. П. Баранчик — К вопросу определения работы сил трения в шарнирах приводных цепей мотоциклов . . .	16
Н. Ф. Коренчук — Тепловой расчет тормоза автомобиля по критериальному уравнению . . .	17
Е. И. Бурдасов, И. Д. Зарифьянц — Об оценке результатов полигонных испытаний на долговечность . . .	19
Н. Н. Яценко — Формирование нагруженности рамы грузового автомобиля от воздействия неровной дороги . . .	22
С. И. Жбанников, М. В. Демидов — Новая компоновка автобуса . . .	29

ТЕХНОЛОГИЯ

А. Э. Исаков, В. Н. Комиссаржевская, И. Б. Гурвич — Исследование изменения твердости шеек стальных коленчатых валов в процессе изнашивания . . .	31
П. Т. Дмитриев, А. Н. Савостьянов, В. П. Кротов — Типовой технологический процесс пробивки вентиляционных отверстий в колесах грузовых автомобилей	33
В. М. Веккер — Хонингование с дуговой осцилляцией . . .	34
А. Н. Тананин, В. Р. Балинский — Смолы для горячего плакирования песка . . .	36

ИНФОРМАЦИЯ

А. В. Еремеечев — Металлизация пластмасс для декоративных целей . . .	38
Ю. Н. Карпов — Применение пластмасс в автомобилестроении капиталистических стран . . .	41
Г. В. Крамаренко, Н. М. Старовойтов, Л. А. Егоров — О выборе крепежных деталей надежной конструкции . . .	43

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

В. П. Кочеулов, В. К. Корсак — Рецензия на книгу М. Г. Беккера «Введение в изучение системы местность—машина» . . .	45
Рефераты статей . . .	46

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, В. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, В. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чнстозвонов

Адрес редакции:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. П. Озерова

Сдано в набор 7/IX 1970 г. Подписано в печать 28/X 1970 г. Т-16419
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 9,0 Тираж 11 730 экз. Формат 60 × 90/8 Зак. 3325

Типография изд-ва «Московская правда»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

11

НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1970

Год издания XXXVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43:629.113:543.42

Акустическая диагностика автомобильных двигателей

Канд. техн. наук А. С. ЕГОРОВ

Сибирский филиал Всесоюзного научно-исследовательского института механизации сельского хозяйства

В НАСТОЯЩЕЕ время в технической диагностике находит широкое применение корреляционный и спектральный анализы шума механизмов [1—4].

В сопряжении палец—головка шатуна сила удара в зазоре возрастает значительно быстрее, чем происходит увеличение зазора в сопряжении [5].

У коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания интенсивно изнашиваются шатунные и коренные шейки, на которые действуют инерционные, центробежные силы кривошипно-шатунного механизма и давление газов.

Для целей диагностики малопримлем обычный амплитудный спектр, так как его дисперсия не стремится к нулю при увеличении времени анализа. Этот недостаток отсутствует у энергетического спектра, который представляет собой квадрат абсолютных значений частотных составляющих процесса.

Износ приводит к увеличению зазора между трущимися поверхностями, а при увеличении зазора возрастают удары между сопряженными деталями. При этом сила удара возрастает значительно интенсивнее, чем величина зазора, что делает возможным использование акустического метода для определения начала аварийного износа.

При работе двигателя в шатунном подшипнике происходит прямой центральный удар в вертикальной плоскости, который можно сравнить с ударом двух шаров. Обозначив через m_1 и m_2 массы обоих тел, v_1 и v_2 — их скорости перед началом

удара, v'_1 и v'_2 — скорости к концу удара, u — результирующую скорость, получим

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = (m_1 + m_2) u = m_1 v'_1 + m_2 v'_2;$$

$$K_1 = m_1 (v_1 - u) = m_2 (u - v_2);$$

$$K_1 = m_1 (u - v'_1) = m_2 (v'_2 - u).$$

Коэффициент удара $k = \frac{K_1}{K_2} = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2}$, его величина зависит от степени упругости или пластичности обоих тел.

Сила удара F действует обыкновенно только в продолжение очень короткого времени. Для процесса движения действителен закон количества движения, интегрированием которого по времени от t до t' получаем

$$m_{\Delta} v = m (v' - v) = \int_t^{t'} F dt = K.$$

Удар в зазоре шатунного подшипника происходит сразу же после в.м.т в результате того, что изменяется направление движения поршня, следовательно, удар происходит в верти-

кальной плоскости, а не в горизонтальной (поперечной) плоскости двигателя внутреннего сгорания.

Упругие волны полезного сигнала при ударе в шатунном подшипнике двигателя распространяются по шатуну, поршню и далее по силовым шпилькам головки блока.

При спектральном анализе структурного шума двигателей и использовались анализаторы спектра АСЧХ-1, АН-1-50, ТТ-1301 и квадратичный вольтметр. При исследованиях смещений и скоростей вибраций двигателя применялись индуктивные датчики модели МВ-22 в комплекте с авиационной виброизмерительной аппаратурой типа АВ-43. Для измерения ускорений вибраций использовались пьезоэлектрические датчики ПДУ-1 в комплекте с пьезоэлектрическим измерителем ускорений модели ПИУ-1М. Датчик ПДУ-1 устанавливался на близлежащей шпильке третьего цилиндра. Пьезоэлектрический датчик во время работы двигателя охлаждался водой.

Питание приборы получали от стабилизированной сети переменного тока. Электронная аппаратура проверялась и калибровалась через каждые 30 мин работы.

Места установки вибродатчиков на двигателе выбирались по общеизвестной карте прослушивания и дополнительно в зоне близлежащей шпильки цилиндра.

Спектрограммы снимались на четырех характерных режимах работы двигателя:

- прокручивание коленчатого вала от электродвигателя стэнда СТЭУ-28-1000;
 - холостой ход (работали все цилиндры);
 - холостой ход с отключением цилиндров через один;
 - под нагрузкой 40% от номинальной мощности двигателя.
- Для характеристики сигнала в энергетическом спектре был выбран критерий сравнений спектрограммы, который имел вид

$$P_{п.и} = \frac{V_{в.в}}{V_{н.н}},$$

где $P_{п.и}$ — рост полезной информации о зазоре в сопряжении;

$V_{в.в}$ — спектральная плотность вибраций от выбраковочного зазора в сопряжении;

$V_{н.н}$ — спектральная плотность вибраций от нормального зазора в сопряжении.

Энергетические спектрограммы смещения, скорости и ускорения вибраций двигателя снимались при зазорах в шатунном подшипнике 0,07; 0,14; 0,21; 0,28; 0,35 мм, а в сопряжении палец — головка шатуна при нормальном зазоре 0,004 мм и выбраковочном 0,20 мм.

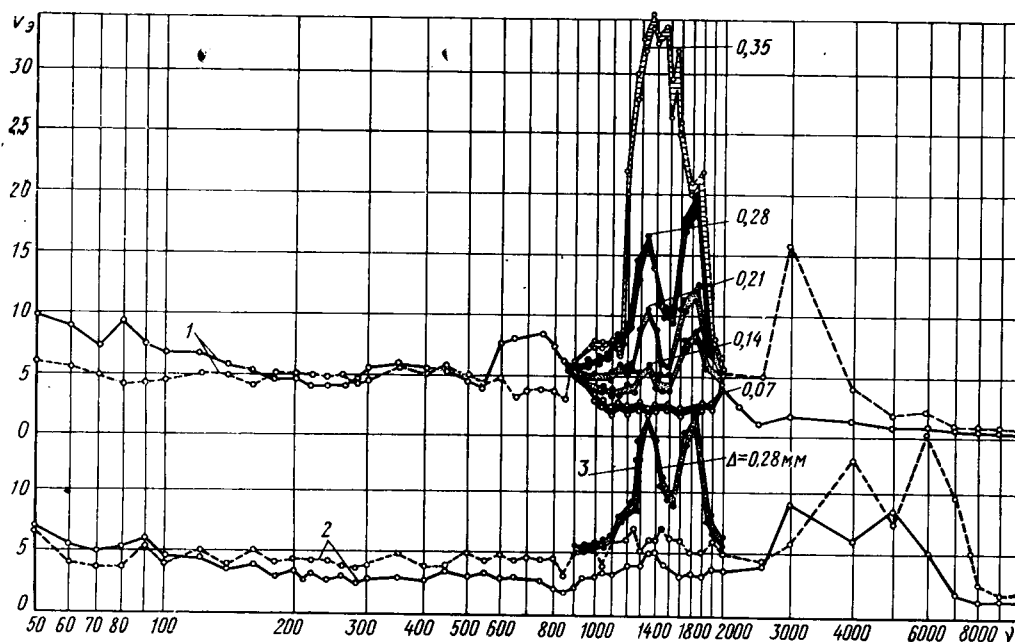


Рис. 1. Энергетические спектры структурного шума блока двигателя М-20:

1 — спектр шума в зоне близлежащей шпильки третьего цилиндра двигателя внутреннего сгорания (в вертикальной плоскости) при изменении зазора в шатунном подшипнике от 0,07 до 0,35 мм; 2 — спектр шума в верхней зоне третьего цилиндра двигателя внутреннего сгорания (в горизонтальной плоскости); 3 — спектрограмма снята в вертикальной плоскости

Оптимальные зоны прослушивания в локальных местах установки датчика, а также оптимальные режимы работы двигателя определялись по максимальной информации.

На рис. 1 приведены энергетические спектры третьего шатунного подшипника при пяти различных зазорах.

Режим работы двигателя — холостой ход при первом и третьем работающих цилиндрах. Число оборотов 1200 в минуту.

Спектрограммы нормировались по общей мощности структурного шума. Доверительные интервалы построены в полосе частот $\nu=900 \div 2000$ гц.

В зоне близлежащей шпильки третьего цилиндра активной полосой частот, содержащей максимальную полезную информацию $P_{п.и} = 7,67$ в сопряжении вал — шатунный подшипник, являются частоты 1200—1800 гц.

При данном режиме работы двигателя (с отключением цилиндров через один) происходит активное подавление образования стука во втором цилиндре от сопряжения палец — верхняя головка шатуна.

Собственная частота блока двигателя данной зоны 3000 гц. Наилучшим режимом работы для диагностики шатунных подшипников является режим холостого хода с отключением половины цилиндров. Он имеет следующие преимущества:

а) используется холостой ход двигателя, т. е. не требуется постороннего источника энергии для прокручивания коленчатого вала;

б) при диагностике создается искусственная нагрузка на двигатель без специального дополнительного оборудования;

в) оптимальное число оборотов двигателя 1200 в минуту, так как на больших оборотах двигатель меньше загружается от нагрузки, которую создают отключенные цилиндры. На больших числах оборотов двигателя теряется связь полезной информации с шумом, а на малых — слабые соударения в сопряжениях;

г) свободный доступ к локальной зоне прослушивания;

д) стук от соударений в сопряжениях отключенных цилиндров пропадает, т. е. стукобразование в соседних цилиндрах резко снижается, тем самым появляется наилучшая возможность прослушать без помех данный цилиндр, что подтверждается и другими исследованиями [6—8].

В верхней зоне третьего цилиндра (рис. 1) в горизонтальной (поперечной) плоскости двигателя содержится очень мало полезной информации о сопряжении вал — шатунный подшипник ($P_{п.и} = 1,5$). В вертикальной плоскости этой же зоны полезной информации находится значительно больше.

Исследования показали, что: диагностику шатунного подшипника необходимо проводить в вертикальной плоскости; оптимальной зоной прослушивания шатунного подшипника карбюраторного двигателя внутреннего сгорания (с нижним расположением клапанов) является зона близлежащей шпильки данного цилиндра; безразборную диагностику шатунных подшипников карбюраторных двигателей необходимо проводить на активной полосе частот структурного шума 1200—1800 гц.

Для определения энергетических спектров ускорений вибраций от соударений в сопряжениях клапан — гнездо клапана, палец — головка шатуна, распределительных зубчатых колес были сняты спектрограммы, анализ которых показал, что колебания вибраций происходят на собственных частотах соударяющихся деталей.

Частотные характеристики, которые были сняты при ими-

таци удара в сопряжениях двигателя, показали:

а) в двигателе внутреннего сгорания от точечного удара шариком образуется вибрация с определенным рядом резонансных частот;

б) точечный удар по шатунной и коренной шейкам коленчатого вала вызывает разные резонансные частоты, что может использоваться при безразборной технической диагностике как шатунных, так и коренных подшипников;

в) от соударения подшипника о шейку вала образуется импульс (упругие волны), в результате чего энергия колебаний вала увеличивается, причем эти колебания происходят на собственных частотах соударяющихся деталей;

г) блок двигателя внутреннего сгорания достаточно хорошо пропускает собственные частоты коленчатого вала от точечного удара шариком по шатунной шейке.

В нижней зоне третьего подшипника (рис. 2) (кривая 1) наблюдается самый высокий кумулятивный энергетический уровень вибраций блока двигателя. Рост полезной информации об увеличении зазора Δ в шатунном подшипнике происходит медленно ($P_{н.у.}=1,12$).

В нижней зоне третьего цилиндра (кривая 2) наблюдается рост полезной информации о сопряжении вал — шатунный подшипник ($P_{н.у.}=1,1$).

В средней зоне третьего цилиндра (кривая 3) полезная информация увеличивается ($P_{н.у.}=1,79$).

В верхней зоне третьего цилиндра (кривая 4) наблюдается низкий энергетический уровень вибраций и незначительный рост полезной информации о шатунном подшипнике ($P_{н.у.}=1,05$).

В верхней зоне третьего коренного подшипника (кривая 5) отмечается значительный рост информации об увеличении зазора в сопряжении вал — шатунный подшипник ($P_{н.у.}=16,4$).

Кривая 6 на рис. 2 получена при расположении датчика на близлежащей шпильке цилиндра.

На рис. 3 показана зависимость распространения полезной информации о зазоре в сопряжении вал — шатунный подшипник в зоне близлежащей шпильки третьего цилиндра на разных режимах работы двигателя внутреннего сгорания.

Кумулятивный энергетический уровень вибраций данной зоны от режима работы двигателя изменяется мало для нормальных зазоров 0,07 мм в шатунных подшипниках на холостом ходу ($n=1200$ об/мин, работали все цилиндры). Рост полезной информации (кривая 1) от увеличения зазора в шатунном подшипнике составляет 3,65.

При прокручивании коленчатого вала двигателя от электродвигателя электротормозного стенда СТЭУ-28-1000 (кривая 2) $P_{н.у.}=2,23$.

При режиме работы двигателя под нагрузкой 40% от номинальной мощности двигателя (нагрузка осуществлялась от электротормозного стенда СТЭУ-28-1000, кривая 3) $P_{н.у.}=8,48$.

На холостом ходу с отключением половины цилиндров кривая 4) от увеличения зазора в сопряжении вал — шатунный подшипник $P_{н.у.}=16,4$. Данный режим работы двигателя является наилучшим для диагностики шатунных подшипников.

С помощью метода наименьших квадратов выведена формула, аппроксимирующая график (кривая 4, рис. 3) зависимости спектральной составляющей мощности от изменения зазора в шатунном подшипнике. Эта зависимость приближенно выражается параболой

$$J = 4 + 647 \delta_1^2,$$

где J — доля спектральной мощности в %, приходящаяся на активную полосу частот 1200—1800 гц;

δ_1 — зазор в шатунном подшипнике в мм.

Кривая 5 построена аналитическим путем и незначительно отличается от кривой, полученной экспериментально.

Подобные экспериментальные исследования проводились

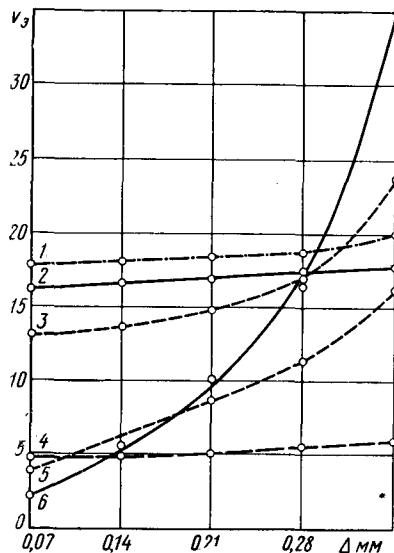


Рис. 2. Зависимость спектральной составляющей мощности на частоте 1350 гц от изменения зазора в шатунном подшипнике в различных зонах двигателя М-20

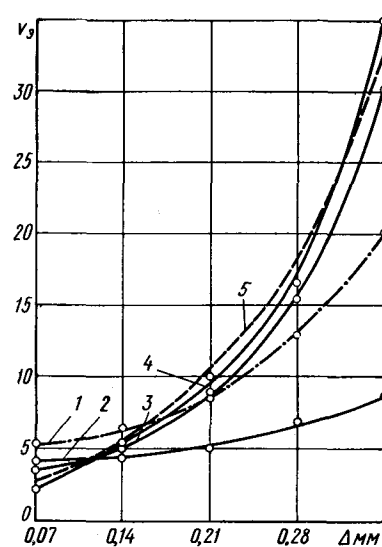


Рис. 3. Зависимость спектральной составляющей мощности на частоте 1350 гц от изменения зазора в шатунном подшипнике при различных режимах работы двигателя М-20

на дизеле Д-54 и карбюраторном двигателе ГАЗ-51. Результаты получены такие же, как и на двигателе М-20.

Таким образом, при изменении зазора в шатунном подшипнике изменяется мощность сигнала в полосе частот 1200—1800 гц при постоянстве мощности в других участках звукового диапазона.

Наибольшая зависимость мощности в этой полосе частот от величины зазора в шатунном подшипнике наблюдается для энергетического спектра ускорений структурного шума двигателя.

Оптимальной зоной, в которой отношение полезного сигнала к помехе имеет наибольшее значение, является близлежащая шпилька данного цилиндра.

Зависимость мощности сигнала в полосе 1200—1800 гц от величины зазора шатунного подшипника лучше всего проявляется в случае работы двигателя на холостом ходу при отключенных цилиндрах, смежных с исследуемым.

Результаты спектрального анализа могут быть использованы в производственных условиях при наличии малогабаритного электронного прибора (транзисторного) с автономным питанием для диагностики и прогнозирования дальнейшей работы шатунных подшипников двигателей внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов Б. В. Некоторые вопросы технического обслуживания машин. Научные труды. Вып. 1. Новосибирск, 1963.
2. Павлов Б. В. Некоторые вопросы технической диагностики. Научные труды. Вып. 2. Новосибирск, 1964.
3. Егоров А. С. Применение электронной аппаратуры для безразборной диагностики двигателей внутреннего сгорания. Научные труды. Вып. 2. Новосибирск, 1964.
4. Егоров А. С. Влияние величины зазора в шатунном подшипнике на спектр вибраций блока ДВС. Научные труды. Вып. 3. Новосибирск, 1965.
5. Конвисаров Д. В. Нзис металлов. Машгиз, 1938.
6. Крамаренко Г. В. Техническая эксплуатация автомобилей. Автоотсиздат, 1962.
7. Нофинов С. А. Эксплуатация автомобилей в сельском хозяйстве. Сельхозгиз, 1960.
8. Шнейдер Г. К. Ремонт двигателей автомобилей ГАЗ и УАЗ. Горький, 1960.

УДК 621.43.068.4:621.43.04:629.113

Влияние полупроводникового прибора зажигания ППЗ-1 на состав отработавших газов карбюраторного двигателя на режимах разгона

Канд. техн. наук Г. Н. ЗЛОТИН, В. А. ТРЕПЛИН

Волгоградский политехнический институт

В КАРЬЕРАХ, крупных городах и промышленных центрах, насыщенных автомобилями, возникает острая проблема уменьшения токсичности отработавших газов двигателей. В настоящее время в отечественной и зарубежной литературе появились данные о том, что при установившихся режимах работы карбюраторного двигателя уменьшение токсичности выпускных газов может быть достигнуто путем применения электронного зажигания [1 и 2]. О том, как влияет эта система зажигания на состав отработавших газов при неустановившихся режимах, сведений нет. Однако указанные режимы являются основными в условиях эксплуатации.

В Волгоградском политехническом институте исследовано влияние полупроводникового прибора зажигания ППЗ-1 на изменение содержания H_2 , O_2 , CO , CO_2 , N_2 в отработавших газах карбюраторного двигателя. Опыты проводились как на установившихся режимах, так и при разгоне. Для получения сопоставимых результатов эксперименты проводились и при обычной системе зажигания, и при электронной. Изучалось влияние исходной нагрузки двигателя, числа оборотов, интервала и скорости открывания дроссельной заслонки.

Исследование велось на четырехтактном четырехцилиндровом карбюраторном двигателе, который нагружался балансирным электротормозом. Состав отработавших газов определялся с помощью газового хроматографа.

Пробы газов брали из выпускной трубы с помощью специального газоотборника (рис. 1), состоящего из цилиндрического бронзового корпуса 1 с десятью отверстиями диаметром 4 мм, равномерно расположенными по окружности. В корпусе вращается конус 2, имеющий Г-образный канал диаметром 4 мм, уплотнение достигается с помощью стальных прокладок 3; слоя резины 4 и прижимной гайки 5. Вращение конуса обеспечивается электродвигателем постоянного тока 6, который питается от выпрямителя, собранного на диодах D_1 — D_4 . Меняя подаваемое на двигатель напряжение, можно согласовать скорость вращения конуса газоотборника со ско-

ростью открывания дроссельной заслонки. Двигатель приводится во вращение однократным нажатием кнопки управления $УК_1$, которая затем блокируется контактами реле P_2 . По окончании цикла забора проб приводной двигатель выключается конечным выключателем $ВК_3$. Для подготовки отборника к следующему циклу необходимо включить тумблер $ВК_2$. При этом кулачок конечного выключателя $ВК_3$ займет положение, соответствующее исходному положению тумблера.

На рис. 1 показана также схема фотоэлектрического реле, обеспечивающего нанесение на осциллограмме момента забора пробы отработавших газов. Диск 7 имеет отверстия, совпадающие со штуцерами газоотборника. В момент забора проб фотодиод 8 (ФД-1) освещается пучком света от лампочки L_1 . При этом срабатывает реле P_1 , включенное на выходе двухкаскадного транзисторного усилителя. Первая пара его контактов $1P_1$ включает лентопротяжный механизм осциллографа $H-700$, а вторая пара $2P_1$ замыкает цепь питания шлейфа осциллографа $H-102$, на котором ведется непрерывная запись времени разгона двигателя. Таким образом обеспечивается взаимная увязка во времени параметров: скорости открытия дроссельной заслонки, частоты и момента отбора проб отработавших газов, крутящего момента двигателя, расходов топлива и воздуха и т. п.

Изменение содержания составляющих отработавшего газа анализировалось в функции интенсивности разгона

$$K = \frac{n_2 - n_1}{\tau_{раз}}$$

где $n_2 - n_1$ — диапазон изменения числа оборотов в минуту в процессе разгона;
 $\tau_{раз}$ — время разгона в сек.

Сопоставление состава выпуска осуществлялось при батарейной системе и использовании электронного зажигания в условиях одинаковых углов открытия дроссельной заслонки, исходной нагрузки двигателя и интенсивности разгона.

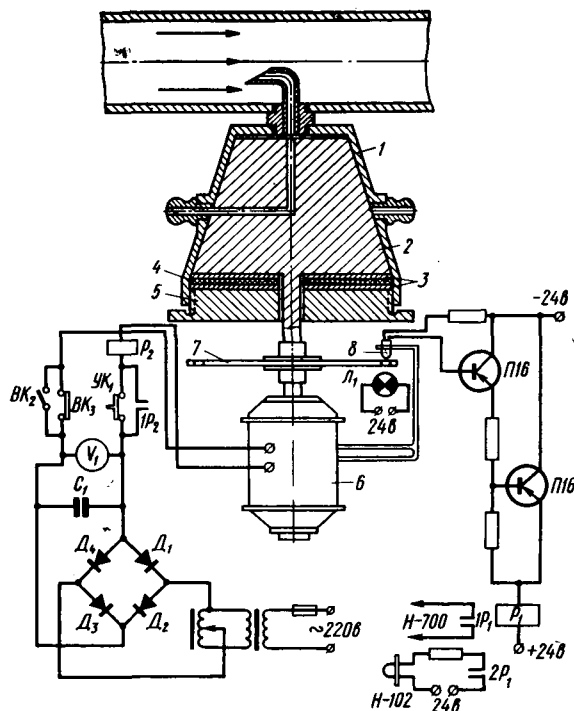


Рис. 1. Схема газоотборника

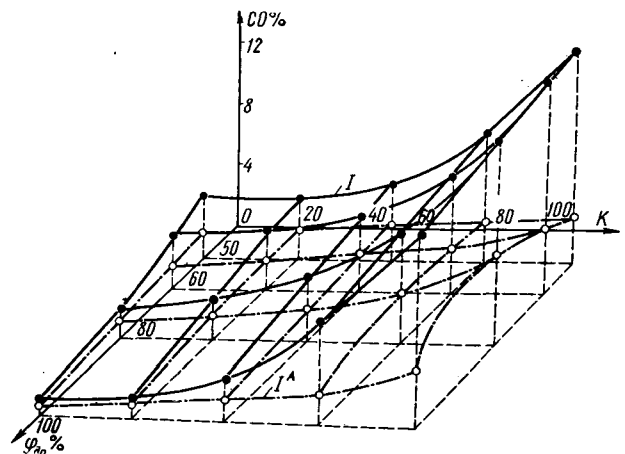


Рис. 2. Изменение содержания CO в отработавших газах в зависимости от интенсивности K при различных текущих положениях дроссельной заслонки $\varphi_{др}$:

I — батарейная система зажигания; I_A — с применением прибора ППЗ-1

Как видно из рис. 2, при разгоне и обычной батарейной системе зажигания увеличивается содержание CO в отработавших газах. Это явление проявляется тем резче, чем выше интенсивность разгона. При $K=120$ содержание CO в продуктах сгорания может в 3,5—12 раз превышать эту величину при соответствующем установившемся режиме ($K=0$).

Интервал открытия заслонки 35—100%, исходная нагрузка составила 50% от номинала. Содержание СО и других компонентов дано в процентах по объему.

В случае применения электронного зажигания уменьшилось содержание СО в выпуске при установленных режимах. Особенно заметен эффект при разгоне. Например, при $K=120$ содержание СО сократилось в 2,2—4,7 раза по сравнению с батарейным зажиганием. Изменение интенсивности разгона мало сказывается на содержании СО в отработавших газах.

Качественно такими же оказываются явления при других исходных нагрузках и ином интервале движения заслонки. При разгоне от нагрузок, близких к холостому ходу (13% от номинальной мощности, интервал открытия заслонки 10—50%), содержание СО менялось при батарейном зажигании от 4 до 12%, а при электронном от 1,5 до 6%.

Разгон при средних нагрузках (35% от номинальной мощности, интервал открытия заслонки 35—100%) показал соответственно 1,7—8 и 1,5—3,5%.

Таким образом, в последнем случае отмечается некоторое общее снижение концентрации СО в отработавших газах по сравнению с разгонами от холостого хода и от нагрузок, близких к максимальным.

В случае электронного зажигания как на установленном режиме, так и на режимах разгона отмечено возрастание содержания СО₂ в отработавших газах. Характер изменения

СО₂ подтверждает правильность приведенных данных о концентрации СО в отработавших газах. Вместе с тем при обоих системах зажигания отмечен рост концентрации свободного водорода в отработавших газах при разгоне. Электронное зажигание привело к снижению содержания этого компонента и при установленных режимах, и при разгоне примерно в 1,5 раза.

Применение прибора ППЗ-1 дало некоторое увеличение содержания азота и кислорода в выпускных газах. Это говорит о снижении в их количества связанного азота, в частности его окислов.

Полученные данные не являются оптимальными. Требуются дальнейшие исследования, направленные на отыскание наиболее рациональных систем зажигания. Однако эти результаты свидетельствуют о том, что электронное зажигание является одним из эффективных средств снижения токсичности выпускных газов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варшавский И. Л., Малов Р. В. Как обезвредить отработавшие газы автомобиля. Изд-во «Транспорт», 1968.

2. Diener Rudolf. Verfahren zur Verminderung des CO-Gehaltes der Abgase von mit elektrischer Zündung versehenen Verbrennungsmotoren.

УДК 621.43.052:65.012.12

Некоторые результаты исследования впускных трактов дизелей с динамическим наддувом

Б. Р. ИБРАГИМОВ, канд. техн. наук Б. А. КИСЕЛЕВ

НАМИ

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ и рациональный выбор параметров впускного тракта дизелей направлены на увеличение коэффициента наполнения и уменьшение неравномерности распределения воздушного заряда по цилиндрам, что способствует снижению температуры, дымности и токсичности отработавших газов и повышению мощностных и экономических показателей двигателя.

Оптимальные параметры впускной системы зависят от нескольких факторов: назначения двигателя и режима его работы, особенностей конструкции и компоновки двигателя и воздушного фильтра. Параметры впускной системы взаимосвязаны с параметрами механизма газораспределения, формой и сечением впускных каналов в головке блока и рабочим процессом.

Наилучшие результаты обеспечивают впускные системы с динамическим наддувом.

Преимущество впускной системы с индивидуальными трубопроводами заключается в равномерном наполнении цилиндров двигателя, к недостаткам относятся компоновочные трудности, обусловленные ее большими габаритами.

Симметричная разветвленная впускная система для трех цилиндров с равномерным чередованием рабочих тактов по своим показателям приближается к системе с индивидуальными трубопроводами. За рубежом многие ведущие фирмы по двигателям проводят исследования по разветвленным впускным трактам с использованием динамического наддува.

Для разработки впускных систем с динамическим наддувом необходимы длительные исследования, связанные с большими материальными затратами. Расчетный метод исследования на основе математического моделирования с применением ЭЦВМ позволяет в короткие сроки и без существенных материальных затрат получить с достаточной для практики точностью оптимальные параметры указанных впускных систем дизелей.

Исследование впускных систем с индивидуальными трубопроводами и разветвленной симметричной для трех цилиндров с равномерным чередованием рабочих тактов проводилось применительно к четырехтактным дизелям ЯМЗ.

В основу расчетных исследований положена математическая модель процесса наполнения цилиндров двигателя с учетом одномерного неустановившегося потока во впускном трубопроводе (одномерная нелинейная модель) [1]. Процесс наполнения цилиндров описывается системой обыкновенных

дифференциальных уравнений, а одомерный неустановившийся воздушный поток — системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных. Численное интегрирование систем уравнений с начальными и граничными условиями осуществляется по разработанной программе для ЭЦВМ «Минск-22». Две системы уравнений решаются совместно с итерационным пересчетом граничного условия у впускного клапана. Для разветвления впускной системы используются дополнительные граничные условия в разветвлении, учитывающие потери при входе в каждый из участков разветвления. Моделирование процессов в цилиндрах и впускной системе обеспечивается методом последовательных приближений после нескольких циклов счета. Только для первого приближения необходимо задавать начальные условия в трубопроводе. Расчет сходится во втором — третьем приближениях. Указанная математическая модель процесса наполнения обеспечивает соответствие результатов расчетов и экспериментов [2].

Одномерная нелинейная модель отличается от «акустической» и «инерционной» моделей, которые не отражают в полной мере физическую картину сложных газодинамических процессов, происходящих во впускном тракте двигателя. «Акустическая модель», например, пренебрегает движением потока в период впуска и определяет наилучшее наполнение цилиндров в случае резонанса вынужденных колебаний (всасывающее действие поршня) и собственных колебаний воздушного столба в трубопроводе. Проведенные расчетные исследования показывают, что наилучшее наполнение цилиндров обеспечивается не в случае резонанса, когда в трубопроводе устанавливаются колебания давления с максимальной амплитудой у впускного клапана, а на режиме, когда колебания имеют меньшую амплитуду. В случае резонанса положительная амплитуда в период впуска наступает поздно, когда клапан почти закрыт и его эффективное проходное сечение мало. На режиме наилучшего наполнения положительная амплитуда, меньшая по величине, наступает раньше, поэтому наполнение цилиндра происходит более интенсивно.

«Инерционная модель» обеспечивает удовлетворительное соответствие реальному неустановившемуся воздушному потоку во впускной системе дизеля для коротких трубопроводов и только в период впуска, когда клапан открыт. В период, когда впускной клапан закрыт и скорость потока у клапана равна нулю, «инерционная модель» не учитывает собственные колебания воздушного столба, которые сохраняются в трубо-

проводе до следующего периода впуска и влияют на наполнение цилиндров и насосные потери впуска.

Впускная система с индивидуальными трубопроводами дает возможность получить равномерное и предельно высокое наполнение цилиндров. Наиболее эффективно она может быть использована для двигателей, работающих в узком диапазоне изменения чисел оборотов, например, тракторных дизелей.

Выбор параметров впускной системы с динамическим наддувом определяется скоростным режимом работы двигателя и заключается в определении длины и диаметра трубопровода, обеспечивающего высокие показатели наполнения на заданном режиме работы двигателя. Условно говорят, что впускная система настроена на этот режим. На рис. 1 приведены расчетные кривые коэффициента наполнения η_v для различных индивидуальных трубопроводов. Выбором соответствующей длины можно настроить впускной трубопровод на любой рабочий режим двигателя (по числу оборотов n). Изменением диаметра трубопровода можно переместить область настройки впускной системы. Например, если впускная система настроена на режим максимальных чисел оборотов, то с уменьшением диаметра трубопровода увеличивается коэффициент наполнения на режиме максимального крутящего момента; если настройка впускной системы соответствует режиму максимального крутящего момента, то увеличение диаметра вызывает повышение коэффициента наполнения на режиме максимальных чисел оборотов. При форсировании двигателя по числу оборотов необходимо увеличивать диаметр и уменьшать длину впускного трубопровода.

Одномерная нелинейная модель и расчетное исследование неустановившегося воздушного потока в трубопроводе позволяют выявить факторы, которые необходимо учитывать при конструировании впускных систем с динамическим наддувом. В начальный период впуска вследствие всасывающего действия поршня образуется мощная волна разрежения, которая, воздействуя на поток, распространяется по трубопроводу в направлении к открытому концу. Там она отражается и возвращается обратно к клапану, но уже волной давления. Волна давления обеспечивает дополнительную зарядку цилиндра в конце периода впуска. Интенсивность нарастания волны давления и ее амплитуда зависят от числа оборотов

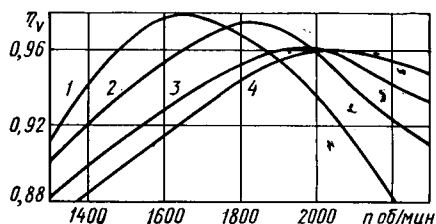


Рис. 1. Влияние длины и диаметра индивидуального впускного трубопровода на коэффициент наполнения:

1 — $L = 1450$ мм, $d = 54$ мм; 2 — $L = 1200$ мм, $d = 54$ мм; 3 — $L = 1000$ мм, $d = 54$ мм; 4 — $L = 1000$ мм, $d = 60$ мм

двигателя, потерь в клапане, изменения эффективного проходного сечения клапанной щели, параметров впускного трубопровода и условия отражения у открытого конца трубопровода. На рис. 2 приведены кривые изменения скорости u_k и давления потока в трубопроводе у клапана p_k и близ его открытого конца ($u_{вх}$, $p_{вх}$). Длина трубопровода 1400 мм, диаметр 54 мм, расчетный режим $n = 2100$ об/мин. Скорость у открытого конца в 1,5—1,7 раза превышает максимальное значение скорости у клапана. Большие переменные по направлению значения скорости воздушного потока у открытого конца сохраняются и в период, когда клапан закрыт, и скорость воздушного столба близ него равна нулю.

Отражение у открытого конца должно осуществляться с минимальными потерями. Острые и неровные кромки, косой срез, уменьшение проходного сечения, близко расположенные к входу трубопровода стенки воздушного фильтра — все это вызывает вредные потери и отрицательно сказывается на эффективности использования впускной системой динамического наддува. Увеличение сечения на входе в трубопровод на первый взгляд влияет положительно, уменьшая потери и скорость на входе, однако при этом уменьшается амплитуда колебаний у клапана и не всегда получается желаемое улучшение η_v . Одним из приемлемых вариантов может служить

такое конструктивное исполнение открытого конца, когда трубопровод заканчивается в некотором объеме, сохраняет постоянное сечение и имеет закругленные входные кромки. Если потери на входе оценивать коэффициентом расхода $\alpha_{вх}$, значения которого изменяются в пределах 0,5—1,0, то для описанного варианта открытого конца трубопровода коэффициент $\alpha_{вх}$ имеет величину, близкую к единице. Для входа

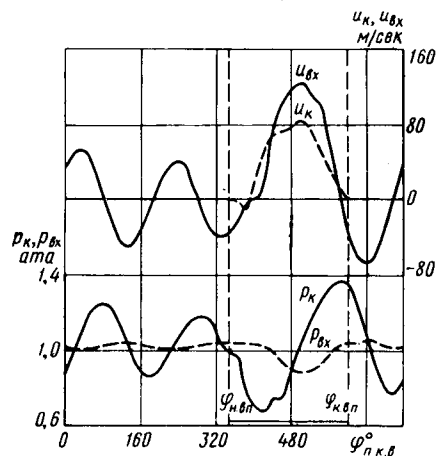


Рис. 2. Расчетные кривые изменения скорости и давления потока в индивидуальном впускном трубопроводе на входе и у клапана:

$\varphi_{п.к.в}$ — угол поворота коленчатого вала;
 $\varphi_{н.вп}$ — угол начала впуска;
 $\varphi_{к.вп}$ — угол конца впуска

с острыми кромками коэффициент расхода приблизительно равен 0,7. Кривые на рис. 3 получены при длине трубопровода 1400 мм, диаметре 54 мм, расчетном режиме 2100 об/мин. С уменьшением $\alpha_{вх}$ положительная амплитуда давления у клапана в период впуска уменьшается, поэтому ухудшаются условия для дополнительной зарядки и наполнения цилиндра.

Индивидуальные впускные трубопроводы практически невозможно выполнить на двигателе в виде прямых цилиндрических труб. Экспериментальные исследования показывают, что изгибы впускных трубопроводов оказывают небольшое влияние [3]. Влияние на наполнение местных сопротивлений (поворот, внутренний сварной шов) зависит от их расположения по длине впускного трубопровода. Чем ближе к открытому концу трубопровода находится участок сопротивления, тем сильнее его отрицательное действие.

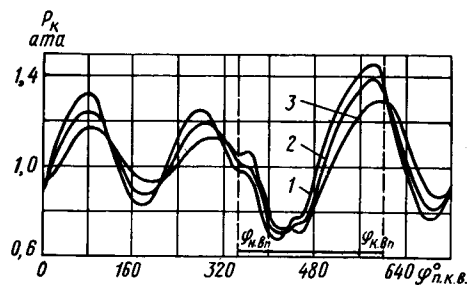


Рис. 3. Влияние потерь на входе во впускной трубопровод на характер колебаний давления у клапана:

1 — $\alpha_{вх} = 1$; 2 — $\alpha_{вх} = 0,8$; 3 — $\alpha_{вх} = 0,6$

Разветвленная впускная система, объединяющая по три цилиндра, в конструктивном отношении имеет преимущество по сравнению с индивидуальными трубопроводами, а при минимальных потерях в разветвлении и у открытого конца и по коэффициенту наполнения практически не уступает системе с индивидуальными трубопроводами. Многообразие схем и большее число параметров разветвленных впускных систем затрудняют расчетные и экспериментальные исследования по выбору оптимальных вариантов.

На основе одномерной нелинейной модели разработана методика расчетного исследования по определению параметров разветвленной симметричной впускной системы на три цилиндра с равномерным чередованием рабочих тактов. Условие симметрии вызвано требованием равномерного распределения воздушного заряда по цилиндрам. Исходными являются длина L_0 , диаметр d_0 общей части трубопровода, длина L_i и диаметр d_i участков разветвлений впускной системы. Длина участков разветвлений (от клапана до места разветвления)

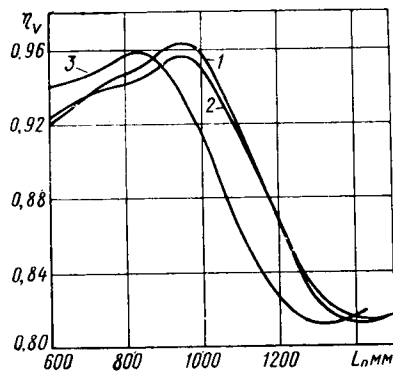


Рис. 4. Влияние длины общего участка разветвленного впускного тракта (L_0) на коэффициент наполнения при $n=2100$ об/мин:

1 — $L_i=400$ мм, $d_i=57,5$ мм, $d_0=93$ мм; 2 — $L_i=450$ мм, $d_i=56$ мм, $d_0=98$ мм; 3 — $L_i=550$ мм, $d_i=56$ мм, $d_0=98$ мм

с учетом канала в головке блока и присоединения к общей части трубопровода не может быть меньше определенного значения минимальной длины, зависящей от конструктивных особенностей двигателя. При перемещении места разветвления к открытому концу разветвленная впускная система приближается к системе с индивидуальными трубопроводами. При заданной минимальной длине участков разветвлений к отдельным цилиндрам расчетным путем определяются оптимальные значения всех других параметров разветвлений впускной системы. Результаты экспериментальной проверки

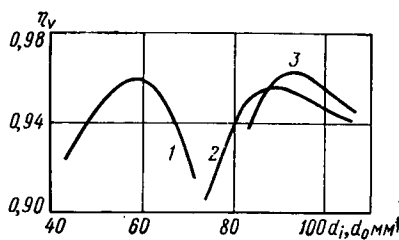


Рис. 5. Влияние диаметра участков разветвленного впускного тракта на коэффициент наполнения при $n=2100$ об/мин:

1 — $L_0=900$ мм, $d_0=90$ мм, $L_i=400$ мм; 2 — $L_0=900$ мм, $d_i=54$ мм, $L_i=400$ мм; 3 — $L_0=900$ мм, $d_i=60$ мм, $L_i=400$ мм

опытной разветвленной впускной системы показали правильность расчетного метода исследования. Влияние на коэффициент η_v параметров разветвленной впускной системы показано на рис. 4 и 5. Следует отметить значительное влияние длины и диаметра общего участка разветвленной впускной системы. Выбором указанных параметров можно настроить впускную систему на определенный режим работы двигателя.

Все факторы, перечисленные выше для индивидуальных впускных трубопроводов, справедливы и для разветвленной системы. Место разветвления создает дополнительные потери. С уменьшением коэффициента расхода на входе в участок разветвления α_p падает общий уровень наполнения, режим настройки впускной системы смещается в сторону меньших чисел оборотов, а кривые изменения коэффициента η_v становятся более пологими (рис. 6). Практически участок разветвления трудно выполнить с коэффициентом α_p выше 0,8. Если потери в разветвлении невелики ($\alpha_p > 0,6$), то в этом случае разветвленная впускная система может обеспечить эффективный динамический наддув и высокие значения η_v , близкие к показателям системы с индивидуальными впускными трубопроводами.

Важным фактором, определяющим эффективность использования динамического наддува, являются фазы газораспределения и в первую очередь фаза конца впуска, от правильного выбора которой зависит дополнительная зарядка цилиндра. Оптимальное значение фазы конца впуска должно быть согласовано с характером колебаний во впускной системе, поэтому фаза конца впуска должна определяться на двигателе без каких-либо изменений впускной системы.

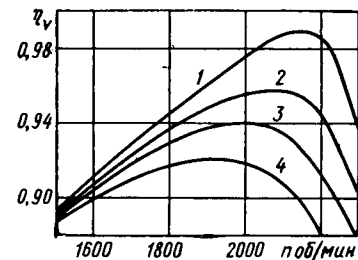


Рис. 6. Влияние потерь в разветвлении впускного тракта на коэффициент наполнения ($L_0=950$ мм; $L_i=450$ мм; $d_0=93$ мм; $d_i=56$ мм):

1 — $\alpha_p=1$; 2 — $\alpha_p=0,8$; 3 — $\alpha_p=0,7$; 4 — $\alpha_p=0,6$

Выполненное расчетное исследование фаз газораспределения показывает целесообразность уменьшения запаздывания конца впуска двигателей ЯМЗ, во впускных системах которых динамический наддув практически не используется, с 56 до 50—46° поворота коленчатого вала после и.м.т. Для впускных систем с индивидуальными трубопроводами диаметром 54 мм эффективный динамический наддув и максимальное значение коэффициента наполнения на номинальном режиме обеспечивает фаза конца впуска 64° поворота коленчатого вала после и.м.т.

Таким образом, разработанная методика расчетного исследования наполнения четырехтактных двигателей позволяет определять оптимальные конструктивные параметры впускных систем с индивидуальными трубопроводами и симметричных разветвлений на три цилиндра с равномерным чередованием рабочих тактов.

Результаты расчетных исследований показывают возможность повышения коэффициента наполнения двигателя за счет использования динамического наддува до 0,94—0,97.

Разветвленная симметричная впускная система обеспечивает эффективный динамический наддув и высокий коэффициент наполнения, т. е. по своим показателям приближается к системе с индивидуальными трубопроводами, если потери в разветвлении невелики ($\alpha_p > 0,6$).

ЛИТЕРАТУРА

1. Киселев Б. А., Ибрагимов В. Р. Труды НАМИ. Вып. 118. 1969.
2. Киселев Б. А., Левит М. С., Ибрагимов В. Р. Труды НАМИ. Вып. 118. 1969.
3. Brandstetter W. «Automobil Industrie», 1966, 11, № 4.

Номенклатура основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава

Канд. техн. наук Л. А. ЕГОРОВ, А. Г. ЗАРУБИН, канд. техн. наук Е. А. ИНДИКТ, канд. техн. наук М. В. КОРОГОДСКИЙ
канд. техн. наук Е. И. КРИВЕНКО, канд. техн. наук Е. С. КУЗНЕЦОВ,
канд. техн. наук П. Л. ЧЕРВОНОБРОДОВ, В. А. ЧЕРНЯКИН

НАМИ, Московский автозавод им. Лихачева, Укрдортранс НИИ, Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта РСФСР

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ институты и предприятия Министерства автомобильной промышленности СССР, Министерства автомобильного транспорта РСФСР и Министерства автомобильного транспорта УССР разработали номенклатуру основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава. Она нашла практическое применение при исследовании и оценке надежности изделий автомобилестроения в организациях и предприятиях автомобильной промышленности (экспериментально-производственные автохозяйства; их лаборатории; опорные автотранспортные предприятия и бюро надежности автомобильных заводов), в опорных автотранспортных предприятиях Министерств автомобильного транспорта РСФСР и УССР, Министерства автомобильного транспорта и шоссейных дорог ЭССР, в организациях других отраслей (ЦНИТА, Научно-исследовательский институт резиновой промышленности) (в институтах высшей школы (Ленинградский инженерно-строительный институт, Московский автомобильно-дорожный институт и др.).

Номенклатура основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава разработана в виде руководящих технических материалов Министерства автомобильной промышленности в соответствии с перечнем по эксплуатационной надежности серийных автомобилей, подлежащих внедрению в отрасль [1].

Руководящие технические материалы устанавливают единую номенклатуру основных показателей надежности автомобильного подвижного состава, его агрегатов, узлов и деталей.

В них не рассматриваются особенности терминологии, применения, количественного определения и нормирования показателей надежности тех изделий автомобилестроения, которые подлежат рассмотрению в соответствующих материалах. После их выпуска уточняется перечень основных (нормируемых) показателей надежности, подлежащих включению в техническую документацию заводов автомобильной промышленности.

Выбираемые из основных нормируемые показатели надежности записываются в техническую документацию заводов в соответствии с порядком, установленным в Министерстве автомобильной промышленности.

Руководящие технические материалы рассчитаны на применение в автомобильной промышленности, на автомобильном транспорте и в смежных отраслях при совместных работах в области эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава, его агрегатов, узлов и деталей.

Номенклатура основных показателей эксплуатационной надежности является временной и подлежит уточнению по мере развития работ в этой области и отработки в виде стандарта отрасли.

В руководящих технических материалах не рассматриваются дополнительные и производные показатели надежности, гарантийная наработка и сроки гарантии, которые относятся к числу гарантийных (коммерческих) обязательств автозаводов и заводов смежных производств перед потребителями автомобилей.

Руководящие материалы не распространяются на номенклатуру основных показателей надежности автомобилей повышенной и высокой проходимости и специальных автомобилей.

К общим положениям, на основе которых составлена номенклатура основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава, отнесены следующие.

Рекомендуемые основные показатели надежности выбраны из числа показателей, приведенных в ГОСТе 13377—67, в также специфических показателей, используемых в автомобильной промышленности и на автомобильном транспорте [1—6].

Надежность определяется с помощью показателей долговечности, безотказности, ремонтпригодности и сохранности, задаваемых или определяемых для регламентированных условий эксплуатации, технического обслуживания, текущего и ка-

питального ремонта, хранения и транспортирования в соответствии с ГОСТом 13377—67.

К основным показателям долговечности отнесены средние наработки и ресурсы до замены или до ремонта определенного вида, или до списания; гамма-процентные наработки и ресурсы.

К основным показателям безотказности отнесены наработка на отказ данной группы, средняя наработка до первого отказа данной группы (допускается к использованию главным образом для характеристики качества изготовления агрегата и узла).

К основным показателям ремонтпригодности (эксплуационной технологичности) отнесены периодичность технических обслуживаний; удельная трудоемкость технических обслуживаний; удельная трудоемкость текущих ремонтов.

К основным показателям сохраняемости (для условий транспортирования и хранения) отнесены средний срок сохранности и гамма-процентный срок сохранности.

К основному технико-экономическому показателю надежности отнесена удельная стоимость технического обслуживания, текущих и капитальных ремонтов или удельная стоимость технического обслуживания и текущих ремонтов за заданную наработку, если деталь не подвергалась капитальному ремонту (показатель используется для определения экономической эффективности от повышения надежности изделий автомобилестроения).

Приведенные в руководящих технических материалах основные показатели эксплуатационной надежности рекомендуются для использования частично или полностью при:

разработке чертежно-конструкторской документации (технические требования, задания, условия, чертежи, расчеты);

сравнительной оценке надежности по результатам исследований в регламентированных условиях компетентными организациями и предприятиями;

нормировании надежности (государственные и отраслевые стандарты, стандарты предприятий, руководящие материалы и т. п.);

планировании технических обслуживаний, текущих и капитальных ремонтов, расходов запасных частей («Положение о техническом обслуживании (профилактике) и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта», расчет норм расхода запасных частей);

технико-экономических расчетах эффективности от повышения надежности автомобильного подвижного состава, его агрегатов, узлов, деталей.

В технические условия на изготовление автомобильного подвижного состава записывается наработка его до первого капитального ремонта; в технические условия на изготовление двигателя — ресурс двигателя до первого капитального ремонта.

В «Положение о техническом обслуживании (профилактике) и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» записываются для планирования следующие показатели надежности:

наработка автомобиля до первого капитального ремонта;
наработка автомобиля между капитальными ремонтами;
ресурсы основных агрегатов автомобиля до первого ремонта и между капитальными ремонтами;
периодичность и трудоемкость технических обслуживаний;
удельная трудоемкость текущих ремонтов.

При нормировании расходов запасных частей используются средняя суммарная наработка автомобильного подвижного состава (до списания), суммарные ресурсы его агрегатов и узлов; суммарные ресурсы суммируемых деталей и средние ресурсы неремонтируемых деталей до первой замены или между заменами.

Количественные значения показателей надежности определяются для сравнительной оценки надежности по результатам исследований, как средние из ряда наблюдений (наработ-

ка, ресурс, трудоемкость, срок сохранности и т. п.); для нормирования как граничные, как гамма-процентные (наработки и ресурсы до первого капитального ремонта и между капитальными ремонтами); средние сроки сохранности, периодичности технических обслуживаний задаются со словами «не менее»; удельные трудоемкости технических обслуживаний и текущих ремонтов — со словами «не более».

Приведенные в руководящих технических материалах показатели надежности даны либо для определения наработки и ресурса в км по счетчику пройденного пути, либо по счетчику проработанного времени в ч (мото-ч).

Номенклатура основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвижного состава, его агрегатов и узлов, ремонтируемых и неремонтируемых деталей приведена соответственно в табл. 1—4. Эта номенклатура рекомендуется для использования в технической и учебной литературе. Номенклатура основных показателей сохраняемости подвижного состава для транспортирования и хранения в годах:

Средний срок сохранности T_c
Гамма-процентный срок сохранности T_{γ}

Номенклатура основных показателей надежности автомобильного подвижного состава

Показатель	Обозначение и размерность	
Средняя наработка до первого капитального ремонта	L_1 в тыс. км	T_1 в тыс. ч
Гамма-процентная наработка до первого капитального ремонта	$L_{1\gamma}$ в тыс. км	$T_{1\gamma}$ в тыс. ч
Средняя наработка между капитальными ремонтами	L_2 в тыс. км	T_2 в тыс. ч
Гамма-процентная наработка между капитальными ремонтами	$L_{2\gamma}$ в тыс. км	$T_{2\gamma}$ в тыс. ч
Средняя суммарная наработка (до списания)	L_{Σ} в тыс. км	T_{Σ} в тыс. ч
Нарботка на отказ данной группы	$I_{от}$ в тыс. км	$t_{от}$ в тыс. ч
Периодичность технических обслуживаний	$I_{т.о}$ в тыс. км	$t_{т.о}$ в тыс. ч
Удельная трудоемкость технического обслуживания (профилактики)	$\tau_{т.о}$ в чел. ч/тыс. км	$\tau_{т.о}^1$ в чел. ч/тыс. ч
Удельная трудоемкость текущих ремонтов	$\tau_{тр}$ в чел. ч/тыс. км	$\tau_{тр}^1$ в чел. ч/тыс. ч
Удельная стоимость технического обслуживания, текущих и капитальных ремонтов	C_{Σ} в руб. тыс. км	C_{Σ}^1 в руб./тыс. ч

Примечания: 1. Для оценки долговечности автомобиля в целом используются также показатели долговечности его основных агрегатов.
2. Среднюю наработку на отказ данной группы, удельную трудоемкость технического обслуживания, удельную трудоемкость текущих ремонтов следует определять у автомобильного подвижного состава до капитального ремонта и после него.
3. Показатель C_{Σ} при наработке до капитального ремонта заменяется показателем $C_{т.о,тр}$ — удельной стоимостью технического обслуживания и текущих ремонтов за заданную наработку.

Таблица 2

Номенклатура основных показателей надежности агрегатов и узлов

Показатель	Обозначение и размерность	
Средний ресурс до первого капитального ремонта	R_1 в тыс. км	R_1^1 в тыс. ч
Гамма-процентный ресурс до первого капитального ремонта	$R_{1\gamma}$ в тыс. км	$R_{1\gamma}^1$ в тыс. ч
Средний ресурс между капитальными ремонтами	R_2 в тыс. км	R_2^1 в тыс. ч
Гамма-процентный ресурс между капитальными ремонтами	$R_{2\gamma}$ в тыс. км	$R_{2\gamma}^1$ в тыс. ч
Средний суммарный ресурс до списания	R_{Σ} в тыс. км	R_{Σ}^1 в тыс. ч
Нарботка на отказ данной группы	$I_{от}^a$ в тыс. км	$t_{от}^a$ в тыс. ч
Удельная трудоемкость технического обслуживания (профилактика)	$\tau_{т.о}^a$ в чел. ч/тыс. км	$\tau_{т.о}^a$ в чел. ч/тыс. ч
Удельная трудоемкость текущих ремонтов	$\tau_{тр}^a$ в чел. ч/тыс. км	$\tau_{тр}^a$ в чел. ч/тыс. ч
Удельная стоимость технического обслуживания, текущих и капитальных ремонтов	C_{Σ}^a в руб./тыс. км	C_{Σ}^{a1} в руб./тыс. ч

Примечания: 1. Для оценки безотказности допускается использовать среднюю наработку $I_{от1}$ до первого отказа данной группы.
2. Среднюю наработку на отказ данной группы, удельную трудоемкость технического обслуживания (профилактику), удельную трудоемкость текущих ремонтов следует определять у агрегатов и узлов до капитального ремонта и после него.
3. Показатель C_{Σ}^a при наработке до капитального ремонта заменяется показателем $C_{т.о,тр}^a$ — удельной стоимостью технического обслуживания (профилактики) и текущих ремонтов за заданную наработку.

Номенклатура основных показателей сохраняемости агрегатов и узлов в годах:

Средний срок сохранности T_c^a
Гамма-процентный срок сохранности T_{γ}^a

Таблица 3

Номенклатура основных показателей надежности ремонтируемых деталей

Показатель	Обозначение и размерность	
Средний ресурс до первого ремонта	R_p в тыс. км	R_p^1 в тыс. ч
Гамма-процентный ресурс до первого ремонта	$R_{p\gamma}$ в тыс. км	$R_{p\gamma}^1$ в тыс. ч
Средний ресурс между ремонтами	$R_{м.р}$ в тыс. км	$R_{м.р}^1$ в тыс. ч
Гамма-процентный ресурс между ремонтами	$R_{м.р\gamma}$ в тыс. км	$R_{м.р\gamma}^1$ в тыс. ч
Средний суммарный ресурс* (до списания)	$R_{\Sigma p}$ в тыс. км	$R_{\Sigma p}^1$ в тыс. ч

* Для деталей, имеющих ремонтные размеры завода-изготовителя.

Номенклатура основных показателей сохраняемости ремонтируемых деталей в годах:

Средний срок сохранности T_c^p
Гамма-процентный срок сохранности T_{γ}^p

Таблица 4

Номенклатура основных показателей надежности неремонтируемых деталей

Показатель	Обозначение и размерность	
Средний ресурс до замены	$R_{нр}$ в тыс. км	$R_{нр}^1$ в тыс. ч
Гамма-процентный ресурс до замены	$R_{нр\gamma}$ в тыс. км	$R_{нр\gamma}^1$ в тыс. ч

Номенклатура основных показателей сохраняемости неремонтируемых деталей в годах:

Средний срок сохранности $T_c^{нр}$
Гамма-процентный срок сохранности $T_{\gamma}^{нр}$

Для правильного практического использования приведенной номенклатуры требуется проведение дополнительных разработок системы терминов, критериев капитального ремонта, отказа и групп отказов; уточнений классификации условий эксплуатации автомобильного подвижного состава; системы приведения показателей надежности, полученных для различных реальных категорий эксплуатации, к эталонной; методик экспериментального определения основных показателей на-

дежности; системы нормирования показателей надежности (выбор нормируемых показателей и разработка методики их нормирования); системы контроля нормированных показателей и т. п.

Все это потребует немалых затрат времени и усилий организаций и предприятий, автомобильной промышленности и автомобильного транспорта, чтобы с помощью нормируемых показателей управлять надежностью, а вместе с ней и качеством изделий автомобилестроения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Егоров Л. А. Основные направления научно-исследовательских работ по надежности автомобилей и их агрегатов. Труды НАМИ. Вып. 103. ОИТИ НАМИ, 1968.

2. Егоров Л. А., Зарубин А. Г., Червонобродов П. Л. «Автомобилестроение», № 5, НИИНАвтопром, 1968.

3. Зарубин А. Г. и др. «Автомобильная промышленность», 1967, № 9.

4. Индикт Е. А., Кривенко Е. И. «Стандарты и качество», 1969, № 5.

5. Кузнецов Е. С. «Автомобильная промышленность», 1967, № 1.

6. Шейнин А. М. Сб. «Надежность изделий автомобилестроения». НИИНАвтопром, 1968.

УДК 629.113.053.2.001.5

Прибор для определения скорости автомобиля с учетом пройденного пути

А. Я. ТАРАСОВ, Р. С. ЦВЕТКОВ, Ю. А. ЧЕРНОВ

Горьковский автозавод

СРЕДНЯЯ скорость является одним из важных параметров оценки автомобиля. Способность развивать в условиях эксплуатации высокие средние скорости отличает новые, более совершенные модели автомобилей от старых. С величиной средней скорости движения тесно связана производительность работ автотранспорта, а также величина удельных износов агрегатов автомобиля, расхода топлива и смазочных материалов. Знание величин средних скоростей движения необходимо при различных испытаниях автомобилей.

Практика дорожных испытаний автомобилей показывает, что средние скорости, определенные как частное от деления пройденного пути на время движения, т. е. скорости, средние по времени, оказываются обычно весьма низкими. Их величина значительно ниже скоростей, с которыми автомобиль проходит большую долю пути. Например, при одном из испытательных автомобилей почти постоянно двигались со скоростью 125 км/ч и более, проходя за день около 700 км. Однако средняя скорость движения не превышала 100 км/ч.

Причина получения столь низких скоростей связана с осреднением по времени и иллюстрируется следующим примером. Допустим, что из 700 км пути 670 км пройдено со скоростью 125 км/ч и 30 км — со скоростью 15 км/ч. Затраченное время будет

$$\frac{670}{125} + \frac{30}{15} = 7,36 \text{ ч,}$$

а средняя скорость движения

$$v_{cp} = \frac{700}{7,36} = 94,9 \text{ км/ч.}$$

Из приведенного примера видно, что 96% пути пройдены со скоростью 125 км/ч, что значительно выше 94,9 км/ч. Именно эта, более высокая скорость, точнее, близкая к ней, определяет движение в целом и поэтому должна быть учтена в результатах испытаний.

Указанное расхождение заставило инженеров-испытателей внести в методику определения средних скоростей движения некоторые коррективы, смысл которых состоит в том, что участки пути с низкими скоростями движения, как не характерные для движения в целом (объезды, участки ремонта дорог, города и населенные пункты с интенсивным движением), и соответствующее им время движения исключаются из рассмотрения при подсчетах величины средней скорости. Однако и таким образом определенные средние скорости оказываются все же низкими, как и в приведенном примере, что связано с принципиальной невозможностью учета кратковременных снижений скорости движения на значительную величину. Кроме этого, при таком методе определения средних скоростей значительные отрезки пути и времени исключаются из рассмотрения без должных оснований, а в их выборе допускается субъективный подход, который не может не сказаться на результатах испытаний. Так, при проведении крупных дорожных ис-

пытаний автомобилей (заводские, государственные испытания) неоднократно приходилось констатировать, как по воле руководителя пробега время и путь движения по одним населенным пунктам исключались («отсекались») при определении средней скорости движения, а время и путь движения по другим, более крупным населенным пунктам с интенсивным движением не исключались. Ведение записей для определения средней скорости движения является источником дополнительных ошибок, так как требует значительного внимания водителя или испытателя, поскольку необходимо фиксировать показания счетчика пути спидометра и часов при каждой остановке и начале движения.

Из изложенного видно, какими недостатками обладает метод осреднения скорости по времени, в том числе и скорректированный. Значительно лучшие результаты могли бы быть получены при осреднении скорости по пути.

Как известно [1], средним значением y_{cp} функции $y=f(x)$ в интервале от x_1 до x_2 называется отношение

$$y_{cp} = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} f(x) dx.$$

Определяя средние скорости как средние значения функции найдем:

средняя по времени скорость

$$v_{cpt} = \frac{1}{T} \int_0^T v dt,$$

а средняя по пути

$$v_{cps} = \frac{1}{s} \int_0^s v ds,$$

где T — время движения;

$s = \int_0^T v dt$ — пройденный путь.

Для приведенного примера средняя по времени скорость

$$v_{cpt} = \frac{125 \cdot 5,36 + 15 \cdot 2,00}{5,36 + 2,00} = 94,9 \text{ км/ч,}$$

что совпадает с приведенным выше результатом, а средняя по пути

$$v_{cps} = \frac{125 \cdot 670 + 15 \cdot 30}{670 + 30} = 120 \text{ км/ч,}$$

т. е. осреднение скорости по пути дает более высокие результаты, чем осреднение по времени, что связано с тем, что при

осреднении скорости по пути возрастает «вес» участков пути, проходимых автомобилем с большими скоростями, а «вес» участков, проходимых с малыми скоростями, уменьшается.

Отсюда видно, что практикуемое в настоящее время при испытании автомобилей исключение участков пути с малыми скоростями движения при вычислении средней скорости движения приближает метод определения средней скорости к методу осреднения ее по пути. Таким образом, необходимость осреднения скорости по пути, а не по времени выдвигается самой практикой.

Из приведенного примера видно также, что осреднение по времени не позволяет раскрыть скоростные возможности автомобиля, так как они сглаживаются за счет неизбежной в условиях испытаний и эксплуатации кратковременной езды с малыми скоростями. Этим недостатком не обладает метод осреднения скорости по пути.

Скорость $v_{cp t}$, осредненная по времени, представляет собой скорость в среднем в каждый момент времени. Скорость $v_{cp s}$, осредненная по пути, представляет собой скорость в среднем в каждой точке пути [2]. Обе скорости имеют одинаковую размерность: км/ч, м/сек и пр.

Для определения скорости, осредненной по пути, как видно из приведенных формул, кроме протяженности пути s , подсчитываемого счетчиком спидометра, необходимо знать величину интеграла $\int_0^s v ds$. Ниже описывается разработанный конструкторско-экспериментальным отделом Горьковского автозавода прибор для определения этого интеграла.

Выполненное преобразование

$$\int_0^s v ds = \int_0^T v \cdot v dt = \int_0^T v^2 dt = k \int_0^T f dt$$

показывает, что интеграл $\int_0^s v ds$ может быть подсчитан

обыкновенным счетным устройством, если удастся каким-либо способом преобразовать скорость движения v в частоту f по закону $v^2 = kf$, где k — постоянный коэффициент. Указанное преобразование осуществляется в описываемом приборе с помощью струнного датчика, находящегося в последнее время весьма широком распространении в различных системах измерения [3—8].

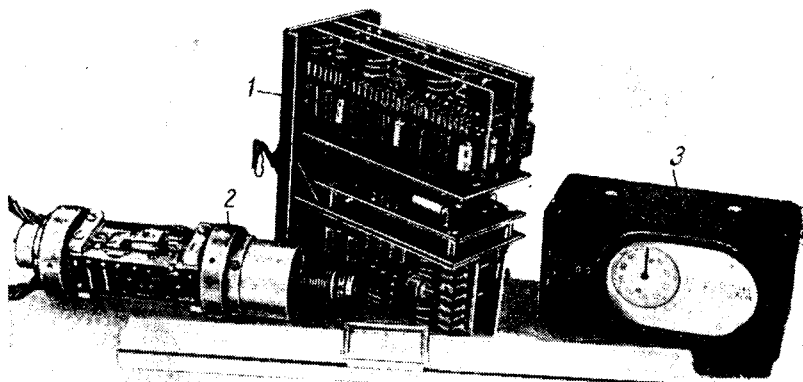
Особенностью датчика является его вращение, осуществляемое от вала привода спидометра. Натяжение струн определяется силами инерции, действующими на связанные с ними неуравновешенные грузы.

Используемый в приборе дифференциальный струнный датчик — несимметричный, в нем при увеличении натяжения одной струны на ΔT натяжение второй струны уменьшается на меньшую величину $\alpha \Delta T$, где $\alpha < 1$ — постоянный коэффициент. В описываемом приборе принято $\alpha = 0,83$. При этом в достаточно больших пределах разностная частота f пропорциональна изменению натяжения струн под действием центробежных сил. Поскольку действующие на неуравновешенные массы прибора центробежные силы пропорциональны квадрату v^2 скорости движения автомобиля, выходная частота прибора также будет пропорциональна квадрату скорости $kf = v^2$, что и требуется.

Электронный блок 1 (см. рисунок) соединяется со струнными датчиками 2 через две пары бесконтактных (трансформаторных) токосъемников, представляющих собой броневые ферритовые сердечники, собранные с зазором. Одна половина каждого трансформатора закреплена неподвижно на корпусе датчика, вторая вращается вместе с ротором. Каждая из струн является плечом моста, состоящего из активных сопротивлений и входящего в цепь обратной связи своего генератора, в котором она является резонатором. Напряжение с одной диагонали моста подается на вход генератора. С выхода генератора напряжение обратной связи подается на вторую диагональ моста.

В схеме генераторов предусмотрено диодное ограничение амплитуды с целью стабилизации.

Сигналы с генераторов подаются на трансформатор и затем на детектор. Двухполупериодное детектирование позволяет разделить напряжение вдвое большей частоты, чем однополу-



периодное. При этом значительно лучше разделяются наивысшая модулирующая частота (частота биений) и несущая. Далее сигнал поступает на фильтр нижних частот типа М, на выходе которого выделяется напряжение разностной частоты, затем на триггер Шмитта, где формируются прямоугольные импульсы. Для согласования входного сопротивления триггера Шмитта с выходным сопротивлением фильтра нижних частот между ними включен эмиттерный повторитель. Прямоугольные импульсы с триггера Шмитта подаются на делитель частоты, состоящий из девяти триггерных ячеек. Деление частоты на 512 выбрано из соображений устойчивой работы стоящего на выходе электромеханического счетчика 3 на высшей скорости и малой погрешности пуска и остановки прибора. Обмотка реле счетчика включена в коллекторную цепь последнего триода усилителя мощности.

По указанному выше

$$v_{cp s} = \frac{1}{s} \int_0^s v ds = \frac{k}{s} \int_0^T f dt = \frac{k}{s_{снуд}} s_{нруб},$$

где $s_{нруб} = \int_0^T f dt$ — показания счетчика прибора (их приращение) за любой промежуток времени;

$s = s_{снуд}$ — показания счетчика спидометра (приращение) за тот же промежуток времени;

k — постоянный коэффициент, определяемый при тарировке прибора.

Тарировочный коэффициент можно определять непосредственно на автомобиле при его движении с постоянными скоростями. В этом случае $v_{cp s} = v_{cp t}$. После определения s и $s_{нруб}$ за какой-либо промежуток времени T и вычисления

$$v_{cp s} = v_{cp t} = \frac{s}{T} \text{ из формулы } v_{cp s} = k \frac{s_{нруб}}{s_{снуд}} \text{ определяется}$$

k в км/ч.

По нескольким значениям k , определенным в разных заездах с разными скоростями, выбирается среднее арифметическое.

Поскольку в обычных дорожных условиях трудно выдерживать строго постоянные скорости движения за все время заезда, следует отдать предпочтение способу определения тарировочного коэффициента k при вращении трансмиссии вхолостую на неподвижном автомобиле (с вывешенными колесами). Еще лучшие результаты могут быть получены в лабораторных условиях при вращении вала прибора и вала счетчика спидометра от электродвигателя с постоянными скоростями.

У изготовленного прибора $k = 80$ км/ч. Начальная частота генераторов 6000 гц. Наибольшая расстройка генераторов 4000 гц (+2200—1800). Наибольшая частота импульсов, поступающих на электромеханический счетчик, 8 имп/сек. Наибольшая измеряемая скорость 160 км/ч. Питание прибора — от бортовой автомобиля (12 в); потребляемый ток 0,3 а; включение питания — от замка зажигания.

Прибор состоит из трех отдельных блоков: струнного датчика, электронного блока, электромеханического счетчика. Размеры и вес блоков приведены в таблице.

Блоки	Размеры в мм	Вес в кг
Струнный датчик	54×190	0,98
Электронный блок	150×125×70	1,10
Счетчик	120×65×60	0,65

Струнный датчик и электронный блок монтируются у правой передней стойки кузова (кабины) автомобиля под облицовочным картоном ниже щитка приборов. Счетчик СБ1М/100 с увеличенной в 1000 раз емкостью счета вынесен на лицевую панель щитка приборов. Прибор работает автоматически, без вмешательства водителя или испытателя, никаких органов управления он не имеет, что способствует исключению случайных ошибок.

Погрешности прибора возникают при нестабильности частоты генераторов. Для увеличения ее стабильности пружины, осуществляющие начальное натяжение струи, изготавливаются из материалов с малым температурным коэффициентом модуля упругости (сплавы Н35ХМВ, Н41ХТ, Н43ХТ), а конструкция струнного датчика предусматривает по возможности симметричное расположение струн в симметричном роторе датчика. По литературным данным [3—8] дифференциальные струнные датчики обладают весьма высокой стабильностью. Наибольшая погрешность от нестабильности генераторов наблюдается при низких скоростях движения. При смешанном движении удельный вес малых скоростей оказывается незначительным, при этом снижается и общая погрешность.

Погрешность от нелинейности струнных датчиков, наоборот, значительна лишь на самых высоких скоростях движения (при 160 км/ч достигает 5%, при 100 км/ч — менее 1%) и положительная (прибор завывает показания). Эта погрешность частично компенсируется за счет увеличения радиуса качения колес при больших скоростях, поскольку при этом относительная скорость вала привода спидометра снижается.

Погрешность от влияния на неуравновешенные грузы силы тяжести, а также инерционных сил при дорожных колебаниях автомобиля ничтожна (менее сотых долей процента).

Погрешность от неравномерного вращения гибкого вала при-

вода спидометра может быть значительной лишь при весьма большой неравномерности. Так, при неравномерности 10% (синусоидальной) погрешность прибора составит 0,7%, при неравномерности 1—0,007%.

Погрешности электрической схемы не возникают при питании прибора напряжением 8—14 в.

Суммарная погрешность прибора не превышает погрешности счетчика пройденного пути автомобильного спидометра, но может быть значительно большей при движении с малыми скоростями на коротких дистанциях. Для таких измерений прибор не пригоден.

Прибор испытан пробегом 6 тыс. км на автомобиле «Волга» во время государственных испытаний легковых автомобилей и показал вполне удовлетворительную работоспособность. Определенные с его помощью величины средних скоростей движения близки к величинам скоростей, полученных испытателями обычным способом для загородной езды (с исключением из подсчетов участков движения с малыми скоростями).

Применение прибора не исчерпывается лишь осреднением скорости от пути. Его можно использовать также для определения средней оборотности двигателей и других машин для преобразования скорости в ее квадрат.

ЛИТЕРАТУРА

1. Броштейн И. Н. и Семендяев К. А. Справочник по математике. ГИТТЛ, 1955.
2. Морозов Б. И. Об осреднении при обработке результатов измерений. Труды НАМИ. Вып. 26. 1961.
3. Атейкин Д. И. Сб. «Приборы и средства автоматизации», 1962, № 11.
4. Пивоваров Ю. И., Цодиков Ю. М. «Автоматика и телемеханика», 1961, № 4.
5. Новицкий П. В. «Измерительная техника», 1961, № 4.
6. Кондрашкова Г. А. Известия вузов. «Приборостроение», 1964, № 1.
7. Кондрашкова Г. А. Известия вузов. «Приборостроение», 1964, № 3.
8. Цодиков Ю. М. «Приборостроение», 1965, № 11.

УДК 629.113.014.52:629.113.012.3.001.5

Влияние дисбаланса колес на их колебания и усилия в рулевом приводе автомобиля

Канд. техн. наук В. И. КНОРОЗ, В. В. КОСУХИН, кандидаты техн. наук Е. В. КЛЕННИКОВ, И. П. ПЕТРОВ

НАМИ

ЧТОБЫ определить влияние различных величин дисбаланса на колебания передних колес и величину усилий, возникающих в деталях рулевого привода автомобиля с колесной формулой 4×2, в НАМИ были проведены исследования автомобиля, загруженного балластом 5,5 т с распределением веса по осям согласно инструкции по эксплуатации. Ступицы, тормозные барабаны и колеса были сбалансированы до состояния безразличного равновесия путем приваривания дополнительных грузиков к нерабочим поверхностям. Все колеса подбирались с минимальным по возможности радиальным и боковым биением, равным соответственно для переднего правого колеса 2,3 и 1,35 мм и для левого — 2,8 и 2,0 мм. После монтажа колесо с шиной в сборе статически и динамически балансировалось на балансировочном станке.

Дисбаланс покрышки, камеры и ободной ленты компенсировался установкой на закранну обода стандартных балансировочных грузиков. В целях сохранения динамической уравновешенности грузики ставились на наружную и внутреннюю закранну обода (рис. 1, а).

Нужная для опытов величина дисбаланса колес создавалась установкой стандартных грузиков на закранну обода. При этом динамическая сбалансированность колес практически не изменялась.

Испытания проводились при трех позициях:

с нулевым (минимальным) дисбалансом (колесо в сборе с шиной, ступицей и тормозным барабаном отбалансированы статически и динамически); (рис. 1, а);

со средней величиной дисбаланса 10—12 кгсм (рис. 1, б и в);

с максимальным дисбалансом 45—48 кгсм (рис. 1, г и д).

Согласно опыту балансировки на заводе средняя величина статического дисбаланса колеса уравновешивается двумя-тремя грузиками весом 165 г, устанавливаемыми на наружную закранну обода. Максимальная величина дисбаланса получена алгебраическим сложением максимальных значений дисбалансов отдельных элементов колеса автомобиля.

Кроме того, проведены опыты при различном распределении балансировочных грузиков (рис. 1).

Во время испытаний с помощью тензометрической аппаратуры измерялись колебания передних колес вокруг шкворней, перемещения балки передней оси в вертикальной плоскости над правым колесом относительно рамы автомобиля, усилия в поворотных рычагах. Опыты проводились на ровном асфальтированном шоссе при установившихся скоростях движения автомобиля 40—100 км/ч через интервал 10 км/ч. Каждый опыт повторялся 4 раза. Испытания проводились при номинальном и пониженном давлении воздуха в шинах передних колес. Колеса задней оси автомобиля имели нулевой дисбаланс. Результаты испытаний по влиянию дисбаланса на колебания колес вокруг шкворней приведены на рис. 2.

При установке на автомобиль сбалансированных колес с номинальным и пониженным давлением воздуха p_w в шинах левое колесо автомобиля катится практически без заметных колебаний. Незначительные колебания, возбуждаемые неров-

ностями дороги, имеют быстро затухающий характер. Правое колесо автомобиля, связанное через рулевую трапецию с рулевым приводом и обладающее поэтому большей свободой, с увеличением скорости под действием неровностей дороги колеблется с большей амплитудой. С увеличением скорости движения автомобиля амплитуда колебаний возрастает монотонно.

При наличии дисбаланса неуравновешенность колес вызывает периодические колебания, причем частота колебаний точно соответствует частоте вращения колес. С увеличением скорости движения v амплитуда колебания A растет в большей

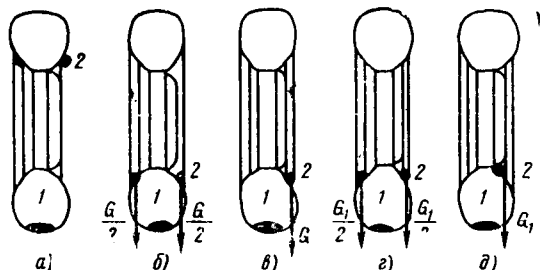


Рис. 1. Схемы расположения балансировочных грузиков на колесе в процессе опытов:
1 — тяжелая точка покрышки; 2 — балансировочные грузики

степени на правом колесе и достигает максимума на скорости 80 км/ч. При дальнейшем увеличении скорости амплитуда A уменьшается, достигает некоторого минимума на скорости 90 км/ч, а затем снова резко увеличивается. Следовательно, управляемые колеса испытываемого автомобиля имеют первую резонансную частоту колебаний вокруг шкворней при скорости 80 км/ч. Наибольшие размахи колебаний на любой скорости наблюдаются в том случае, когда тяжелые точки правого и левого колес одновременно пересекают горизонтальную плоскость и располагаются друг относительно друга под углом 180° (перемещаются в противофазе), и минимальные — когда тяжелые точки по фазе совпадают.

При дисбалансе по схеме рис. 1, б и г значения $2A_{max}$ левого колеса достигают 0,4 и 0,6°, а правого — 0,6 и 1,0°; при дисбалансе, изображенном на рис. 1, в и д, соответственно для левого колеса — 0,8 и 1,4° и для правого — 1,0 и 2,1°.

Значения $2A_{cp}$ при дисбалансе, полученном по схеме рис. 1, б и г, достигают у левого колеса 18 и 32', у правого —

28 и 38', а при дисбалансе, приведенном на рис. 1, в и д, соответственно для левого колеса 26 и 40', для правого 30' и 19'. Величины A_{max} превышают A_{cp} в 1,5—2 раза.

При движении автомобиля с дисбалансом колес 45—48 кгсм отмечался сильный стук в шарнирах рулевого привода. Стук появлялся при $v=65-70$ км/ч и усиливался с увеличением скорости. В зависимости от взаимного положения дисбалансов правого и левого колес стук в шарнирах появлялся на более высокой или более низкой скорости движения автомобиля.

Результаты измерений вертикальных перемещений балки передней оси относительно кузова изображены на рис. 3. Они показывают, что амплитуда колебаний балки A' переднего моста относительно кузова в общем невелика и в широком диапазоне скоростей движения равна 5—6 мм. В диапазоне до 60 км/ч наблюдается ее интенсивное возрастание, а затем она остается почти неизменной. При $v=80$ км/ч отмечается незначительное возрастание $2A'_{cp}$.

С увеличением дисбаланса наблюдается незначительный рост амплитуды вертикальных колебаний балки переднего моста. Снижение давления воздуха в шинах несколько снижает амплитуду этих колебаний.

При сбалансированных колесах на всех скоростях движения автомобиля колебания балки передней оси носят незатухающий периодический характер с частотой, близкой к частоте собственных колебаний неподдресоренной массы, равной 3—4 кол/сек.

Частота колебаний балки передней оси при сбалансированных колесах с увеличением скорости растет незначительно, при несбалансированных колесах — несколько увеличивается значение A' оси и одновременно повышается их частота.

При большом дисбалансе, начиная с $v=60$ км/ч, ощущается увеличение шума и вибрации в кабине водителя.

Результаты опытов по определению нагрузок P , возникающих на правом поворотном рычаге, при различных значениях дисбаланса изображены на рис. 4. Из графика видно, что характер кривых подобен характеру кривых на рис. 2.

С увеличением дисбаланса колес значительно возрастают усилия в деталях рулевого управления. Дисбаланс 12 кгсм при скорости 80 км/ч повышает усилие на правом поворотном рычаге в 2—2,5 раза по сравнению с усилием при сбалансированных колесах, а дисбаланс 45—48 кгсм — в 8 раз. Опыты показали, что при больших значениях дисбаланса заметно ухудшается динамика автомобиля.

Таким образом, в результате проведенных испытаний было установлено, что несбалансированность колес и шин является источником колебаний управляемых колес автомобиля с угловой частотой, соответствующей угловой скорости вращения колес. Увеличение дисбаланса приводит к прогрессивному воз-

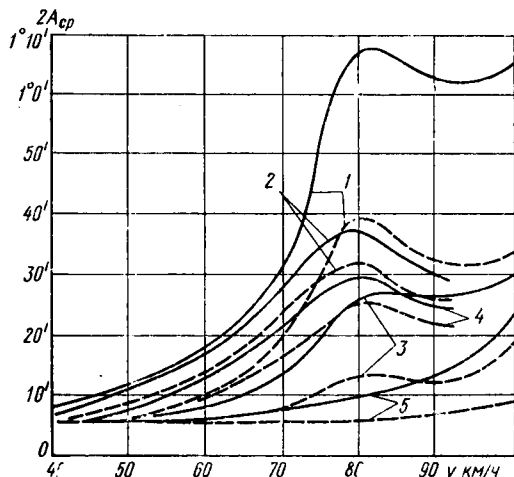


Рис. 2. Зависимость величины размахов колебаний управляемых колес вокруг шкворней от скорости движения и величины дисбаланса колес (при $p_w=3,5$ кг/см²) автомобиля (сплошная линия — правое колесо, штриховая — левое):

1 — максимальный дисбаланс (рис. 1, д); 2 — дисбаланс, изображенный на рис. 1, г; 3 — дисбаланс, показанный на рис. 1, б; 4 — дисбаланс, приведенный на рис. 1, в; 5 — нулевой дисбаланс

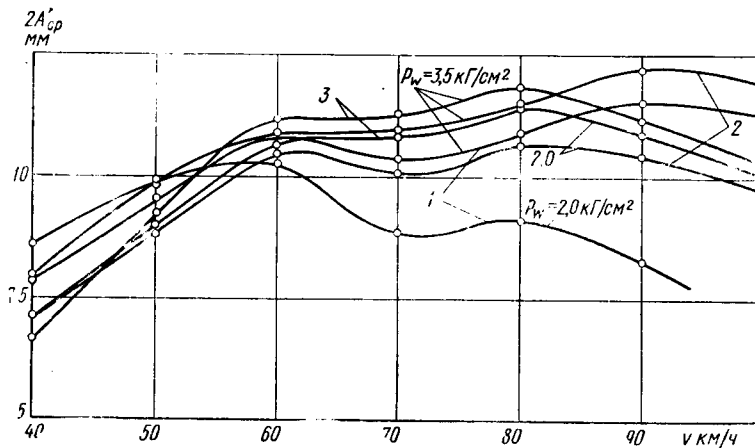
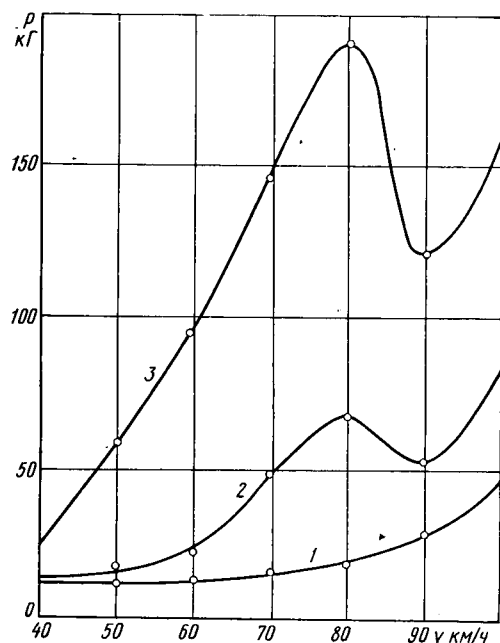


Рис. 3. Зависимость размахов $2A'_{cp}$ передней оси от скорости v и величины дисбаланса колес:

1 — нулевой дисбаланс; 2 — дисбаланс, показанный на рис. 1, в; 3 — дисбаланс, изображенный на рис. 1, д

растанию величины A управляемых колес и нагрузок в деталях рулевого привода. Колебания колес и нагрузок в большой степени зависят от скорости движения автомобиля. Увеличение скорости с 50 до 100 км/ч приводит к резкому возрастанию величины A и нагрузок в рулевом приводе.



Вольное влияние на колебания колес и нагрузок в деталях рулевого привода оказывает распределение неуравновешенных

Рис. 4. Зависимость величины размаха усилий на правом поворотном рычаге трапеции от скорости движения и величины дисбаланса колес ($p_w = 3,5 \text{ кг/см}^2$):

1 — колесо сбалансировано; 2 — дисбаланс, показанный на рис. 1, в; 3 — максимальный дисбаланс (рис. 1, д)

масс по ширине обода. Смещение дисбаланса в направлении от центра поворота (оси шкворня) вследствие увеличения плеча действия силы приводит к увеличению амплитуды колебаний колес и нагрузок. Перемещение грузиков, создающих дисбаланс, с внутренней на наружную закраину обода увеличивает за счет динамической неуравновешенности при скорости 80 км/ч амплитуду колебаний колес испытуемого автомобиля в 1,5—1,7 раза.

При всех величинах дисбаланса наличие дополнительного упругого элемента (рулевой трапеции), фиксирующего положение правого (прицепного) колеса, колебания последнего превосходят по амплитуде колебаний левого в 1,5—2 раза.

Несбалансированность передних колес, особенно на высоких скоростях движения, приводит к появлению вибраций отдельных частей испытуемого автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кнороз В. И., Кленников Е. В., Косухин В. В. Сб. «Автомобилестроение». НИИ Навтопром, 1966, № 22.
2. Фортунков Д. Ф. «Автомобильная промышленность», 1965, № 7.
3. Long W. C. «SAE Spec. Publs», 1965, № 260.

УДК 629.113.011.66

О провисании дверей кузова автомобилей

Я. М. ЗАРНИЦКИЙ, Ю. М. ПОЛЕВ

Горьковский автозавод

ПРОВИСАНИЕ дверей в автомобиле заключается в том, что сторона двери, на которой расположен замок, опускается (реже поднимается) по отношению к стойке проема кузова. Такое явление отрицательно сказывается на долговечности кузова. Провисание может быть устранено регулированием фиксаторов дверей по высоте, однако это возможно до определенного предела, а провисание может через некоторое время появиться вновь. По существующему мнению, причиной провисания дверей является смещение двери вниз относительно петель в местах крепления петель к двери под действием вертикальных нагрузок (оползание двери). Это возможно только при недостаточном затягивании болтов крепления петель, в чем можно убедиться на простом эксперименте: в створке дверной петли просверливается точное отверстие, проходящее через сопрягаемый с петлей усилитель, и проверяется калибром-пробкой. После приложения к двери нагрузок, вызывающих провисание, отверстие вновь проверяется пробкой, при этом проходная сторона калибра на провисшей двери свободно проходит в отверстие, что свидетельствует об отсутствии сползания. Это подтверждает также тот факт, что провисание дверей иногда происходит в конструкциях с приваренными петлями. Следовательно, провисание двери не является следствием смещений в соединении петля с дверью.

Более реально возможность деформации петля под действием вертикальных нагрузок, причем характер деформаций таков, что вызывает перекося двери, который внешне в первую очередь проявляется как провисание. Действительно, рассмотрим обычно применяемую схему навески дверей автомобиля (рис. 1, а). Пусть на приоткрытую (или полностью открытую) дверь действует на плече d вертикальная нагрузка R . В результате складывания этой нагрузки с весом двери P , на каждой из двух неподвижных створок петли, закрепленных на кузове (рис. 1, б), появляется сила $S = \frac{P+R}{2}$, вызывающая изгиб

петель в вертикальном направлении (относительно оси $x-x$ в сечении $B-B$). Вследствие реакции от силы S получается изгиб подвижных створок (рис. 1, б и в). Сечение петли представляет

собой прямоугольник с высотой, намного большей ширины ($h \geq t$), поэтому действием силы S можно практически пренебречь, так как она может вызвать существенные деформации петли только при очень больших значениях силы R .

Кроме силы S , на петлю действует пара сил $Q = \frac{Pa + Rd}{b}$.

Сила Q , действующая на нижнюю петлю (рис. 1, б), изгибает ее относительно оси $y-y$. При этом петля стремится занять положение, изображенное в сечении $A-A$ штриховой линией. Сила Q , действующая на верхнюю петлю, изгибает ее в противоположном направлении, в результате дверь перекашивается и занимает положение, показанное штрих-пунктирной линией на рис. 1, а.

Аналогичное явление происходит с подвижными створками петли (рис. 1, в) под действием реакций от сил Q .

Возникающие при этом напряжения в петлях

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W_y} = \frac{Ql}{ht^2} = \frac{6(Pa + Rd)l}{bht^2}, \quad (1)$$

где W_y — момент сопротивления сечения полотна петли относительно оси $y-y$.

Если эти напряжения достигнут предела текучести, то дверь после снятия нагрузки R не возвратится в исходное состояние: будет провисание двери.

Из условия провисания $\sigma \geq \sigma_{тек}$ можно определить величину максимально допустимой вертикальной нагрузки на дверь

$$\sigma_{тек} = \frac{6(Pa + R_{max}d)l}{bht^2}, \quad (2)$$

$$R_{max} = \frac{\sigma_{тек} bht^2}{6l} - Pa$$

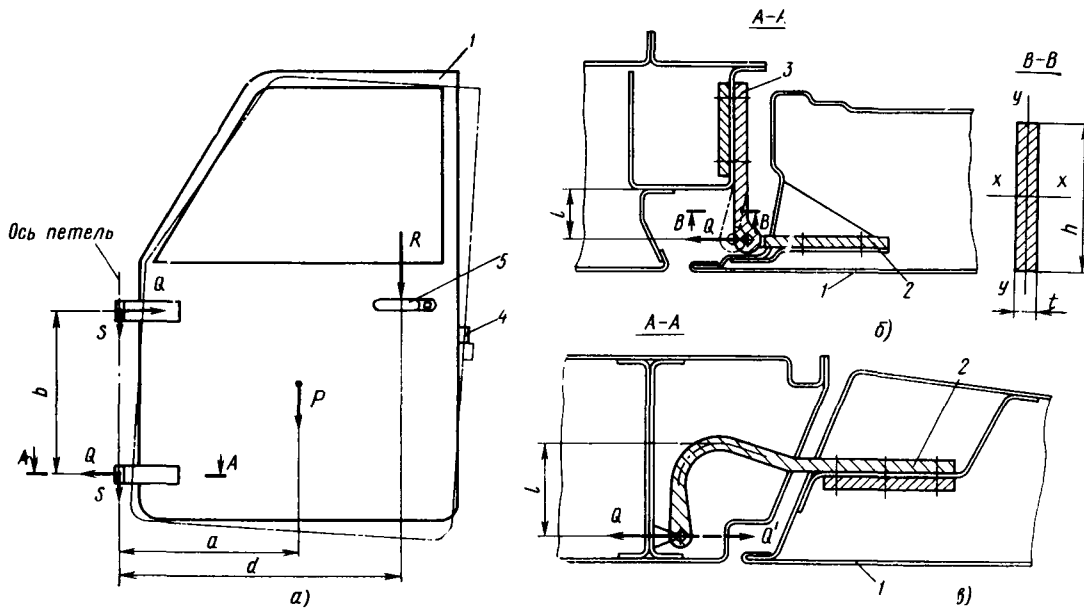


Рис. 1. Провисание дверей под действием вертикальных нагрузок:

a — силы, действующие в конце открывания; *б* — схема автомобиля ГАЗ-24; *в* — схема автомобилей ГАЗ-53, ГАЗ-21; 1 — дверь; 2 — подвижная створка петли; 3 — неподвижная створка петли; 4 — замок; 5 — наружная ручка

Проанализируем явления, возникающие в конце хода открывания. Для этого рассмотрим дверь автомобиля, когда к наружной ручке приложена сила *T* (рис. 2, *a*).

Под действием силы *T* возникает усилие *F*, растягивающее ограничитель, и усилия *N*₁ и *N*₂, изгибающие неподвижные створки петель (рис. 1, *б*). Реакции от сил *N*₁ и *N*₂ вызывают изгиб подвижных створок петель (рис. 1, *в*). Величина силы *F* определяется из уравнения моментов относительно оси петель

$$F = \frac{Td}{r}$$

Величину и направление сил *N*₁ и *N*₂ определяем следующим образом.

1. Находим составляющие от силы *F* (рис. 2, *б*):

$$N_1^F = \frac{F(b-c)}{b}; \quad N_2^F = \frac{Fc}{b}$$

2. Находим составляющие от силы *T* (рис. 2, *в*):

$$N_1^T = \frac{T(b-c)}{b}; \quad N_2^T = \frac{Te}{b}$$

3. Геометрическим сложением составляющих находим силы *N*₁ и *N*₂, причем следует помнить, что из условия равновесия

Как показали расчеты, для некоторых моделей отечественных и зарубежных автомобилей величина *R*_{max} колеблется в зависимости от конструктивных размеров в широком диапазоне, но во всех случаях не превышает 100 кг. Практически это тоже подтверждается. Например, на автомобиле ГАЗ-21Л приложенные контрольной вертикальной нагрузки в районе замочного торца двери 75 кг никогда не вызывает провисания. Измерение напряжений в петле автомобилей ГАЗ-21Л и ГАЗ-24 показало, что при приложении вертикальной нагрузки *R*=100 кг напряжения в петлях автомобиля ГАЗ-21Л приближаются к пределу текучести (3200 кг/см²), а на автомобиле ГАЗ-24 не превышают 640 кг/см².

Нагрузки свыше 100 кг, хотя и возможны, но маловероятны в условиях реальной эксплуатации автомобиля, а провисание наблюдается часто, даже на тех кузовах, к дверям которых не прикладывалось никаких вертикальных нагрузок. Отсюда неизбежно следует вывод — вертикальные нагрузки на дверь не являются главной причиной провисания.

Если обратить внимание на анализ воздействия вертикальных нагрузок на петли двери, то можно заметить, что вертикальная нагрузка *R* может вызвать провисание лишь только потому, что влечет за собой появление горизонтальных сил *Q*, отсюда совсем нетрудно предположить, что главной причиной провисания могут быть именно горизонтальные нагрузки на дверь. Такие нагрузки в реальных условиях возникают в конце открывания двери, в момент вступления в действие ограничителя открывания, под действием сил инерции, а также при приложении усилия к торцу двери или к наружной ручке. Особенно большой величины они могут достигать при резком открывании двери.

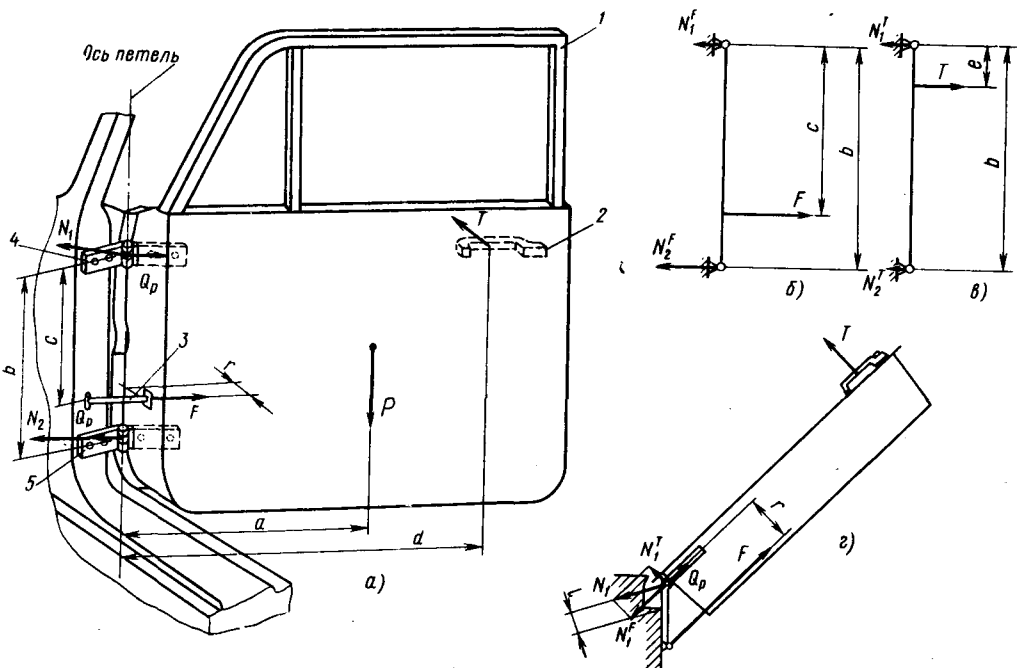


Рис. 2. Провисание дверей под действием горизонтальных нагрузок:

a — схема составляющих сил от действия силы *T*; *б* — определение составляющих от силы *F*; *в* — определение силы *N*₁; *г* — определение силы в верхней петле от сил *T* и *P*; 1 — дверь; 2 — ручка двери; 3 — ограничитель открывания; 4 — верхняя петля; 5 — нижняя петля

двери при геометрическом сложении нужно брать реакции сил F и N , а не сами эти силы.

Сила N_2 действует приблизительно в одном направлении с силой Q_p от веса двери, а сила N_1 — в противоположном, поэтому даже при равной величине N_1 и N_2 (при расположении ограничителя посередине между петлями) изгиб нижней петли будет больше, чем верхней.

Если учесть, что ограничитель, как правило, располагают ближе к нижней петле, то становится очевидным, что расчет следует вести именно для нее.

В большинстве конструкций наружная ручка расположена примерно на одном уровне с верхней петлей ($e \approx 0$), в этом случае

$$N_2^T = 0; \quad N_2 = N_2^F = \frac{Fc}{b}.$$

Напряжения от силы T в полотне петли будут

$$\sigma_m = \frac{M_{узг}^T}{W_y} = \frac{N_2 l}{\frac{b h t^2}{6}} = \frac{6 F c l}{b h t^2} = \frac{6 T d c l}{r b h t^2},$$

где l — плечо силы N_2 (рис. 2, з).

Напряжения от веса двери, действующие на нижнюю петлю в одном направлении с σ_m , будут из формулы (1) при $R=0$

$$\sigma_p = \frac{6 P a l}{b h t^2}.$$

Общие напряжения в нижней петле

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_p = \frac{6}{b h t^2} \left(\frac{T d c l}{r} + P a l \right). \quad (3)$$

Условие провисания в этом случае примет вид

$$\sigma_m + 6 p > \sigma_{тек}.$$

Подставляя в формулу (3) вместо σ значение $\sigma_{тек}$, можно определить критическое значение усилия T , при превышении которого будет наблюдаться провисание двери:

$$\sigma_{тек} = \frac{6 l}{b h t^2} \left(\frac{T_{max} d c}{r} + P a \right);$$

$$T_{max} = \frac{\left(\frac{\sigma_{тек} b h t^2}{6 l} - P a \right) r}{d c}. \quad (4)$$

Сравнивая выражения (2) и (4), получим следующее соотношение:

$$\frac{T_{max}}{R_{max}} = \frac{r}{c}.$$

Это выражение очень наглядно иллюстрирует, почему горизонтальные нагрузки являются главной причиной провисания двери. Действительно, соотношение $\frac{r}{c} < 1$, так как величина r определяется толщиной двери, а $c \approx \frac{b}{2}$ (оптимальный

вариант: при меньших значениях c перегружается верхняя петля); размер b , определяемый высотой двери, выбирается максимальным для уменьшения нагрузок Q на петли, поэтому $c \geq r$, а следовательно,

$$R_{max} \geq T_{max}.$$

Расчеты отдельных конструкций показали, что навеску дверей можно считать удовлетворительной, имея в виду опасность провисания, если в расчете возникающих сил принято $T_{max} \geq 50$ кг. Это подтвердилось и при измерении напряжений в петлях.

На основании проведенного анализа удалось устранить провисание дверей автомобиля ГАЗ-21 за счет увеличения толщины полотна петли.

При конструировании навесок дверей для уменьшения опасности провисания дверей целесообразно принимать следующие меры:

1. Расстояние от оси ограничителя до оси петель брать возможно большим при заданной толщине двери.

2. Избегать по возможности применения петель, показанных на рис. 1, в, имеющих большое плечо изгиба и, как следствие, большую металлоемкость.

3. Использовать для петель дверей стали с высокими механическими показателями.

4. Располагать ограничители открывания дверей приблизительно посередине между петлями (автомобиль ГАЗ-24). На передних дверях легковых автомобилей и для грузовых автомобилей это, как правило, не вызывает никаких затруднений; для задних дверей легковых автомобилей это не всегда возможно, однако для задних дверей провисание менее вероятно в связи с меньшими размерами и весом двери и меньшим расстоянием от центра тяжести двери до оси петля (за счет наличия выреза под арку заднего колеса).

5. Для уменьшения инерционных нагрузок на петли при резком открывании двери следует отдать предпочтение буферным устройствам ограничителей с значительным рабочим ходом и линейной характеристикой.

УДК 629.118.6:62—585.15.001.24

К вопросу определения работы сил трения в шарнирах приводных цепей мотоциклов

В. П. БАРАНЧИК

Ижевский машиностроительный завод

РАБОТА сил трения в шарнирах приводных цепей является одной из важнейших величин, от которых зависит износ цепи [1, 2] и которые используются при расчетах цепей на износостойкость. Определить эту величину нетрудно, если цепь работает на постоянном нагрузочном и скоростном режиме. Однако приводные цепи мотоциклов работают при переменных нагрузках и скоростях, что затрудняет определение работы сил трения в их шарнирах.

Удельная работа сил трения в шарнирах мотоциклов цепи

$$A_{mp} = f \sum p_i S_{m p i}, \quad (1)$$

где $S_{m p i}$ — путь трения в шарнирах при среднем удельном давлении и коэффициенте трения f (величину коэффициента трения можно выбирать в пределах 0,07—0,15).

Если величину p_i выразить в долях от максимального значения среднего удельного давления p_{max} , которое действует в

шарнирах при максимальном крутящем моменте двигателя на первой передаче в коробке передач, а $S_{m p i}$ выразить в долях от общего пути трения $S_{m p}$ за пробег мотоцикла, то выражение (1) можно представить в виде

$$A_{mp} = f k_p p_{max} S_{m p}, \quad (2)$$

где k_p — коэффициент, зависящий от длительности действия нагрузок за пробег мотоцикла, который для цепей передних передач мотоциклов равен 0,29, для цепей задних передач 0,256 [3].

Путь трения шарниров за время T

$$S_{m p} = v_{ср} T,$$

где $v_{ср}$ — средняя скорость скольжения трущихся поверхностей шарниров.

Согласно работе [1]

$$v_{cp} = \frac{2\pi d(i+1)}{m_{38} t z_2} v, \quad (3)$$

где d , m_{38} , t , z_2 — соответственно диаметр валика, число звеньев, шаг цепи, передаточное отношение и число зубьев ведомой звездочки;

v — средняя скорость цепи.

Найдем зависимость пути трения в шарнирах от пробега мотоцикла. Для этого подставим значение v_{cp} в выражение (3) и, учитывая, что $vT = S_u$, найдем

$$S_{mp} = \frac{2\pi d(i+1)}{m_{38} t z_2} S_u, \quad (4)$$

где S_u — пробег цепи по звездочкам.

Пробег по звездочкам S_{u2} цепи задней передачи связан с пробегом мотоцикла S через отношение радиуса делительной окружности R_{022} ведомой звездочки к радиусу качения колеса R_k следующей зависимостью:

$$S_{u2} = S \frac{R_{022}}{R_k}. \quad (5)$$

Пробег по звездочкам S_{u1} цепи передней передачи мотоцикла зависит от отношения средних скоростей движения цепей передней и задней передач.

Среднюю скорость цепи мотоцикла можно определить из следующей формулы:

$$v = \sum v_i \alpha_{vi}, \quad (6)$$

где v_i и α_{vi} — скорость и относительное время работы на данной скорости.

Если величину v_i выразить в долях от максимальной скорости цепи v_{max} и подставить в формулу (6), после преобразования получим

$$v = k_v v_{max}, \quad (7)$$

где k_v — коэффициент, зависящий от времени работы на скоростях. Для цепей передних передач $k_{v1} = 0,415$, для цепей задних передач $k_{v2} = 0,466$.

Используя формулу (7), для цепи передней передачи мотоцикла получим

$$S_{u1} = S_{u2} \frac{k_{v1}}{k_{v2}} \cdot \frac{v_{max1}}{v_{max2}}. \quad (8)$$

Учитывая, что

$$\frac{v_{max1}}{v_{max2}} = \frac{R_{02}}{R_k} i_k,$$

получим общую зависимость для определения пути трения в шарнирах цепей за пробег мотоцикла

$$S_{mp} = \frac{2\pi d(i+1)}{m_{38} t z_2} \cdot \frac{k_{v1}}{k_{v2}} \cdot \frac{R_{02}}{R_k} i_k S, \quad (9)$$

где v_{max1} , v_{max2} — соответственно максимальные скорости цепей передней и задней передач;

R_{02} — радиус делительной окружности ведомой звездочки;

i_k — общее передаточное число от колеса к ведомой звездочке на высшей передаче в коробке.

Для цепей задних передач $i_k = 1$, $\frac{k_{v1}}{k_{v2}} = 1$. Поэтому выражение (9) примет вид:

$$S_{mp} = \frac{2\pi d(i+1)}{m_{38} t z_2} \cdot \frac{R_{02}}{R_k} S. \quad (10)$$

Таким образом, используя выражение (2), (9) и (10), можно определить удельную работу сил трения в шарнирах цепей, что необходимо при расчетах их на износостойкость.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Н. В. Цепные передачи. Изд-во «Машиностроение», 1968.
2. Столбин Г. Б. Сб. «Новые конструкции, технология и специализация производства цепей». ЦИНТИАМ, 1964.
3. Умняшкин В. А., Макаров В. И., Баранчик В. П., Первой А. Д. Сб. «Механические передачи». 1967.

УДК 629.113—592.001.24

Тепловой расчет тормоза автомобиля по критериальному уравнению

Канд. техн. наук Н. Ф. КОРЕНЧУК

МВТУ им. Баумана

В НАСТОЯЩЕЕ время нет метода определения с достаточной точностью температуры трущихся поверхностей автомобильного тормоза. Существующие аналитические методы теплового расчета [1 и 2], а также методы, разработанные на основе экспериментальных данных [3 и 4], часто не могут дать надежных результатов. Методы, созданные на базе опытных данных, дают удовлетворительные результаты только для условий, очень близких к тем, при которых они были получены. Аналитические методы не могут дать приемлемого решения в связи с неизбежными искажениями сущности явления при введении многочисленных допущений, влияние которых на точность расчета трудно предвидеть. Поэтому в настоящее время многие исследователи [5, 6, 7] при разработке рекомендаций по тепловому расчету тормозных устройств обратились к методу обобщенных переменных [8—10], который позволяет путем анализа математического описания явления обнаружить наиболее важные и характерные его критерии (безразмерные комплексы величин) и симплексы (отношения одноименных физических величин). Синтез критериев и симплексов с данными экспериментального исследования явления дает возможность получить обобщенные (критериальные) уравнения, справедливые для всей группы подобных явлений.

Существующие рекомендации по тепловому расчету автомобильных тормозов, разработанные на базе метода обобщенных переменных, имеют недостатки. Так, в работе [6] отсутствует величина, определяющая энергонагруженность тормоза

в процессе торможения. Такой величиной в совокупности с временем торможения может быть или значение удельного теплового потока, проходящего через трущиеся поверхности тормоза, или величина среднего тормозного момента. Одно только время торможения не может полностью определить энергонагруженность тормоза при различном нагружении автомобиля и тем более тормозов автомобилей различных марок. В рекомендации [7] нет этого недостатка, но она разработана для особых условий эксплуатации автомобилей и о ее общности судить трудно. Кроме того, обе рекомендации не позволяют определять температуру на трущихся поверхностях тормозов при повторно-кратковременном режиме их нагружения, в котором чаще всего работают автомобильные тормоза.

Целью исследования теплового режима некоторых колесных колодочных тормозов отечественных автомобилей с привлечением методов теории подобия явилась разработка новых рекомендаций по их тепловому расчету.

Анализ математического описания процесса теплообмена автомобильного тормоза с окружающей средой при повторно-кратковременном режиме его нагружения показывает, что для этого процесса наиболее характерными и существенными являются:

температурный комплекс

$$\frac{\vartheta_n}{\psi qd/\lambda\sigma};$$

комплекс гомохронности (критерий Фурье)

$$\frac{a_6 \tau_u}{d^2} = F_{0,6};$$

комплекс гидромеханического подобия (критерий Рейнольдса)

$$\frac{vd}{\nu} = Re;$$

режимные симплексы

$$\frac{\tau_m}{\tau_u}; \frac{\tau_\partial}{\tau_u} \text{ и } \frac{\tau}{\tau_u},$$

где $\theta_n = T_n - T_0$ — разность между температурой трущейся поверхности тормоза T_n и температурой окружающего воздуха T_0 ;

ψ — коэффициент распределения теплового потока, показывающий, какая доля общего теплового потока отводится тормозным барабаном;

q — удельный тепловой поток, генерируемый на трущихся поверхностях при торможении;

λ_6 и a_6 — коэффициенты теплопроводности и температуропроводности материала барабана;

τ_u — время цикла, т. е. время между двумя последовательными торможениями;

d — диаметр поверхности трения барабана;

v — скорость скольжения поверхности трения барабана колодки перед торможением;

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха;

τ_m — время торможения;

τ_∂ — время движения автомобиля в период между торможениями;

τ — текущее время.

Тогда на основании второй теоремы подобия можно записать

$$\frac{\theta_n}{\psi q d / \lambda_6} = f \left(\frac{a_6 \tau_u}{d^2}; \frac{vd}{\nu}; \frac{\tau_m}{\tau_u}; \frac{\tau_\partial}{\tau_u}; \frac{\tau}{\tau_u} \right). \quad (1)$$

Уравнение (1) позволяет однозначно определить значение температуры на трущихся поверхностях в любой момент времени и при любом регулярном режиме повторно-кратковременного нагружения как функцию от критериев и симплексов, наиболее характерных и существенных для процесса нагрева и охлаждения тормоза. Вид связи между критериями и симплексами, входящими в уравнение (1), может быть установлен опытным путем.

При эксплуатации автомобиля в городских условиях на дорогах с пересеченным рельефом или с интенсивным движением тормоза, как правило, работают в произвольном повторно-кратковременном режиме нагружения. Однако такой режим нагружения может быть заменен равноценным по своему тепловому воздействию на тормоз регулярным повторно-кратковременным режимом, который легко воспроизводится в лаборатории на стенде. Поэтому при выявлении вида связи между критериями и симплексами уравнения (1) испытуемыми тормозами проводились регулярные повторно-кратковременные торможения маховых масс стенда инерционного типа. Энергонагруженность каждого тормоза при испытаниях на стенде максимально приближалась к его энергонагруженности на автомобиле. При обработке опытных данных использовался метод огибающей кривой, т. е. в конце каждого торможения фиксировалась максимальная температура на трущихся поверхностях тормоза и строилась кривая роста температуры во времени. Получаемая кривая являлась огибающей большого количества фактических кривых изменения температуры в процессе отдельных единичных торможений. Этот прием позволяет заменить серию единичных последовательных торможений своеобразным одиночным длительным торможением, не нарушая достоверности процесса изменения температуры трущихся поверхностей тормоза во времени [8]. Связь между критериями и симплексами, входящими в уравнение (1), устанавливалась путем последовательного выявления влияния каждого из них на процесс нагрева и охлаждения тормоза. В итоге была получе-

на окончательная критериальная зависимость, позволяющая определять значение температуры на поверхностях трения тормоза в любой момент времени и при любом повторно-кратковременном режиме нагружения. Зависимость имеет вид

$$\lg \frac{\theta_n}{\psi q d / \lambda_6} = 1,3 + \frac{1350}{F_{0,6} Re} \left[4,1 \frac{\tau_m}{\tau_u} - 0,26 + \left(2,8 - 2,3 \frac{\tau_\partial}{\tau_u} \right) \lg \frac{\tau}{\tau_u} \right]. \quad (2)$$

Она содержит те же критерии и симплексы, что и уравнение (1), полученное из математического описания процесса теплообмена тормоза с окружающей средой методом обобщенных переменных. Следовательно, зависимость (2) нельзя рассматривать как чисто эмпирическую, хотя вид ее и установлен экспериментальным путем.

Зависимость (2), как и всякая другая зависимость, установленная опытным путем, будет справедлива только в границах тех значений критериев и симплексов, которые наблюдались при установлении вида связи между ними. Это не значит, что численные значения величин, входящих в тот или иной критерий или симплекс, должны быть такие же, какие они получались в данных опытах. Их величины могут существенно отличаться от значений, задававшихся в этом случае, а в связи с этим и условия работы тормоза могут быть другими. Однако в целом критерий или симплекс, который они составляют, должен находиться в пределах, установленных в опытах. Предельные значения критериев и симплексов при установлении связи между ними, выраженной зависимостью (2), следующие:

$F_{0,6} Re$	1737—15650
$\frac{\tau_m}{\tau_u}$	0,05—0,40
$\frac{\tau_\partial}{\tau_u}$	0,20—1,0
$\frac{\tau}{\tau_u}$	1,00—25,0
$k_{вз}$	0,58—0,65
δ_1	0,021—0,025
$\frac{\delta_2}{d}$	0,031—0,033
$\frac{B}{d}$	0,18—0,25
$\frac{\delta_3}{d}$	0,013—0,016
ψ	0,93—0,99

где $k_{вз} = \frac{S_n}{S_6}$ — коэффициент взаимного перекрытия фрикционной пары тормоза;

S_n — суммарная площадь поверхности трения накладок;

S_6 — площадь поверхности трения тормозного барабана;

δ_1 — средняя толщина диска барабана;

δ_2 — средняя толщина обода барабана;

δ_3 — средняя толщина тормозного щита;

B — ширина поверхности трения накладок.

Использование зависимости (2) за пределами указанных значений критериев и симплексов может привести к ошибкам. В статье не обосновываются предельные значения критериев и симплексов, характеризующие режим нагружения тормоза. Однако опыты, результаты которых использованы для выявления зависимости (2), были выполнены в достаточно широких пределах изменения критериев и симплексов, и данная зависимость позволяет получать надежные результаты практически для всех возможных случаев работы тормозов в реальных условиях при повторно-кратковременном режиме их нагружения.

При расчете тормоза на нагрев прежде всего должны быть предварительно известны или определены значения скорости движения автомобиля перед торможением v_a , количество торможений в час или длительности цикла τ_u и тормозного момента M_m . Должна быть задана или определена структура цикла нагружения тормоза, т. е. установлены в процентах или долях от времени цикла τ_u время τ_m и τ_∂ или время стоянки τ_c автомобиля в период между двумя торможениями. Все эти значения должны выбираться с учетом типа и назначения ав-

томобиля, предполагаемых условий его эксплуатации и требований, обеспечивающих безопасность движения. Величина τ_m должна включать только чистое время процесса трения без времени, затрачиваемого на срабатывание тормозного привода и реакцию водителя. Предварительно также следует знать теплофизические параметры материалов барабана и накладок.

Затем по значению v_a определяется начальное число оборотов n в минуту колеса автомобиля. Исходя из величины строительного объема колеса автомобиля, требований жесткости деталей тормоза и др., принимается диаметр d . В зависимости от значения d находятся другие геометрические размеры тормоза: величины B , δ_1 и др. Геометрические размеры тормоза могут быть также предварительно заданы.

По формулам

$$q = \frac{M_m n}{39,5 d B \beta} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (3)$$

$$\psi = \frac{1}{1 + \frac{k_{вза} a_n C_n}{a_6 C_6}}; \quad (4)$$

$$F_{0,6} Re = \frac{60 \pi a_6 n \tau_u}{\nu}, \quad (5)$$

где M_m — величина тормозного момента в кгМ;
 β — угол обхвата в град;
 a_n и C_n — коэффициент температуропроводности и удельная теплоемкость материала накладок;
 C_6 — удельная теплоемкость материала барабана, определяются соответственно нагрузкой q , коэффициент ψ [1] и величина произведения критериев Фурье и Рейнольдса.

Затем находятся значения симплексов $\frac{\tau_m}{\tau_u}$ и $\frac{\tau_d}{\tau_u}$. Величина превышения температуры трущихся поверхностей тормоза через время τ после начала торможений над температурой окружающего воздуха Φ_n определяется по зависимости (2). Если же допускаемая температура нагрева для пары трения заранее известна, то по зависимости (2) может быть установлено время τ , в течение которого в некотором заданном или принятом повторно-кратковременном режиме нагружения ее значение на поверхностях трения будет достигнуто.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. Машгиз, 1947.
2. Newcomb T. P. «Automobile Engineer». July, August, 1960.
3. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
4. Таборек Я. Механика автомобиля. Машгиз, 1960.
5. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении. Изд-во «Машиностроение», 1965.
6. Максаян Г. В. Надежность тормозных механизмов. Ереван, изд-во «Айастан», 1965.
7. Пикושев А. Н. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11.
8. Гухман А. А. Введение в теорию подобия. Изд-во «Высшая школа», 1963.
9. Кирпичев М. В. Теория подобия. Изд-во АН СССР, 1953.
10. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. Изд-во «Наука», 1967.
11. Крагельский И. В. Трение и износ. Изд-во «Машиностроение», 1968.

УДК 629.113.001.4+401.7*

Об оценке результатов полигонных испытаний на долговечность

Е. И. БУРДАСОВ, И. Д. ЗАРИФЬЯНЦ

Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон НАМИ

СОКРАЩЕНИЕ продолжительности полигонных испытаний автомобилей достигается форсированием нагрузочного режима агрегатов или деталей в той степени, которую допускает необходимость подобия полигонных и эксплуатационных отказов. Однако статистический характер закономерностей появления отказов вследствие износов или усталостных повреждений требует получение достаточно большого количества отказов с тем, чтобы оценка ресурса обладала необходимой достоверностью.

В сокращении необходимого количества отказавших объектов испытаний кроются возможности экономии времени. Эти возможности обоснованы опытом, который свидетельствует, что ресурс деталей машин может быть описан, как правило, одним из трех законов распределения — Вейбулла, нормальным и логарифмически нормальным. Знание закона распределения ресурса позволяет прогнозировать его при незавершенных испытаниях [1].

Незавершенными называются испытания, в которых не все детали исчерпали запас долговечности.

Детали, продолжающие испытания в момент отказа или снятые с испытаний не из-за изучаемого отказа, называются приостановленными. Приостановленные изделия имеют определенную наработку и, следовательно, содержат информацию о прогнозируемом ресурсе.

Определение ресурса при незавершенных испытаниях удобно выполнять с помощью вероятностных бумаг, на сетке которых ордината — вероятность отказа, абсцисса — логарифм долговечности.

Методика изображения результатов испытаний на вероятностных бумагах основана на использовании порядковых статистик [2, 3].

Порядковыми статистиками называются члены группы данных, расположенные в заумерованном порядке от наименьшей

величины к наибольшей. В отечественной литературе такая группа носит название «вариационный ряд». Каждая порядковая статистика имеет порядковый номер, совпадающий с номером ее места в вариационном ряду. Иногда порядковый номер принято называть ранговым или просто рангом. В зарубежной литературе рангом называют значение функции распределения, соответствующее порядковому номеру. Чтобы исключить путаницу, будем в этом случае пользоваться термином «кумулятивная частота».

Основная трудность при изображении результатов незавершенных испытаний заключается в том, что неизвестно, какое место в вариационном ряду заняли бы приостановленные образцы. Следовательно, цель анализа незавершенных испытаний заключается в присвоении каждому изучаемому отказу его правильного порядкового номера с учетом возможных исходов испытаний приостановленных деталей, если бы они были продолжены. Правильный порядковый номер определяется следующим образом [4 и 5].

Если отказали все детали, то они получают порядковые номера 1, 2, 3, ..., N . Схематически это можно интерпретировать как размещение эквидистантных номеров в интервале от 0 до $N+1$.

После использования m порядковых номеров оставшиеся $(N-m)$ порядковые номера должны разместиться эквидистантно в интервале от m до $N+1$. Таким образом, приращение номера

$$\frac{(N+1) - m}{1 + (N-m)} = 1.$$

В случае приостановки детали, продолжающие испытания, располагаются эквидистантно между последним порядковым номером и $(N+1)$. Таким образом, всякий раз, когда встре-

чается одна или несколько приостановок, новое приращение порядкового номера определяется по формуле

$$\Delta_i = \frac{N + 1 - m_{i-1}}{N + 1 - N_n},$$

где N — первоначальный объем выборки;
 m_{i-1} — предыдущий порядковый номер;

N_n — номер последней приостановленной детали.

Любое новое приращение, полученное таким образом, не требует исправления, пока не встретится следующая приостановка. Если вариационный ряд начинается с приостановок, то первый предыдущий порядковый номер равен нулю.

Дальнейшее заключается в определении кумулятивных частот и нанесении их на вероятностную бумагу. В качестве примера приведем результаты испытаний листов задних рессор грузового автомобиля на двух булыжных дорогах, обладающих различной ровностью покрытия. На ровной булыжной дороге испытывались 69 листов, причем семь из них отказали. На профилированной булыжной дороге отказали 20 листов из 263 испытывавшихся.

Из опыта испытаний рессор на этих булыжных дорогах известно, что с достаточной для практики точностью долговечность листов рессор может быть описана логарифмически нормальным распределением, причем все листы данной рессоры можно отнести к одной генеральной совокупности, т. е. их можно считать равнопрочными. Поэтому для анализа результатов испытаний рессор можно применить логарифмически нормальную вероятностную бумагу.

Ограничимся детальным рассмотрением лишь одной выборки, относящейся к ровной дороге. Все расчеты удобно вести табличным способом (табл. 1). В первой колонке записываются в порядке нарастания пробегов (L_i) номера отказавших и приостановленных листов. Приостановленные одновременно листы помещаются в одну строку. Во второй колонке ведется нумерация только отказавших листов. Остальные колонки заполняются для определения нового порядкового номера m_i с учетом приращения Δ_i :

$$m_i = m_{i-1} + \Delta_i.$$

В качестве наносимой позиции Джонсон [5] предлагает использовать медианное значение кумулятивных частот, определяемое по приближенной формуле Бенарда:

$$F(x) = \frac{m_i - 0,3}{N + 0,4},$$

или среднее значение кумулятивных частот, определяемое по формуле Вейбулла:

$$F_m = \frac{m_i}{N + 1}.$$

В табл. 1 определены средние значения кумулятивных частот.

Для удобства анализа результаты эксперимента наносятся на вероятностную бумагу (рис. 1), при правильном выборе которой экспериментальные точки должны группироваться около

прямой линии. Наиболее подходящей для изображения результатов испытаний листов рессор является логарифмически нормальная вероятностная бумага, на которой по шкале абсцисс откладывается логарифм долговечности x_i , по оси ординат — вероятность разрушения F_m . Для удобства построения ось ординат имеет дополнительную линейную шкалу, на которой наносится нормированная переменная y_m .

Нормирование кумулятивных частот легко осуществляется с помощью таблиц нормированных отклонений (в данном случае для нормального закона распределения).

Аппроксимация точек прямыми выполняется методом наименьших квадратов с использованием формул:

$$x_0 = x_i - \frac{1}{J} \sum x_i; \quad y_0 = y_m - \frac{1}{J} \sum y_m,$$

где J — число отказавших листов.

Уравнение искомой прямой имеет вид

$$y = a(x - b),$$

где

$$a = \frac{\sigma_n}{S_x};$$

$$b = \frac{\frac{1}{J} \sum y_m}{a};$$

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{1}{J} \sum y_0^2};$$

$$S_x = \sqrt{\frac{1}{J-1} \sum x_0^2}.$$

В данном конкретном случае получены уравнения для ровной булыжной дороги

$$y = 4,4(x - 4,5);$$

для профилированной булыжной дороги

$$y = 2,94(x - 4,1).$$

Для построения доверительных границ определяем стандартную ошибку [2]

$$\sigma(x) = \frac{\sigma(z) \sqrt{J}}{a \sqrt{J}}.$$

Таблица 1

Номера листов	i	L_i	x_i	x_0	x_0^2	$N+1-m_{i-1}$	$N+1-N_n$	Δ_i	m_i	F_m	y_m	y_0	y_0^2
1-5	—	—	—	—	—	—	—	—	0	—	—	—	—
6	1	10886	4,037	-0,107	0,011	—	—	—	1,075	0,0154	-2,14	-0,59	0,348
7	2	12654	4,102	-0,042	0,002	70	65	1,075	2,150	0,0307	-1,87	-0,32	0,102
8	3	12685	4,103	-0,041	0,002	—	—	—	3,225	0,0461	-1,68	-0,13	0,017
9-22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
23	4	13613	4,134	-0,010	0,000	66,775	48	1,390	4,615	0,0660	-1,51	0,04	0,002
24	5	13613	4,134	-0,010	0,000	—	—	—	6,005	0,0858	-1,37	0,18	0,032
25-38	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
39	6	17000	4,230	+0,085	0,007	63,995	32	2,000	8,005	0,1145	-1,20	0,35	0,122
40	7	18588	4,269	+0,125	0,016	—	—	—	10,005	0,1431	-1,07	0,48	0,230
41-69	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Σ	—	—	29,009	—	0,038	—	—	—	—	—	-10,84	—	0,853
$\frac{1}{J} \Sigma$	—	—	4,144	—	0,00543	—	—	—	—	—	-1,55	—	0,122

В табл. 2 даны приведенные стандартные ошибки $\sigma(z) \sqrt{J}$ для случая нормального распределения. Здесь же приведены границы 95% доверительных интервалов для двух выборок на рис. 1.

Две выборки сравниваются методом совмещения границ доверительных интервалов [4 и 5]. Пусть требуется сравнить две выборки, изображенные на рис. 1, на уровнях 3 и 50%-ной вероятности отказа.

Исходные данные (средние значения и стандартные отклонения при выбранных вероятностях разрушения):

Таблица 2

$F_{1-m}^{m'}$	$\sigma(z)/\sqrt{J}$	$1,96 \sigma_x$		$F_{1-m}^{m'}$	$\sigma(z)/\sqrt{J}$	$1,96 \sigma_x$	
		Ровная дорога	Профилированная дорога			Ровная дорога	Профилированная дорога
0,50	1,253	0,228	0,192	0,85	1,532	0,277	0,234
0,55	1,257	0,229	0,192	0,90	1,710	0,310	0,261
0,60	1,268	0,230	0,194	0,95	2,112	0,382	0,322
0,65	1,288	0,234	0,197	0,97	2,509	0,454	0,383
0,70	1,318	0,240	0,201	0,98	2,893	0,523	0,442
0,75	1,363	0,248	0,208	0,99	3,430	0,621	0,524
0,80	1,429	0,260	0,218	0,995	4,876	0,881	0,745

ровная дорога

$$x_{50\%}^p = 4,500, \quad \sigma^p(x_{50\%}) = 0,116,$$

$$x_{3\%}^p = 4,07, \quad \sigma^p(x_{3\%}) = 0,232;$$

профилированная дорога

$$x_{50\%}^n = 4,10, \quad \sigma^n(x_{50\%}) = 0,098;$$

$$x_{3\%}^n = 3,46, \quad \sigma^n(x_{3\%}) = 0,196.$$

Условие совмещения границ доверительных интервалов:

$$x_{50\%}^n + t_{50\%} \sigma^n(x_{50\%}) = x_{50\%}^p - t_{50\%} \sigma^p(x_{50\%}),$$

где t — величина, зависящая от доверительной вероятности. Отсюда

$$t_{50\%} = \frac{x_{50\%}^p - x_{50\%}^n}{\sigma^p(x_{50\%}) + \sigma^n(x_{50\%})} = 1,87.$$

Аналогично получаем $t_{3\%} = 1,42$.

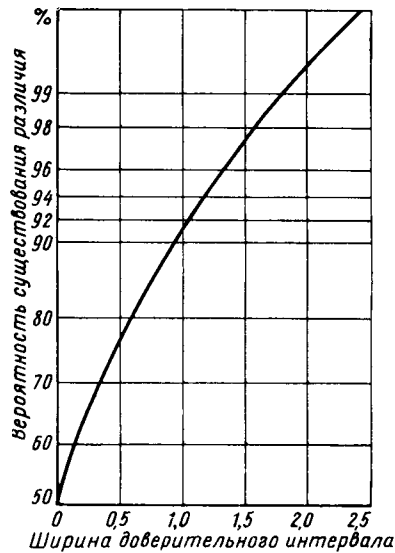


Рис. 2. Вероятность существования различия при совмещении границ доверительных интервалов

ровной дороге в 1,5 раза выше, чем на профилированной.

Приведенный пример показывает один из способов экономии времени, заключающейся в том, что не все одновременно испытываемые образцы доводятся до разрушения. В данном случае по 15—20% разрушенных деталей в каждой выборке удалось сопоставить их долговечность с приемлемой для практики эффективностью. Чтобы довести до разрушения даже 50% образцов, понадобилось бы в 1,5—2 раза больше времени.

При испытаниях рессор можно применить другой метод экономии времени. Речь идет об испытаниях, получивших название «внезапный конец» [4 и 5]. В основе этого метода также лежит подтверждающееся опытом предположение о равнопрочности листов. Сущность метода «внезапный конец» сводится к тому, что испытание рессоры прекращают после поломки хотя бы одного листа. По полученным отказам строится функция

Из рис. 2 для подсчитанных значений t получаем вероятность того, что отношение долговечностей превосходит единицу:

- для 50% уровня — 99%;
- для 3% уровня — 97%.

В то же время отношение средних долговечностей на каждом уровне может быть получено с 50% вероятностью. Нанеся эти данные на интерполяционную бумагу (рис. 3), по оси ординат которой отложена вероятность превосходства (нормальная шкала), а по оси абсцисс — степень превосходства, можно определить вероятность получения любого промежуточного отношения долговечностей.

Из рис. 3 видно, что при 95% вероятности можно утверждать: долговечность листов рессор на

долговечности рессор. Каждая точка этой функции является оценкой долговечности генеральной совокупности листов рессор при вероятности разрушения, определяемой по формуле Бенарда или Вейбулла при $m=1$ и N равному числу листов в рессоре.

На рис. 4 нанесены результаты стендовых испытаний рессор, состоящих из 11 листов. Прямая 1 построена по отказам хотя бы одного листа. Средняя кумулятивная частота отказа этого листа равна $1/(11+1) = 0,0834$ в генеральной совокупности листов. Таким образом, каждая точка прямой 1 представляет собой оценку долговечности листов при вероятности разрушения 8,3%. Лучшей оценкой этой долговечности будет, очевидно, долговечность, соответствующая 50% вероятности отказа. Опустив эту точку до уровня 8,34%, получим точку прямой генеральной совокупности листов, а проведя через нее линию (прямая 3), параллельную первой, получим функцию распределения

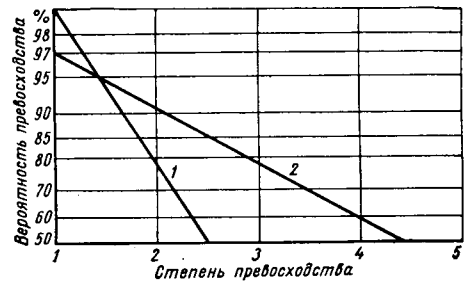


Рис. 3. Промежуточные отношения долговечностей на интерполяционной бумаге: 1 — 50% уровень вероятности отказа; 2 — 3% уровень вероятности отказа

долговечности листов рессор. Как видно, эта функция не существенно отличается от прямой 2, построенной с учетом приостановленных листов. Она лежит в пределах 95% доверительного интервала прямой 2. Использование метода «внезапный конец» позволяет сократить время испытаний до $1/3-1/4$ от времени, необходимого для разрушения всех образцов.

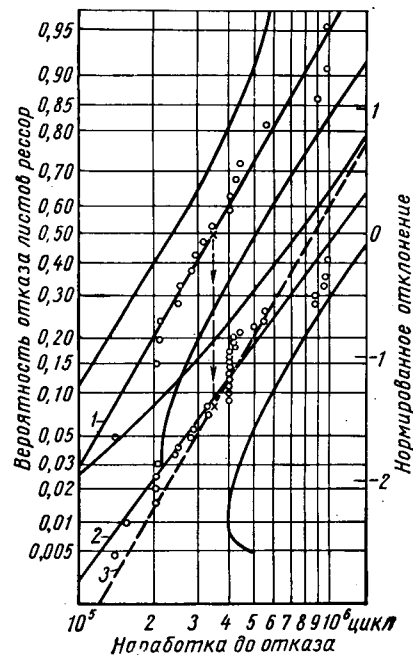


Рис. 4. Результаты стендовых испытаний рессор при постоянной амплитуде деформации:

- 1 — долговечность рессор; 2 — долговечность листов рессор, полученная с учетом приостановок; 3 — долговечность листов рессор, полученная методом «внезапный конец»

Следует иметь в виду, что параллельный перенос функции распределения не вносит принципиальной погрешности лишь для законов, обладающих свойством устойчивости формы распределения [2]. Логарифмически нормальное распределение не относится к их числу. Однако при числе отказов, которыми располагает экспериментатор, вносимая погрешность относительно невелика и приводит к несколько заниженной долговечности.

Наиболее эффективным методом с точки зрения экономии времени является последовательный анализ. Например, пусть имеется функция долговечности листов рессор на профилированной дороге (рис. 1). Требуется убедиться, что долговечность этих листов при 3% вероятности разрушения на ровной дороге ($x_{3\%}^p$) по крайней мере на 25% выше, чем на профилированной ($x_{3\%}^n$). Испытывая рессоры на ровной дороге, после каждой последовательной поломки необходимо дать один из трех ответов:

- 1) долговечность на ровной дороге в 1,25 раза выше;
- 2) долговечность на ровной дороге превышает долговечность на профилированной менее чем в 1,25 раза;
- 3) необходимы дополнительные данные, прежде чем делать вывод о степени воздействия дороги.

Прежде всего зададимся уровнями значимости. Пусть в случае действительно существующей долговечности $x_{3\%}^p$ допустим по крайней мере вероятность $(1-\beta)$ ее принятия. Кроме того, при действительно существующей долговечности $x_{3\%}^n$ допустим максимум вероятности α ее принятия. Здесь x обозначает наработку до отказа при 3% вероятности разрушения соответственно на профилированной n и ровной p булыжных дорогах.

Тогда условием принятия долговечности $x_{3\%}^p$ как действительно существующей будет

$$\frac{p_{1r}}{p_{0r}} > \frac{1-\beta}{\alpha},$$

где p_{1r} — вероятность принадлежности выборки объема r совокупности x^p ;

p_{0r} — то же для x^n .

Аналогично условием принятия долговечности $x_{3\%}^n$ как действительно существующей будет

$$\frac{p_{1r}}{p_{0r}} < \frac{\beta}{1-\alpha}.$$

Вероятность принадлежности выборки (x_1, x_2, \dots, x_r) совокупности x^p

$$p_{1r} = f(x_1, x_{3\%}^p) \cdot f(x_2, x_{3\%}^p) \cdot \dots \cdot f(x_r, x_{3\%}^p),$$

где $f(x, x_{3\%}^p)$ — функция плотности вероятности долговечности в совокупности x^p .

Вероятность принадлежности выборки (x_1, x_2, \dots, x_r) совокупности x^n

$$p_{0r} = f(x_1, x_{3\%}^n) \cdot f(x_2, x_{3\%}^n) \cdot \dots \cdot f(x_r, x_{3\%}^n).$$

В случае нормального распределения логарифма долговечности и в предположении равенства дисперсий, т. е. $a_n = a_p$ на обеих дорогах, условие принятия решения 1:

$$x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_r > \ln \frac{1-\beta}{\alpha} \cdot \frac{1}{a_n^2} \cdot \frac{1}{x_{3\%}^p - x_{3\%}^n} + \frac{r}{2} (x_{3\%}^p + x_{3\%}^n);$$

решения 2:

$$x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_r < -\ln \frac{\beta}{1-\alpha} \cdot \frac{1}{a_n^2} \times \times \frac{1}{x_{3\%}^p - x_{3\%}^n} + \frac{r}{2} (x_{3\%}^p + x_{3\%}^n).$$

Возвращаясь к рис. 1, допустим, что на ровной дороге первый отказ листа произошел при наработке

$$L_1 = 10,886 \text{ км, т. е. } x_1 = 4,037.$$

При $\alpha = \beta = 0,05$; $a_n = 2,94$; $x_{3\%}^p = 3,46$; $x_{3\%}^n = 4,07$ и $r=1$ имеем

$$4,037 > \ln 19 \cdot \frac{1}{2,94^2} \cdot \frac{1}{0,61} + \frac{7,53}{2} = 4,423.$$

Неравенство не выполняется

$$4,037 < -\ln 19 \cdot \frac{1}{2,94^2} \cdot \frac{1}{0,61} + \frac{7,53}{2} = 3,307.$$

Неравенство также не выполняется, следовательно, необходимо продолжить испытания. Пусть следующая поломка будет при наработке $L_2=12654$ км, т. е. $x_2=4,102$.

Условие принятия решения 1:

$$4,037 + 4,102 > 0,558 + \frac{2 \cdot 7,53}{2} = 8,088.$$

Неравенство выполнено. Таким образом, по двум отказам получен ответ, что с 95% вероятностью долговечность рессор на ровной булыжной дороге на 25% выше, чем на профилированной. Эти результаты не противоречат полученным выше.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шор Я. Б., Кузьмин Ф. И. Таблицы для анализа и контроля надежности. Изд-во «Советское радио», 1968.
2. Гумбель Э. Статистика экстремальных значений. Изд-во «Мир», 1965.
3. Смирнов Н. Е., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. Изд-во «Наука», 1965.
4. Johnson L. G. The Statistical Treatment of Fatigue Experiments. Elsevier, 1964.
5. Johnson L. G. Theory and Technique of Variation Research. Elsevier, 1964.

УДК 629.113.011.2:625.7.033.4.001.5

Формирование нагруженности рамы грузового автомобиля от воздействия неровной дороги

Д-р техн. наук Н. Н. ЯЦЕНКО

ЗАДАЧА теории формирования нагрузок на детали несущей системы автомобиля при движении по неровным дорогам состоит в том, чтобы найти математические описания связей между характеристиками переменных воздействий, прикладываемых к колесам, и характеристиками возникающих при этом в опасных сечениях напряжений [1—3]. Как и в любой динамической системе, переменные нагрузки или деформации несущей системы автомобиля связаны с механическими перемещениями его масс. Естественно поэтому базировать теорию формирования переменных напряжений в элементах конструкции несущей системы автомобиля на результатах исследования его колебаний. Поскольку воздействие дороги на автомобиль определяется случайными неровностями различ-

ного профиля, размеров и чередования, эксплуатационные напряжения удобно рассматривать как выход динамической системы, эквивалентной автомобилю, на вход которой подается случайное возмущение.

Характеристики микропрофиля различных типов дорог позволяют описывать формируемое ими воздействие на колеса автомобиля как случайную стационарную функцию с нормальным распределением. Пренебрегая отдельными случаями отрыва колес от поверхности дороги (что вполне оправдывается сравнительно небольшой долей такого режима в общей продолжительности эксплуатации грузовых автомобилей на нормальных скоростях с соблюдением условий устойчивости и безопасности движения), функция воздействия линейно

связывается с функцией микропрофиля дороги и скоростью движения автомобиля.

Характеризуя воздействие заданного микропрофиля дороги как случайную стационарную функцию энергетическим спектром, или, иначе, спектральной плотностью, реакцию динамической системы определяют тоже как случайную функцию и характеризуют ее своим энергетическим спектром. Связь между энергетическими спектрами входа и выхода системы выражается через ее передаточную функцию. Если иметь в виду возможность находить простые зависимости между перемещением основных масс автомобиля и деформацией или напряжением в сечениях упругих элементов конструкции, то математическое описание основной задачи теории формирования нагруженности несущей системы автомобиля от воздействия неровностей дороги можно выразить следующей формулой:

$$S_q(p) = |W(p)|^2 S_q(p), \quad (1)$$

где $S_q(p)$ — энергетический спектр возмущения;
 $S_q(p)$ — энергетический спектр напряжений в рассматриваемой детали;
 $|W(p)|$ — модуль передаточной функции колебательной системы, в динамике которой формируются приложенные к рассматриваемой детали усилия;
 p — угловая частота.

Таким образом, основное содержание теории формирования переменной нагруженности деталей автомобиля сводится к выбору структуры эквивалентных колебательных систем, изучению их параметров, отысканию возможных упрощений и определению передаточных функций этих систем от воздействия случайного микропрофиля поверхности дороги на колеса к напряжению в рассматриваемой детали.

Существенно важными при изучении формирования нагрузок на несущую систему грузового автомобиля в связи с его колебаниями является представление в эквивалентной системе поддрессоренной массы. Важность этого исходного представления определяется его непосредственной связью с нагруженностью наиболее ответственного несущего агрегата — рамы. Теория колебаний автомобиля строилась в предположении абсолютной жесткости рамы или корпуса. Как показали исследования, для грузовых автомобилей эта предпосылка допустима только в отношении изгиба рамы в вертикальной и горизонтальной плоскостях и совершенно недопустима в отношении продольного кручения. Например, у автомобиля типа ЗИЛ-157 угловая жесткость несущей системы составляет $120,6 \cdot 10^2$ кгм/рад, в то время как у передней подвески $60,4 \cdot 10^2$, а задней — $167,7 \cdot 10^2$ кгм/рад, примерно такое же соотношение жесткостей у автомобилей ГАЗ-66, ГАЗ-53А и других моделей.

Из этого следует, что поддрессоренная часть грузовых автомобилей должна рассматриваться как элемент упругий при кручении.

Изучение крутильных колебаний несущей системы показало также наличие в ней демпфирующих неупругих сил.

Деформация в различных зонах рамы грузового автомобиля существенно зависит от структуры несущей системы, включающей жестко смонтированные на ней агрегаты.

С учетом крутильной податливости рамы эквивалентная колебательная система ходовой части значительно усложняется. Однако данные о местных ужесточениях рамы и картина распределения податливости по зонам позволяют искать упрощения, представляя поддрессоренную часть грузового автомобиля как две условно недеформируемые массы, сосредоточенные над передней и задней подвесками и связанные упругим (при их относительных поперечных перемещениях) элементом. Учитывая упругие связи, демпфирование и инерционные свойства агрегатов ходовой части, основную эквивалентную грузовому автомобилю колебательную систему можно представить в виде, схематически показанном на рис. 1.

Уравнения движения ее даются двумя совокупными группами (2) и (2а), где принятые обозначения поясняются схемой (рис. 1). Из этих уравнений вытекает вывод о характере колебаний системы в зависимости от сочетания законов изменения ординат поверхности дороги q_n под правыми и q_n левыми колесами. Если текущие значения высоты неровностей под правыми и левыми колесами одинаковы, то возникают колебания системы только в продольной плоскости. Эти колебания описываются уравнениями:

$$M \frac{b^2 + p_y^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_1 + M \frac{ab - p_y^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_2 + 2 \eta_1 \dot{z}_1 - 2 \eta_1 \dot{\xi}_1 + 2 c_{p1} z_1 - 2 c_{p1} \xi_1 = 0;$$

$$m_1 \ddot{\xi}_1 + 2 \eta_1 \dot{\xi}_1 + 2 c_{p1} \xi_1 + 2 c_{ш1} \xi_1 - 2 \eta_1 \dot{z}_1 - 2 c_{p1} z_1 = c_{ш1} (q_{1л} + q_{1п});$$

$$M \frac{a^2 + p_y^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_2 + M \frac{ab - p_y^2}{(a+b)^2} \ddot{z}_1 + 2 \eta_2 \dot{z}_2 - 2 \eta_2 \dot{\xi}_2 + 2 c_{p2} z_2 - 2 c_{p2} \xi_2 = 0; \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{\xi}_2 + 2 \eta_2 \dot{\xi}_2 + 2 c_{p2} \xi_2 + 2 c_{ш2} \xi_2 - 2 \eta_2 \dot{z}_2 - 2 c_{p2} z_2 = c_{ш2} (q_{2л} + q_{2п}).$$

Если изменения ординат поверхности дороги под правыми и левыми колесами при движении автомобиля находятся в противофазе, то возникают только поперечные колебания масс, описываемые уравнениями:

$$M_1 \rho_{x1}^2 \ddot{\beta}_1 + 2 \eta_1 d_{a1}^2 (\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_{m1}) + 2 (c_{p1} d_{p1}^2 + c'_{p1}) (\beta_1 - \beta_{m1}) + \eta_{к1} (\beta_1 - \beta_2) + c_{к1} (\beta_1 - \beta_2) = 0;$$

$$m_1 \rho_{m1}^2 \ddot{\beta}_{m1} - 2 \eta_1 d_{a1}^2 (\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_{m1}) - 2 (c_{p1} d_{p1}^2 + c'_{p1}) \times (\beta_1 - \beta_{m1}) + 2 c_{ш1} d_{к1}^2 \beta_{m1} = c_{ш1} d_{к1} (q_{1л} - q_{1п});$$

$$M_2 \rho_{x2}^2 \ddot{\beta}_2 + 2 \eta_2 d_{a2}^2 (\dot{\beta}_2 - \dot{\beta}_{m2}) + 2 (c_{p2} d_{p2}^2 + c'_{p2}) \times (\beta_2 - \beta_{m2}) - \eta_{к2} (\beta_1 - \beta_2) - c_{к2} (\beta_1 - \beta_2) = 0; \quad (2a)$$

$$m_2 \rho_{m2}^2 \ddot{\beta}_{m2} - 2 \eta_2 d_{a2}^2 (\dot{\beta}_2 - \dot{\beta}_{m2}) - 2 (c_{p2} d_{p2}^2 + c'_{p2}) \times (\beta_2 - \beta_{m2}) + c_{ш2} d_{к2}^2 \beta_{m2} = c_{ш2} d_{к2} (q_{2л} - q_{2п}).$$

В общем случае, когда изменения ординат микропрофиля дороги под правыми и левыми колесами произвольны, возникают колебания и в вертикальной и в поперечных плоскостях, но рассматривать их можно независимо друг от друга, так как первая и вторая группы дифференциальных уравнений (2)

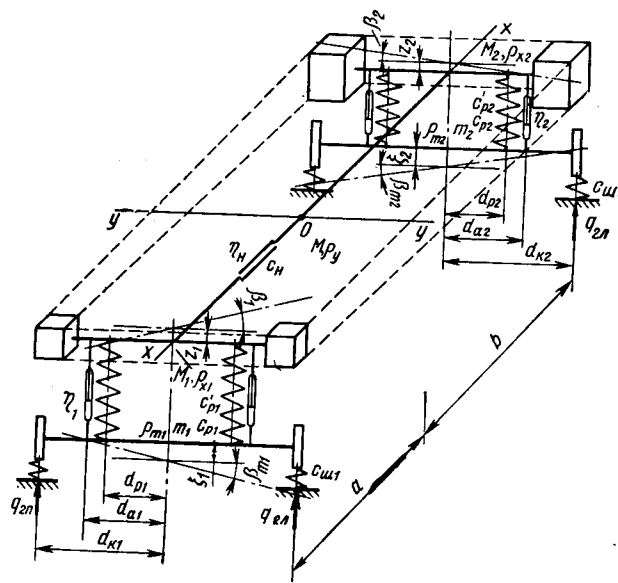


Рис. 1. Эквивалентная колебательная система ходовой части автомобиля

взаимно независимы. Такое представление весьма важно с методической точки зрения, так как позволяет проводить исследование динамических характеристик автомобиля как колебательной системы с помощью барабанного стенда с синусоидальными неровностями отдельно при симметричном их воздействии на правые и левые колеса и при смещенном на половину длины волны несимметричном воздействии.

Дальнейшие упрощения вносятся в рассматриваемую систему на основании экспериментальных наблюдений. В частности колебания передней и задней частей грузовых автомобилей в вертикальной плоскости слабо связаны. Это дает возможность в последующем для описания нагруженности отдельных деталей использовать известные двухмассовые несвязанные

системы. Уравнения движения их получаются из уравнений (2) исключением членов инерционной взаимосвязи.

Упругость рессор при прогибе, радиальная упругость шин и неупругое сопротивление в подвеске определены для грузовых автомобилей различных весовых категорий в работе [4]. Изучение экспериментальных материалов показало возможность линеаризации этих характеристик в зонах, не слишком удаленных от статической наагрузки, без больших погрешностей.

Силы неупругого сопротивления в подвеске анализировались по наблюдениям свободных колебаний и могут удовлетворительно оцениваться суммарным коэффициентом демпфирования, пропорционального скорости относительных перемещений масс.

Наиболее трудно доступным для численной оценки до настоящего времени считалось определение моментов инерции поддресоренной массы автомобиля относительно продольной оси. Тем более сложно установить распределение поперечного момента инерции поддресоренной массы над передней и задней подвесками. С помощью специально разработанного стенда для кручения несущих систем с мгновенным снятием прикладываемого момента удалось определить эти величины, анализируя свободные крутильные колебания передней и задней поддресоренных частей автомобиля. На этом же устройстве определены угловые жесткости несущих систем. Существенно важным при этом являлось естественное приложение нагружающего усилия через рессоры и состояние несущей системы, соответствовавшее эксплуатационным условиям. Анализ свободных поперечных колебаний на этом стенде при различных начальных условиях показал допустимость предположения о пропорциональности сил неупругого сопротивления в несущей системе первой степени скорости относительных перемещений, приведенных к передней и задней подвескам крутильных масс. На специальном многонитевом подвесе определялись также поперечные моменты инерции иподдресоренных масс мостов в сборе с колесами [5]. В связи с тем, что при поперечных колебаниях углы перекося мостов относительно рамы у грузовых автомобилей могут достигать значений до 12°, введено в рассмотрение продольное кручение рессор. Жесткость рессор при продольном кручении c_p , изучалась по экспериментальным характеристикам упругости, полученным на специально разработанном устройстве.

Эти экспериментальные исследования показали практические возможности лабораторного определения всех необходимых для расчета колебаний эквивалентной системы параметров и возможности их линеаризации.

В связи с тем, что задняя балансирная подвеска трехосных грузовых автомобилей существенно сглаживает воздействия дороги, изучено ее поведение на различных неровностях. Результаты теоретического и экспериментального исследований показали, что перемещение поддресоренной массы над балансирной подвеской в сравнении с подвеской одного моста при тех же параметрах снижается на 30—40%. Установлена область скоростей движения, в которой проявляется это снижение. Для грузовых автомобилей типа ЗИЛ-157, «Урал-375», КрАЗ-214 она составляет 8—45 км/ч. Это позволило в дальнейшем при определении передаточных функций по входу воздействия на задние колеса трехосных автомобилей использовать упрощенную схему поддресоривания, исключая неподдресоренные массы и жесткость шин, полагая само возмущение сниженным на 30—40% от расчетного по составу микропрофиля.

Нагруженность рамы при симметричном воздействии рассматривается в предположении, что возникающие местные напряжения пропорциональны сосредоточенным силам, относительные колебания отдельных частей рамы и устанавливаемых на ней агрегатов отсутствуют, а основные силы, действующие на раму, сосредоточены в местах крепления рессор и тяжелых агрегатов.

Передаточная функция, характеризующая, например, формирование местного напряжения в лонжеронах рамы в зонах установки кронштейнов рессор, определяется с допущением линейной связи между прогибом рессоры, усилием, приложенным в кронштейне рессоры, и напряжением в этом месте рамы, т. е.

$$\sigma_p = \Delta_p f_{\partial}$$

(f_{∂} — динамический прогиб рессоры; Δ_p — коэффициент пропорциональности).

Необходимая передаточная функция рассматриваемой подвески по выходу в виде динамического прогиба рессор отыски-

вается для двухмассовой системы из, например, первой пары уравнений (2) без членов связи с остальными. Для этого уравнения движения преобразуются по Лапласу и полученная система алгебраических уравнений в изображениях, являющихся функциями комплексной переменной $s = ip - \nu$, разрешается относительно разности изображений перемещения поддресоренных и неподдресоренных масс, деленной на изображенное возмущение:

$$W_f(s) = \omega^2 \times \frac{s^2}{(s^2 + 2ks + \Omega^2) \left[\left(s^2 + \frac{2k}{\mu} s + \frac{\Omega^2}{\mu} + \omega^2 \right) \left(\frac{2k}{\mu} s + \frac{\Omega^2}{\omega} \right) (2ks + \Omega^2) \right]}, \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} k &= \frac{\eta_1}{M_1}; \\ \Omega^2 &= \frac{2c_{p1}}{M_1}; \\ \omega^2 &= \frac{2c_{ш1}}{m_1}; \\ \mu &= \frac{m_1}{M_1}; \\ M_1 &= M \frac{b^2 + \rho_y^2}{(a+b)^2}. \end{aligned}$$

Имея в виду, что все переменные дифференциальных уравнений движения (2) являются функциями с ограниченными пределами и темпом нарастания, а рассматриваемая система устойчива, можно считать $\nu = 0$ и передаточную функцию выразить в зависимости от действительной частоты с помощью подстановки $s = ip$. Тогда после замены переменных уравнение (3) запишется так:

$$W_f(ip) = \omega^2 \frac{p^2}{p^4 - b_2 p^2 + b_4 - i(b_1 p^3 + b_3 p)},$$

где

$$\begin{aligned} b_1 &= 2k \left(1 + \frac{1}{\mu} \right); \\ b_2 &= \Omega^2 \left(1 + \frac{1}{\mu} \right) + \omega^2; \\ b_3 &= 2k \omega^2; \\ b_4 &= \Omega^2 \omega^2. \end{aligned}$$

Квадрат модуля этой передаточной функции подсчитывается по общим правилам действий над комплексными числами:

$$|W_f(ip)|^2 = \omega^4 \frac{p^4}{p^8 + N_1 p^6 + N_2 p^4 + N_3 p^2 + N_4}, \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} N_1 &= b_1^2 - 2b_2; \\ N_2 &= b_2^2 - 2b_4 - 2b_1 b_3; \\ N_3 &= b_3^2 - 2b_2 b_4; \\ N_4 &= b_4. \end{aligned}$$

В соответствии с основным соотношением (1) энергетический спектр динамического прогиба рессор при заданном энергетическом спектре воздействия выбранного типа дороги и скорости движения определится в виде

$$S_f(p) = |W_f(ip)|^2 S_q(p).$$

Учитывая, что искомым процесс изменения напряжения в лонжероне можно представить как действие на случайную стационарную функцию, выражающую динамический прогиб рессоры, оператора в виде постоянного коэффициента пропор-

циональности, энергетический спектр этого напряжения представляем в виде

$$S_{\sigma_p}(p) = \Delta_p^2 |W_f(t p)|^2 S_q(p). \quad (5)$$

Переменное напряжение в раме от инерционных перегрузок в зонах крепления тяжелых агрегатов рассматривается пропорциональным ускорению центра тяжести выбранного агрегата в совместном с рамой движении. Вертикальные ускорения центра тяжести любого тяжелого агрегата можно найти по заданному расположению его на раме, а следовательно, можно найти и сосредоточенную динамическую перегрузку в месте его сочленения с рамой, пренебрегая упругостью крепления. Исходя из несвязности колебаний передней и задней частей грузовых автомобилей, ускорение центра тяжести выбранного агрегата можно определить двумя составляющими ускорений \ddot{z}_1 и \ddot{z}_2 , раздельно формируемыми при колебаниях каждой подвески. Если обозначить массу рассматриваемого агрегата M_a и положение его центра тяжести вдоль продольной оси x_a , пренебрегая вертикальными смещениями относительно центральной продольной оси поддрессоренной массы, то динамическая перегрузка на раму в местах крепления от колебаний над передней и задней подвесками определяется как

$$D_{a1} = M_a \frac{L_a - x_a}{L_a} \ddot{z}_1, \quad (6)$$

$$D_{a2} = M_a \frac{x_a}{L_a} \ddot{z}_2,$$

где L_a — база автомобиля.

При случайном воздействии на колеса со стороны дороги статистические характеристики ускорений определяются согласно уравнению (1) через передаточные функции, которые подсчитываются по выходу в виде ускорений для тех же уравнений (2). Действуя точно так же, как это было показано для прогиба рессоры, квадраты модулей передаточных функций передней и задней подвесок по этим выходам можно выразить через коэффициенты уравнений движения:

$$|W_{\ddot{z}}(t p)|^2 = \omega^4 \frac{K_1 p^6 + K_2 p^4}{p^8 + N_1 p^6 + N_2 p^4 + N_3 p^2 + N_4},$$

где

$$K_1 = 4k_{1,2};$$

$$K_2 = Q_{1,2}^2.$$

Коэффициенты знаменателя те же, что и в уравнении (4). Если энергетический спектр воздействия выбранных типа дороги и скорости движения задан, то энергетические спектры составляющих динамической перегрузки от колебаний над передней и задней подвесками выражаются через передаточные функции и линейные коэффициенты из уравнений (6):

$$S_{D1}(p) = M_a^2 \left(\frac{L - x_a}{L} \right)^2 |W_{\ddot{z}_1}(t p)|^2 S_q(p);$$

$$S_{D2}(p) = M_a^2 \left(\frac{x_a}{L} \right)^2 |W_{\ddot{z}_2}(t p)|^2 S_q(p).$$

Полагая, например, что случайные функции, выражающие динамические перегрузки, как реакции линейных систем передней и задней подвески на случайное стационарное воздействие дороги, взаимно некоррелированы, энергетический спектр их суммы выражаем суммой энергетических спектров составляющих

$$S_D(p) = S_{D1}(p) + S_{D2}(p).$$

Если связь между местными напряжением и сосредоточенной нагрузкой в месте крепления рассматриваемого агрегата линейна и может быть выражена через постоянный коэффициент Δ_M , то искомый энергетический спектр напряжений определяется в виде

$$S_M(p) = \Delta_M^2 S_D(p).$$

Во многих конкретных случаях, представляющих практический интерес, для определения перегрузок, действующих на раму, нет необходимости совместно учитывать ускорения поддрессоренной массы и над передней, и над задней подвесками. Агрегаты, наиболее интенсивно нагружающие раму, распо-

жены обычно так, что центры тяжести их оказываются вблизи вертикальной плоскости подвески (двигатель, кабина над двигателем и др. — у передней подвески; кузов, груз в кузове, вертикальная нагрузка на крюке и др. — у задней подвески). У трехосных автомобилей опасное увеличение высокочастотных инерционных нагрузок на раму наблюдается главным образом в связи с колебаниями передней части в силу сглаживающего влияния балансирной конструкции задней подвески. Поэтому для описания инерционных перегрузок рамы от смонтированных на ней агрегатов достаточно определить передаточную функцию подвески одного моста. Расчетное определение связи напряжений в отдельных сечениях рамы и действующих на нее сил ввиду сложности взаимодействия элементов конструкции, сложной конфигурации их, многочисленных концентраторов напряжений является самостоятельной задачей, которая выходит за пределы настоящей работы. Однако, как показывают статические испытания [6], связь эта по крайней мере в зонах, где наблюдаются эксплуатационные повреждения рамы, весьма близка к линейной. Чтобы проверить допустимость такого соотношения при динамическом нагружении, были проведены специальные испытания на барабанном стенде с синусоидальными неровностями¹. Развивающиеся в раме при установившихся вынужденных колебаниях автомобиля напряжения фиксировались на всех частотах, в диапазоне практически встречающихся частот возмущающего воздействия дорог. При этом колебания напряжений носят отчетливо выраженный синусоидальный характер с амплитудами, изменяющимися в зависимости от частоты. Одновременно с напряжением фиксировались и изменения выходных показателей колебаний системы, которые определяют, согласно изложенному выше, формирование сосредоточенной силы вблизи рассматриваемой зоны рамы. На рис. 2, а показаны результаты такого

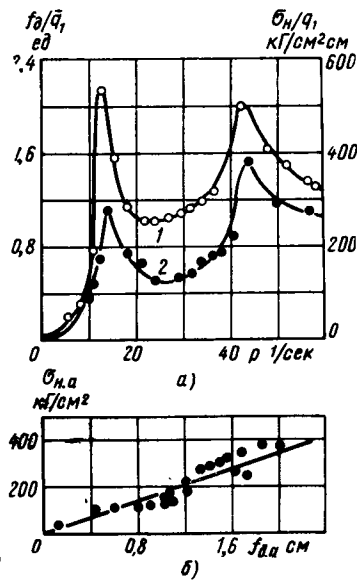


Рис. 2. Сравнение амплитудных частотных характеристик динамического прогиба рессоры (кривая 1) и напряжения σ_n в лонжероне рамы и заднего кронштейна рессоры (кривая 2) автомобиля ЗИЛ-157 при симметричном воздействии на колеса переднего моста: а — в общем виде; б — по амплитудам

эксперимента для автомобиля ЗИЛ-157 в виде амплитудных частотных характеристик прогиба рессоры и напряжения в раме, в зоне появившихся при эксплуатации усталостных трещин у заднего кронштейна левой рессоры. Из графика (рис. 2, б) видно, что амплитуды напряжения и прогиба рессоры связаны линейно в широком диапазоне частот колебаний автомобиля, возникающих от воздействия дороги. Схожая с этим картина наблюдается и при сопоставлении амплитуд ускорений поддрессоренной массы автомобиля с амплитудами местных напряжений в раме в зонах крепления тяжелых агрегатов. На рис. 3, а показаны амплитудные частотные характеристики этих величин, полученные на автомобиле «Урал-375». Напряжения при этом измерялись в зоне эксплуатационных усталостных повреждений первой поперечной рамы, на которую опирается своими кронштейнами двигатель. Как видно из рис. 3, б, и в этом случае амплитуды действительно опасных напряжений и вызывающих их ускорений поддрессоренной массы укладываются в пределы приблизительно прямой пропорциональности.

Подобные экспериментальные исследования подтверждают, что при колебаниях автомобиля от симметричного воздействия на колеса вполне допустимо считать напряжения в зонах уста-

¹ Описываемые эксперименты проведены совместно с канд. техн. наук Л. А. Жоговым и П. И. Митяниным.

лостных повреждений рамы пропорциональными сосредоточенным силам от инерционных перегрузок или от взаимодействия с элементами поддрессирования.

Переменные напряжения в раме при несимметричном воздействии определяются угловыми деформациями несущей системы или ее крутильными поперечными колебаниями.

Вычисление передаточной функции по этому выходу для системы уравнений (2а) с учетом смещения воздействия на задние колеса, определяемого скоростью движения и базой автомобиля, громоздко. Анализ системы подсказывает возможные упрощения для грузовых автомобилей.

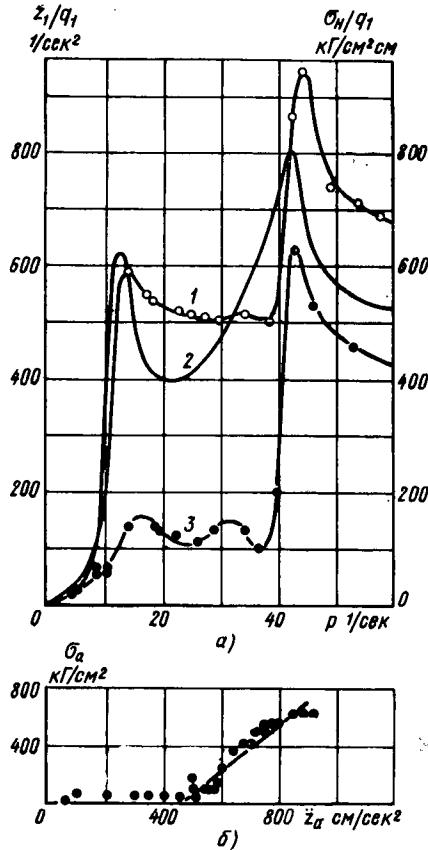


Рис. 3. Сравнение амплитудных частотных характеристик ускорений поддрессоренной массы над передней подвеской (кривая 1 — экспериментальное определение, кривая 2 — по расчету) и напряжений в первой поперечине рамы (кривая 3) автомобиля «Урал-375» при симметричном воздействии на колеса переднего моста: а — в общем виде; б — по амплитудам

Рассматривая передаточные функции выхода в виде угловой деформации рамы отдельно от воздействия на передние и задние колеса, можно установить их большое различие практически на всех частотах. В частности, для автомобилей ЗИЛ-157 и «Урал-375» модули передаточных функций от возмущения, приложенного к задним колесам (с учетом снижения воздействия балансирной подвеской, меньше модулей передаточных функций от возмущения, приложенного к передним колесам, на низких частотах в 5—10 раз, на высоких — в 10—20 раз и более. Физически это объясняется тем, что передняя часть автомобиля активно резонирует на возмущение дороги под передними колесами, но благодаря угловой податливости рамы не вызывает значительных поперечных перемещений задней части, в особенности на высоких частотах. Наоборот, при раскачивании задней части автомобиля, слабо резонирующей на высокочастотные возмущения под задними колесами, передняя поддрессоренная часть его лишь увлекается рамой в эти перемещения. Такая физическая картина поперечных колебаний объясняется прежде всего соотношениями инерционных масс. Поперечный момент инерции задней части грузовых автомобилей значительно больше, чем передней.

В то же время поперечные моменты инерции передней поддрессоренной массы и переднего моста близки по абсолютным значениям.

На осциллограммах, полученных при экспериментальных исследованиях на барабанном стенде, не удалось обнаружить заметных фазовых сдвигов. Поэтому об относительных перемещениях поддрессоренных масс можно судить по соотношению амплитуд на любой частоте. Как это видно на рис. 4 и 5, при воздействии на задние колеса небольшие относительные перемещения можно обнаружить лишь в зоне частот, отвечающих парциальной частоте поперечных колебаний передней поддрессоренной массы. В то же время при воздействии на передние колеса относительные перемещения намного больше, в особенности на высоких частотах. Эти результаты показывают, что кручение рамы на длинных неровностях или при невысокой скорости движения, когда основное содержание возмущения — низкочастотное, определяется с влиянием воздействия на задние колеса. При увеличении скорости движения или уменьшении длины неровностей воздействие дороги на задние колеса резко снижается при формировании крутильных деформаций рамы.

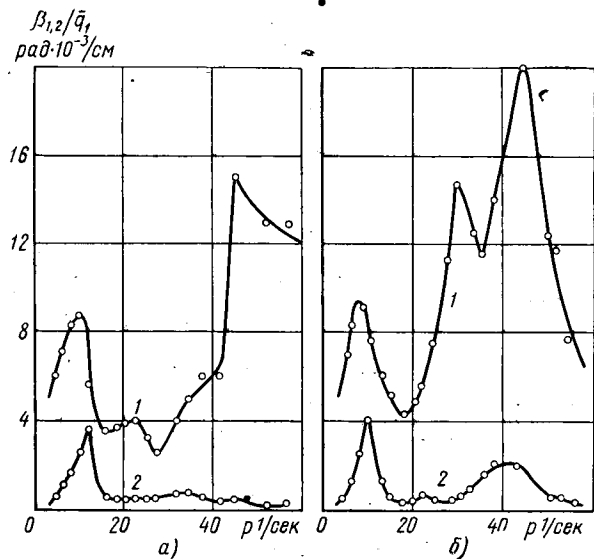


Рис. 4. Амплитудные частотные характеристики поперечных колебаний передней (кривая 1) и задней (кривая 2) поддрессоренных масс при несимметричном воздействии на передние колеса: а — автомобиль ЗИЛ-157; б — автомобиль «Урал-375»

Нарастание деформаций в области высокочастотных воздействий является особенно опасным с точки зрения устойчивости прочности рамы, так как при этом повышается темп накопления усталостных повреждений.

На основании сказанного передаточную функцию кручения можно вычислять только по одному входу: воздействию на передние колеса. Кроме того, учитывая высокую жесткость двойных шин задних колес грузовых автомобилей в сравнении с жесткостью рессор и малую неподдрессоренную массу в сравнении с соответствующей поддрессоренной, описание поперечных колебаний задней части автомобиля можно ограничить уравнением движения поддрессоренной массы только на рессорах подвески с демпфированием. Тогда поперечные колебания системы, эквивалентной грузовому автомобилю, можно описать не четырьмя уравнениями (2а), а тремя:

$$\ddot{\beta}_1 + \alpha_{11}(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_{m1}) + \alpha_{12}(\beta_1 - \beta_{m1}) + \alpha_{13}(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2) + \alpha_{14}(\beta_1 - \beta_2) = 0;$$

$$\ddot{\beta}_{m1} - \alpha_{21}(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_{m1}) - \alpha_{22}(\beta_1 - \beta_{m1}) + \alpha_{23}\beta_{m1} = \alpha_{24}(q_{1a} - q_{1n}); \quad (7)$$

$$\ddot{\beta}_2 + \alpha_{31}\dot{\beta}_2 + \alpha_{32}\beta_2 - \alpha_{33}(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2) - \alpha_{34}(\beta_1 - \beta_2) = 0,$$

где значения α_i легко подсчитываются по соответствующим коэффициентам первых двух уравнений системы (2а), а значе-

ния α' определяются согласно оговоренным выше упрощениям в виде

$$\alpha'_{31} = \frac{2\eta_2}{M_2} \cdot \frac{d^2_{p2}}{\rho_{x_2}^2};$$

$$\alpha'_{32} = \frac{2(c_{p2} d^2_{p2} + c'_{p2})}{M_2 \rho_{x_2}^2}.$$

Аналитическое выражение квадрата модуля передаточной функции от поперечного воздействия на колеса к деформации кручения рамы получается из уравнений (7) обычными приемами в виде

$$|W_{\beta}(i p)|^2 = \alpha_{11} \alpha_{24} \frac{p^8 + R_1 p^4 + \dots + R_8}{p^{12} + T_1 p^{10} + \dots + T_8}, \quad (8)$$

где все коэффициенты R и T выражаются через колебательные параметры автомобиля. Расчет этой функции осуществим с помощью счетных устройств.

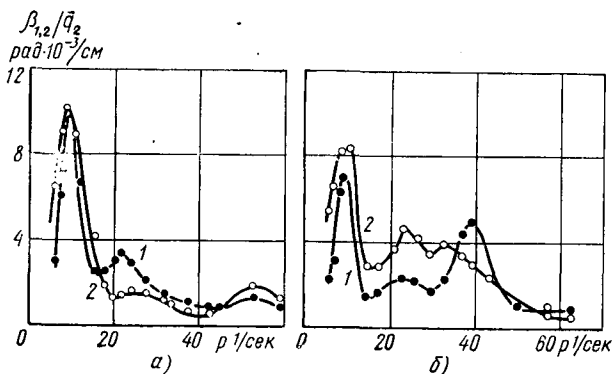


Рис. 5. Амплитудные частотные характеристики поперечных колебаний передней (кривая 1) и задней (кривая 2) поддресоренных масс при несимметричном воздействии на задние колеса:

а — автомобиль ЗИЛ-157; б — автомобиль «Урал-375»

Практический вывод из этих исследований состоит в том, что передаточную функцию между воздействием на колеса и напряжениями в раме от кручения несущей системы можно характеризовать, ограничиваясь только несимметричным воздействием на передние колеса с помощью барабанного стенда и смонтированных на нем синусоидальных неровностей, смещенных на левом и правом барабанах на половину длины. Полученная при таких испытаниях на стенде амплитудная частотная характеристика угловых колебаний или угловых деформаций рамы численно равна модулю передаточной функции.

Лабораторные исследования при статическом кручении [6] показывают, что практически во всех зонах усталостной поврежденности лонжеронов и поперечин рам грузовых автомобилей связь между напряжением и углом кручения несущей системы почти линейна. Это подтверждается при динамических воздействиях на барабанном стенде.

Следовательно, во многих случаях можно определять спектральную плотность напряжений в раме в виде

$$S_{\sigma_{\mu}}(p) = \Delta_{\mu}^2 |W_{\beta}(i p)|^2 S_{\bar{q}}(p), \quad (9)$$

где Δ_{μ} — коэффициенты пропорциональности относительных перемещений поддресоренных масс над передней и задней подвесками и напряжений в рассматриваемых зонах рамы, определенные на стенде при статических испытаниях;

$S_{\bar{q}}(p)$ — спектральная плотность или энергетический спектр превышений микропрофиля дороги по следу левого и правого колес (или наоборот) вдоль колеи.

Связи деформации при кручении и напряжений в раме не поддаются простому определению для всего многообразия конструкций и претерпевают изменения в процессе эксплуатации из-за разбалтывания крепления, состояния зацепочных соединений и т. д. Поэтому наиболее надежным способом получения передаточной функции от воздействия на колеса к напряжениям в рассматриваемых сечениях рамы является

непосредственное измерение местных напряжений при испытаниях на барабанном стенде.

Второй множитель в правой части соотношения (9) при расчете нагруженности рамы от кручения представляет собой спектральную плотность не ординат микропрофиля, а их разности в поперечном сечении дороги, отсчитываемой при продвижении вдоль ее оси. Такие измерения микропрофиля автомобильных дорог только начинают проводиться. На рис. 6 показана спектральная плотность поперечных превышений ординат одного типа грунтовой дороги, укрепленной щебенкой. Эти измерения проведены с помощью профилографа, описанного в работе [7], на котором Ю. Б. Виноградовым установлена подвижная тележка с двумя параллельными шупами, концы которых следуют одновременно по следу левого и правого колес вдоль колеи, в данном случае соответствующей автомобилю «Урал-375», а пропорциональные электрические сигналы алгебраически складываются и записываются осциллографом. Обработка полученной им записи показывает, например, что кривая нормированной спектральной плотности для $v_a = 20$ км/ч, $D_{\bar{q}} = 27,6$ см² удовлетворительно аппроксимируется выражением

$$S_{\bar{q}} = 0,415 \left[\frac{p^2 + 1,92}{p^4 + 2,91 p^2 + 3,72} + 0,3 \left(\frac{p^2 + 47,02}{p^4 - 87,3 p^2 + 2210} - \frac{p^2 + 79,12}{p^4 - 151,5 p^2 + 6250} \right) \right].$$

Подстановка его в выражение (1) при известной передаточной функции или амплитудной частотной характеристике системы дает возможность вычислить энергетический спектр напряжений в выбранной зоне рамы от поперечных воздействий дороги. Характеристика динамической нагруженности несущей системы автомобиля спектральной плотностью или энергетическим спектром напряжений в отдельных сечениях при нормальном характере распределения напряжений, что при движении по дорогам подтверждается многими экспериментами, весьма содержательна. По этой характеристике можно определить вероятность появления напряжений, не превышающих заданного уровня, максимальные практически возможные напряжения, вероятность появления заданного напряжения на данной дороге. Большой интерес представляет оценка долговечности рамы по спектральной плотности напряжений, поскольку амортизационный срок этого агрегата определяется в основном срок службы автомобиля.

Накопленные к настоящему моменту сведения дают основу для расчета циклической прочности рам не только по экспериментально определяемому каждый раз на конкретных дорогах распределении циклов напряжения, но и по общей характеристике случайного процесса изменения напряжения — его спектральной плотности, которая, как показано выше, может вычисляться по данным более простых лабораторных испытаний автомобиля. При определенных допущениях это создает возможность и прогнозировать в первом приближении долговечность рамы при конструировании, учитывая колебательные параметры проектируемого автомобиля. Важное для практики применение находит спектральная плотность напряжений при оценке сравнительной долговечности, в особенности применительно к решению проблемы нормирования форсированных испытаний несущих элементов грузовых автомобилей на специальных дорогах автополигонов. Процесс изменения напряжения в выбранном сечении рамы рассматривается как случайный стационарный с нормальным распределением. Это следует из такого же представления о воздействии микропрофиля дороги и динамической неизменяемости эквивалентной авто-

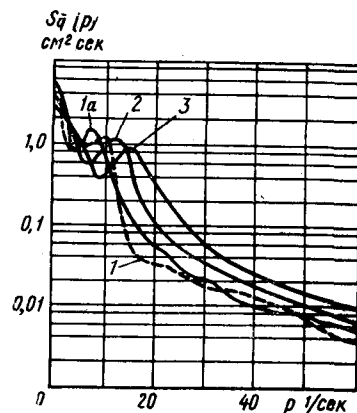


Рис. 6. Спектральная плотность превышений ординат микропрофиля грунтовой дороги по колее автомобиля «Урал-375»:

1 — обработка масштабной записи на корреляторе ($v_a = 20$ км/ч); 1а — аппроксимация (скорость та же); 2 — $v_a = 30$ км/ч; 3 — $v_a = 40$ км/ч

мобилью колебательной системы, в движении которой формируются нагрузки на раму. При некоторой идеализации процесса, не выходящей за рамки обычно принимаемых в расчетах усталостной прочности нестационарно нагруженных деталей допущений, определяется число выбросов напряжения за различные уровни в единицу времени. Эти уровни выбираются на равных интервалах от минимального до максимального напряжений, подлежащих учету. Разность числа выбросов за соседние уровни определяет вероятное число экстремумов напряжения в выбранном интервале. Для центрированных процессов с высоким перемешиванием, каковыми в большинстве случаев и являются случайные процессы изменения напряжений, эти числа почти точно соответствуют величинам максимумов, попадающих в рассматриваемый интервал. Максимумы приравниваются амплитудам симметричных циклов. Согласно какой-либо гипотезе суммирования циклов напряжения с амплитудами в выбранных интервалах (например, наиболее распространенной, линейной гипотезе Пальмгрена) при выбранном из опыта показателе наклона левой ветви кривой усталости рассчитывается показатель темпа накопления в единицу времени усталостного повреждения на данной дороге и скорости движения. Формула для расчета сопоставимого показателя накопления усталостных повреждений в материале $F_{1,2}$ приведена в работе [8].

Входящие в него дисперсии напряжений и скоростей его изменения определяются планиметрированием графиков спектральной плотности самого процесса в виде

$$D_{\sigma} = \int_0^{\infty} S_{\sigma}(p) dp,$$

$$D_{\sigma v} = \int_0^{\infty} p^2 S_{\sigma}(p) dp.$$

Сопоставление показателей F для разных дорог и скоростей движения дает коэффициенты эквивалентности пробегов, которые и являются основой нормирования форсированных испытаний рам автомобилей на специальных дорогах автополигонов.

Как это вытекает из уравнений движения эквивалентной автомобилю колебательной системы, нагрузки и переменные напряжения в каком-либо сечении несущей системы формируются отдельно от симметричного и несимметричного воздействия дороги. Спектральные плотности обеих этих составляющих по отдельности могут быть рассчитаны. Но в общем случае отдельные циклы их конкретных реализаций могут быть смещены друг относительно друга. Пока что не вполне ясно, каким образом суммируются спектральные плотности составляющих случайных процессов напряжения от вертикальных и поперечных колебаний, если они определяются порознь.

Однако данные лабораторных экспериментов как при статическом кручении несущей системы автомобилей, так и на барабанном стенде позволяют на рамах обычной конструкции выделить те зоны эксплуатационной повреждаемости, где прева-

лируют напряжения либо от кручения, либо от вертикальной перегрузки. Для таких зон с явно выраженным видом формирования напряжений можно в качестве спектральной плотности результирующего напряжения использовать спектральную плотность, отвечающую либо симметричному, либо несимметричному воздействию на колеса. Результат расчета долговечности в рассматриваемом сечении по спектральной плотности, очевидно, будет несколько завышен. Степень завышения определяется интенсивностью реакции колебательной системы по напряжению в данном сечении на отбрасываемое воздействие. Для приближенной оценки возможности исключения из рассмотрения того или другого воздействия можно использовать амплитудные частотные характеристики напряжения от симметричного и несимметричного воздействия, снятые на барабанном стенде с синусоидальными неровностями. Кроме того, можно предположить, что случайные процессы изменения напряжения в данном сечении от симметричного и несимметричного воздействия взаимно не коррелированы и считать спектральную плотность их суммы как сумму спектральных плотностей составляющих. В пользу такого решения для сечений, где по амплитудным частотным характеристикам видна достаточно активная реакция как на симметричное, так и на несимметричное воздействие, говорит также близость наиболее опасных с точки зрения накопления усталостных повреждений резонансных частот продольно-вертикальных и поперечно-угловых колебаний поддресоренных масс грузовых автомобилей. Однако долговечность в рассматриваемом сечении, рассчитанная по такой спектральной плотности суммарного напряжения, очевидно, будет несколько занижена.

Решение задачи о суммировании спектральных плотностей или энергетических спектров случайных напряжений в сечениях несущей рамы или корпуса, позволяющее более точно рассчитывать характеристики суммарного напряжения, а следовательно, и долговечность их, возможно искать в определении взаимных корреляционных функций симметричных и несимметричных воздействий дороги на колеса автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гельфгат Д. В., Ошиоков В. А. Рамы грузовых автомобилей. Машгиз, 1959.
2. Проскураков В. Б. «Автомобильная промышленность», 1966, № 10.
3. Школьников М. Б., Эйдельман А. Л. «Автомобильная промышленность», 1969, № 9.
4. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. Машгиз, 1968.
5. Яценко Н. Н., Чистов М. П. «Автомобилестроение», 1968, № 4, ИИИНавтопром.
6. Яценко Н. Н., Жогов Л. А. «Автомобильная промышленность», 1967, № 4.
7. Яценко Н. Н., Щупляков В. С., Матуляускас Р. К. «Автомобильные дороги», 1966, № 12.
8. Яценко Н. Н., Щупляков В. С. «Автомобильная промышленность», 1969, № 12.

ПРОДОЛЖАЕТСЯ ПОДПИСКА НА ЖУРНАЛ

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1971 год

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечать», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.

Журнал можно приобрести только по подписке.

Новая компоновка автобуса

С. И. ЖБАЙНИКОВ, М. В. ДЕМИДОВ

Павловский автобусный завод

В СТРУКТУРЕ автобусного парка нашей страны на ближайшие пять—шесть лет предусматривается 17% автобусов, предназначенных для обслуживания междугородных и туристских маршрутов различного типа.

С 1975—1980 г. резко повысятся требования пассажиров к качеству обслуживания, скорости и безопасности. Пассажиропотоки на автобусных линиях страны за пятилетие примерно удвоятся. С предстоящим ростом численности парка, эксплуатационной интенсивности и загрузки автобусного транспорта необходимо при разработке перспективных автобусов учитывать социальные закономерности, географические и климатические особенности нашей страны.

Коллективом конструкторско-экспериментального отдела Павловского автобусного завода был разработан и изготовлен

ского салона или кузова следует разделить на три зоны: переднего свеса, в базе и заднего свеса.

Первая и последняя являются зонами дискомфорта, а зона, расположенная между осями колес, является зоной комфорта. Эти принципы были использованы в разработке нового автобуса Павловского автобусного завода «Турист», где высота автобуса снижена до 2,6 м при длине 8,5 м (рис. 1 и 2).

Горизонтальное размещение элементов перевозимого объема позволяет дифференцировать степень удобств по элементам, и в то же время появляется возможность снижения высоты автобуса. Снижение габаритной высоты обеспечивает безопасную скорость.

Преимущества этого варианта компоновки наиболее ярко проявляются в размерности автобусов 8,0—8,5 м. При разра-

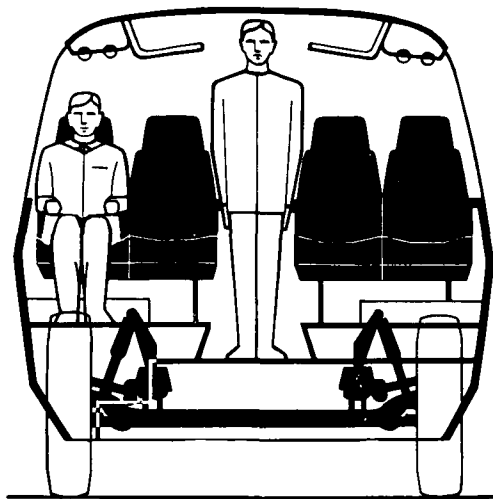


Рис. 1

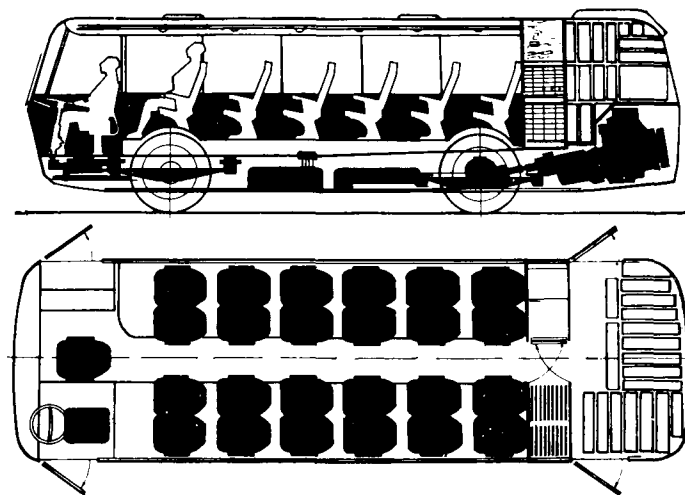


Рис. 2

опытный образец автобуса, предназначенного для работы на междугородных и туристских маршрутах.

Впервые введена блочная компоновка, обеспечивающая высокую степень комфорта для пассажиров и обслуживающего персонала.

Пассажиры на междугородных и туристских маршрутах имеют определенное количество необходимых предметов и вещей, которым должны быть отведены определенные места. Если проанализировать организацию размещения и транспортирования человека и вещей в существующих автобусах, то следует отметить сравнительно низкий уровень норм. Как правило, багаж пассажиров из-за недостаточности помещения для него остается в салоне автобуса, загромождая входы и выходы. Пальто, плащи, головные уборы вешаются на крючки оконных стоек, уменьшая одно из главных условий для автотуристов — обзорность.

Отрицательным фактором является также размещение пассажиров за осью задних колес. Эта зона в автобусах ПАЗ является зоной наибольших колебаний, а в автобусах ЛАЗ — зоной наибольшего шума. Все это делает поездку на автобусе продолжительностью 2—3 ч утомительной и неудобной.

Подобные варианты компоновок автобусов можно классифицировать как варианты размещения элементов перевозимого объема по вертикали. Это наиболее распространенная компоновка, требующая увеличения высоты кузова до 3,5 м.

Известны варианты размещения элементов перевозимого объема по горизонтали. Примером является классическая компоновка легкового автомобиля. В нем пассажир находится в зоне комфорта, вещи и двигатель распределяются в соответствующих зонах.

Если рассматривать движущийся автомобиль как систему, совершающую определенные колебания, то объем пассажир-

ботке автобуса использовались прогрессивные методы организации конструкторских работ. Кузов автобуса разделен на три основных блока, расположенных по продольной оси автобуса. Функциональность и конструктивное решение блоков взаимосвязаны и связаны с общей схемой кузова и несущей системой каркаса.

Все блоки разделены перегородками с вмонтированными дверями, обеспечивающими передвижение пассажира в блоках, без выхода из автобуса. Несмотря на резко пониженную общую высоту кузова, центральный проход в салоне имеет высоту 1850 мм за счет опускания центральной части пола. Поперечное сечение кузова определяется параметрами посадки пассажиров, максимальной шириной прохода между рядами и высотой салона.

После определения основных параметров кузова, оборудования блоков, компоновки шасси, проводился весовой анализ всех узлов автобуса, что позволило наиболее точно распределить положение зон и функциональность объемов кузова.

В первом блоке кузова размещен пассажирский салон на 25 мест. Площадка, занимаемая местом водителя и гида, опущена относительно пола сидений пассажиров на 200 мм, что обеспечивает хорошую обзорность пассажирам.

Каждая пара сидений пассажиров имеет индивидуальные регулировку и электрическое освещение. В зоне потолка смонтированы багажные полки, отделанные искусственной кожей на паролоновой основе.

Освещение салона люминесцентное, совмещенное с дежурным светом. Рабочие места водителя и гида также оборудованы индивидуальным освещением, вентиляцией и отоплением.

Имеется принудительная вентиляция с распределением воздушных потоков на каждое пассажирское место.

В приборной доске смонтирован приемник, микрофон и магнитофон. Во втором блоке размещены: малогабаритный бар,

умывальник, вешалки для верхней одежды, имеется розетка для подключения электрической бритвы. Освещение блока естественное через окно крыши и электрическое.

В последнем, третьем блоке находится багажное отделение со специальными приспособлениями для крепления ручного багажа. Вагажный отсек имеет сообщение с салоном через второй блок, а также вход с улицы через специальные двери, которые являются и аварийными выходами. В блоке установлена принудительная вентиляция и электрическое освещение.

Две перегородки, отделяющие пассажирский салон от двух вспомогательных блоков, изолируют двигатель, а это позволило снизить уровень шума в салоне до уровня шума в легковом автомобиле.

Внешняя форма кузова решена в соответствии с назначением автобуса. Легкий открытый пассажирский салон органично объединяется с зрительно утяжеленным закрытым задним отсеком, где размещены двигатель и багаж (рис. 3).

Для отделки автобуса, салона и оборудования использованы различные синтетические материалы, алюминиевые профили. Цвета внешней и внутренней отделки построены на контрасте. Кузов снаружи окрашен в один цвет без дополнительных цветных линий. Интерьер салона другого цвета. Технические данные автобуса «Турист» следующие:

Размеры в мм:	
длина	8500
ширина	2500
высота	2600



Рис. 3

Вес в кг:	
снаряженного автобуса	5560
полный	8100
Вместимость	25
Скорость в км/ч	100
Радиус поворота в м	7
Мощность двигателя в л. с.	150
Крутящий момент в кгм	41
Запас хода в км	600

Новая модель автобуса ПАЗ «Турист» в апреле 1969 г. принимала участие в XIX Международном конкурсе автобусов в г. Ницце и была отмечена специальным призом.

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ ДЛЯ АВТОМОБИЛИСТОВ

В книжные магазины поступил в продажу «Каталог деталей легкового автомобиля «ВОЛГА» ГАЗ-24. Изд-во «Машиностроение», 1970. 184 стр., 1 р. 91 к.

Каталог — справочное пособие для работников автомобильного транспорта, владельцев автомобилей «Волга», работников предприятий, эксплуатирующих и ремонтирующих эти автомобили. Каталог также окажет большую помощь снабженческим, сбытовым и торговым организациям при составлении заявок на запасные части к автомобилю «Волга» ГАЗ-24.

В иллюстрированном каталоге даны техническая характеристика автомобиля, развернутая спецификация всех узлов и деталей, сгруппированных по конструкционному и функциональному признакам в порядке их сборки, указаны номера узлов и отдельных деталей, их наименование и количество на автомобиль.

Каталог требуйте в магазинах книоторгов. В случае отсутствия его на месте заказ можно направить по адресу: г. Москва, К-50, ул. Медведева, д. 1, отдел «Книга-почтой».

Каталог заказчику будет выслан наложенным платежом.

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

«СОЮЗКНИГА»

Исследование изменения твердости шеек стальных коленчатых валов в процессе изнашивания

А. Э. ИСАКОВ, кандидаты техн. наук В. Н. КОМИССАРЖЕВСКАЯ, И. Б. ГУРВИЧ

НИИТавтопром, Горьковский автозавод

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ деталей машины определяется их усталостной прочностью и износостойкостью — параметрами, которые в значительной степени зависят от состояния их поверхностного рабочего слоя. Одним из факторов, характеризующих это состояние, является твердость.

Работами ряда исследователей [1] показано, что в процессе изнашивания в машине деталь может приобретать новую, отличную от исходной, твердость, которая сохраняется до конца изнашивания. Отсюда следует, что для каждой детали в зависимости от условий ее работы в механизме существует какая-то оптимальная величина твердости. Если микротвердость детали меньше оптимальной, то в период приработки происходит интенсивный износ, продолжающийся до тех пор, пока пластическая деформация поверхностного слоя не повысит его микротвердость до оптимальной. Если микротвердость поверхности детали больше оптимальной — происходит нормальное изнашивание поверхностного слоя, которое постепенно устраняет слой повышенной микротвердости, после чего в активных слоях трения устанавливается оптимальная микротвердость.

Отсюда может сложиться мнение, что микротвердость детали должна быть как можно выше, так как, изнашиваясь, она все равно придет к оптимальному своему значению и в течение этого времени процесс изнашивания заводом не будет ускоренным. Это представление неверно потому, что завышенная твердость детали приводит к повышенному изнашиванию контртела, находящегося в сопряжении с последней.

Поэтому с целью увеличения долговечности сопряжения в целом следует обеспечивать твердость деталей в пределах оптимальных ее значений. Эта твердость, определяемая состоянием поверхностного слоя, формируется на завершающих этапах механической и термической обработок и характеризует энергетическое состояние рабочей поверхности детали.

Исследования, проводившиеся НИИТавтопром совместно с Центральной научно-исследовательской лабораторией двигателей Горьковского автозавода были направлены на определение величины оптимальной твердости шеек стальных коленчатых валов и закономерностей образования последней. Исследование проводилось на коренных шейках трех партий коленчатых валов автомобиля ГАЗ-51.

Для получения более объективных данных по распределению твердости в сечении детали каждая шейка измерялась в восьми точках.

Для уменьшения случайных погрешностей измерения контролировалась шероховатость поверхности, которая для всех шеек была $\nabla 9$ а — $\nabla 9$ б, а чтобы избежать систематических погрешностей, перед измерением каждой партии твердомер проверялся и настраивался по эталонным плиткам.

Твердость шеек измерялась на приборе типа НТ-2А фирмы Отто Вольперт перед износными испытаниями и после них.

Износные испытания проводились в лаборатории Горьковского автозавода согласно разработанным методикам ускоренных стеновых испытаний. Износ деталей двигателя при проведении таких испытаний идентичен их износу при эксплуатации как по характеру, так и по величине (соответствует пробегу автомобиля 60—80 тыс. км).

Эта идентичность достигается с помощью применения специального режима испытания [2], состоящего из определенного количества повторяющихся пятичасовых циклов и добавления присадок гострированной пыли в засасываемый воздух и картерное масло, которые выполняют функцию абразива и ускоряют изнашивание деталей, сокращая тем самым сроки проведения испытаний.

Первые две партии валов испытывались по 100-часовой методике, имитирующей пробег автомобиля при нормальных ус-

ловиях эксплуатации. Согласно этой методике испытания состояли из 20 пятичасовых циклов.

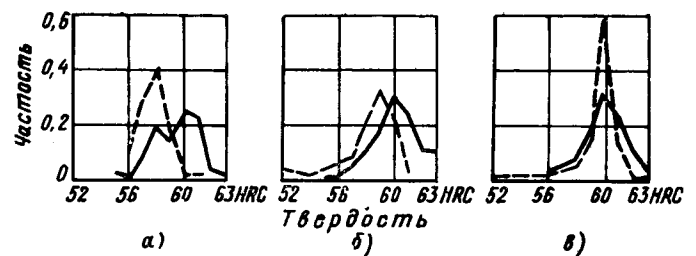
Третья партия валов испытывалась по 50-часовой методике, имитирующей пробег автомобиля при тяжелых условиях эксплуатации (большая запыленность местности, более низкое качество технического обслуживания и т. д.). Согласно этой методике испытания состоят из 10 пятичасовых циклов. Более тяжелые условия эксплуатации имитируются удвоенным количеством пыли, подаваемой в двигатель (по сравнению со 100-часовой методикой), что обеспечивает более интенсивное абразивное изнашивание деталей.

Каждая партия состояла из девяти валов, прошедших все операции термической и механической обработки: закалка т.в.ч., шлифование, суперфинишное и полирование коренных шеек.

По данным измерений были построены полигоны распределения дискретных вариационных рядов с интервалом варьирования единица HRC (см. рисунок) и проведена статистическая обработка.

По каждому вариационному ряду подсчитывались средняя твердость \bar{T} , дисперсия D и среднее квадратичное отклонение σ . Использование для анализа результатов величины \bar{T} позволило в определенной мере исключить случайные погрешности. Поскольку точность величины \bar{T} возрастает пропорционально квадрату корню из различных значений вариант, входящих в состав ее расчета, для наиболее правильного представления об измеряемой величине \bar{T} было проведено по каждому вариационному ряду 288 измерений.

Среднее квадратичное отклонение, являясь обобщающим показателем колеблемости признака, характеризует лишь средний показатель отклонения вариант \bar{T}_i от ряда их общей средней \bar{T} , поэтому для сравнения надежности средней \bar{T} в различных рядах использовался коэффициент вариации γ .



Полигоны распределений вариационных рядов (сплошная линия — до изнашивания, штриховая линия — после):

а — партия I; б — партия II; в — партия III

Поскольку средние величины не являются исчерпывающими характеристиками совокупности изучаемых явлений, так как, уравнивая и обобщая варианты, они не отражают структурных особенностей вариационных рядов и силу колебаний осредненных вариант, кроме показателей колеблемости σ и γ , дополнительно исследовались характеристики структуры: мода M_0 и медиана M_e распределения, коэффициенты асимметрии K_a и эксцесса ε [3], определяемые по формулам:

$$M_0 = T_m + i_m \frac{f_m - f_{m-1}}{2f_m - f_{m+1} - f_{m-1}}, \quad (1)$$

где T_m — начальная граница модального интервала;
 i_m — величина модального интервала;
 f_m — частота модального интервала;
 f_{m+1} — частота следующего интервала;
 f_{m-1} — частота предшествующего интервала;

$$Me = T_m + i_m \times$$

$$\times \frac{\frac{\sum f}{2} - W_{m-1}}{f_m},$$

где f_m — частота медианного интервала;
 T_m — начальная граница медианного интервала;
 W_{m-1} — значение ряда накопленных частот в интервале, который предшествует медианному;
 $\sum f = n$ — сумма частот;
 i_m — величина медианного интервала;

$$K_a = \frac{\bar{T} - Mo}{\sigma}; \quad \epsilon = \frac{\mu_4}{(\sigma^2)^2} - 3,$$

где $\mu_4 = \frac{\sum (T_i - \bar{T})^4 f}{\sum f}$ — четвертый центральный момент;

f — повторяемость признака.

В кривой нормального распределения $\frac{\mu_4}{(\sigma^2)^2} = 3$.

При условии нормального распределения твердости зависимость между величиной σ и среднеарифметической ошибкой α имеет вид $\alpha = 0,8 \sigma$.

Всякое отклонение от этой зависимости характеризует степень несоответствия Π , полученного полигона кривой нормального распределения:

$$\Pi = \frac{0,8 - \frac{\alpha}{\sigma}}{0,8} 100\%.$$

Для определения области распространения случайных ошибок подсчитывался доверительный интервал

$$\bar{T} \pm \Delta' = \bar{T} \pm \frac{t \sigma}{\sqrt{n}},$$

где $t=2$ — коэффициент Стьюдента, соответствующий при данных условиях эксперимента доверительной вероятности 0,95.

Результаты обработки измерений приведены в таблице, из которой видно, что в процессе изнашивания твердость шеек претерпевает определенные изменения, которые свидетельствуют об изменениях, произошедших в поверхностных слоях. Так, средняя твердость шеек валов партий I и II, проходивших испытания на износ по 100-часовой ускоренной методике, понизилась на $HRC 1,7-1,8$ и в обоих случаях колебалась в пределах $HRC 58 \pm 0,3$. Аналогичную картину изменений показали мода — варианта, имеющая в ряду распределения наибольшую частоту, и медиана — варианта, количественно делящая ряд пополам. Большая близость величины \bar{T} к медиане характеризует ее большую типичность и равноудаленность от крайних значений признака. Реальность и типичность величины \bar{T} также подтверждается ее близостью к моде.

Средняя твердость шеек валов партии III, проходивших испытания по 50-часовой ускоренной методике, практически осталась без изменения, о чем также свидетельствуют не изменившиеся мода и медиана. Все это подтверждает, что существует оптимальная твердость, которая устанавливается на шейке вала в процессе изнашивания, причем каждому виду изнашивания соответствует определенная величина твердости. Об этом также свидетельствует большая концентрация вариант около своих средних, которая выражается в уменьшении в результате износных испытаний дисперсии, среднеквадратичного отклонения и коэффициента вариации.

Исключение в этом отношении составили коленчатые валы

Номер партии	Исследуемый вариант	T	Mo	Me	D	σ	γ	T±Δ'	K _a	ε	α	α/σ	Π в %
I	До изнашивания	59,5	60,0	59,2	2,54	1,60	2,70	59,5±0,19	-0,31	-0,14	1,16	0,725	9,3
	После изнашивания	57,7	57,8	57,3	1,10	1,05	1,82	57,7±0,12	-0,095	0,75	0,91	0,87	8,7
II	До изнашивания	60,0	60,0	59,5	2,00	1,41	2,35	60±0,17	0	0,15	1,04	0,74	7,5
	После изнашивания	58,3	59,0	58,2	3,90	1,97	3,38	58,3±0,23	-0,04	2,8	1,23	0,66	17,5
III	До изнашивания	60,0	60,0	59,6	2,87	1,70	2,83	60±0,20	0	3,0	1,05	0,62	22,5
	После изнашивания	59,5	60,0	59,4	1,70	1,30	2,20	59,5±0,15	-0,384	6,6	0,97	0,75	6,0

партии II. Однако это исключение не опровергает сделанных выводов, поскольку очевидно (см. рисунок), что увеличение вариации (а также дисперсии и среднеквадратичного отклонения) в результате изнашивания явилось следствием увеличения общего разброса значений твердости, частотой которой в интервале $HRC 52-55$ весьма мала. Коэффициент асимметрии во всех случаях после износа принимал отрицательные значения, характеризующие в основном увеличение несимметричности и скошенности рядов в одну сторону.

Силу процесса изменения твердости при работе шейки вала в двигателе хорошо иллюстрирует коэффициент ϵ , характеризующий степень однородности совокупности.

Результаты подсчета степени несоответствия полигонов II распределений нормальному распределению показывают тенденцию к увеличению этой степени в результате изнашивания как по причине уменьшения коэффициентов K_a , так и изменения коэффициентов ϵ .

Говоря о явлениях, происходящих в поверхностных слоях шеек коленчатых валов в процессе работы их в двигателе, необходимо сопоставить глубину этих слоев с глубиной внедрения алмаза в испытуемый металл при определении твердости.

При средней твердости детали $HRC 60$ глубина внедрения наконечника в металл составляет 0,08 мм.

Большая глубина внедрения алмаза в металл позволяет определить состояние поверхностного слоя в пределах внедрения и выявить общую тенденцию изменения твердости в процессе изнашивания, которая оказывается в установлении на поверхности детали оптимальной твердости. Для шеек коленчатых валов, работающих в двигателях при нормальных условиях эксплуатации, оптимальной твердостью является $HRC 58$, а при условиях эксплуатации повышенной трудности — $HRC 60$.

Однако, выявив общую тенденцию, необходимо более дифференцированно подходить к физико-механическому состоянию поверхностных слоев и подслоев, изучать их микротвердость, структуру и остаточные напряжения [4 и 5].

Обеспечение на деталях оптимальной твердости является резервом повышения их долговечности. Учитывая, что твердость шеек $HRC 52-62$ и закон распределения значений твердости шеек после механической обработки близок к нормальному (см. рисунок), наиболее вероятно твердость $HRC 57$, тогда как наиболее желательна твердость $HRC 58-60$. Очевидно, что для этой цели желательно либо сузить поле допуска $HRC 56-62$, либо увеличить его до $HRC 52-66$. Наиболее приемлем и целесообразен первый вариант, добиться которого возможно проводим комплекс мероприятий по совершенствованию термической и абразивной обработок шеек коленчатых валов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маталин А. А. Качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин. Машгиз, 1956.
2. Исаков А. Э. Комиссаржевская В. Н., Гурвич И. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 4.
3. Силовская И. В. Основные статистические показатели и методика их расчета. Изд-во Ленинградского Университета, 1967.
4. Комиссаржевская В. Н., Исаков А. Э., Гурвич И. В., Цой И. М. «Технология автомобилестроения», 1969, № 2.
5. Комиссаржевская В. Н., Исаков А. Э., Гурвич И. Б. «Технология автомобилестроения», 1970, № 2.

Типовой технологический процесс пробивки вентиляльных отверстий в колесах грузовых автомобилей

П. Т. ДМИТРИЕВ, А. Н. САВОСТЬЯНОВ, В. П. КРОТОВ

НИИТавтопром

ПРИ современных темпах развития автомобильной промышленности требуются крупные специализированные производства колес автомобилей. Решение этой задачи возможно при широком внедрении в производство прогрессивных технологических процессов с новыми средствами механизации

выполняется вручную с помощью бормашины. Рабочим, занятым на этих операциях, приходится переносить за смену от пресса на участок зачистки большое количество колес, что составляет по весу около 20—25 т. Попытки механизации указанных операций не дали положительных результатов.

В НИИТавтопроме при создании механизированных и автоматизированных линий сборки-сварки колес грузовых автомобилей разработан новый вариант пробивки вентиляльных отверстий и их зачистки. Для удобства снятия заусенцев и притупления острых кромок вентиляльное отверстие пробивается с внутренней стороны колеса с выходом заусенцев наружу, что обеспечивает свободный доступ для последующей их обработки.

Институтом создана гамма гидравлических прессов (рис. 2), обеспечивающих автоматическую подачу колес в рабочую зону пресса, причем подача выполняется по двум направлениям: сверху вниз или снизу вверх в зависимости от конструкции колеса. Техническая характеристика прессов конструкции НИИТавтопрома приведена в таблице.

Колесо в вертикальном положении с рабочей позиции конвейера специальным подъемником вводится в зону пробивки. В верхнем положении оно ориентируется относительно ручных отверстий ловителем штампа, далее главным цилиндром прижимается к пуансону, после чего в нем пробивается вентиляльное отверстие. После пробивки плунжер главного цилиндра возвращается в исходное положение, а колесо снимается с пуансона съемником, встроенным в головку пресса.

Гидрооборудование прессов моделей 2023 и 2034 состоит из сдвоенного лопастного насоса 25Г12-25, гидравлических клапанов, вспомогательной гидроаппаратуры и трубопроводов высокого давления.

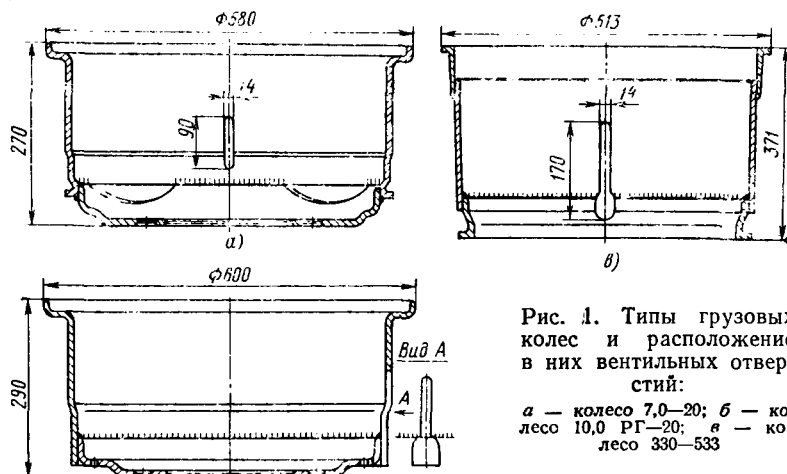


Рис. 1. Типы грузовых колес и расположение в них вентиляльных отверстий:

а — колесо 7,0—20; б — колесо 10,0 РГ—20; а — колесо 330—533

и автоматизации, что ведет к пересмотру действующих операций, а иногда и всего технологического процесса.

В настоящее время при сборке-сварке колес грузовых автомобилей (рис. 1) вентиляльные отверстия пробиваются на универсальных кривошипных одностоечных прессах открытого типа с усилием до 160 тс без применения средств механизации и автоматизации подачи и съема колес. После пробивки отверстия заусенцы выходят внутрь колеса, но так как по техническим требованиям, предъявляемым к деталям, наличие заусенцев и острых кромок вокруг отверстия недопустимо, введена операция зачистки, которая

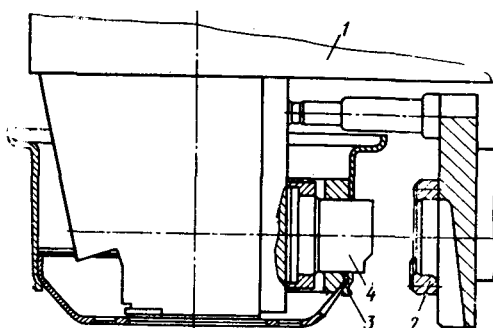
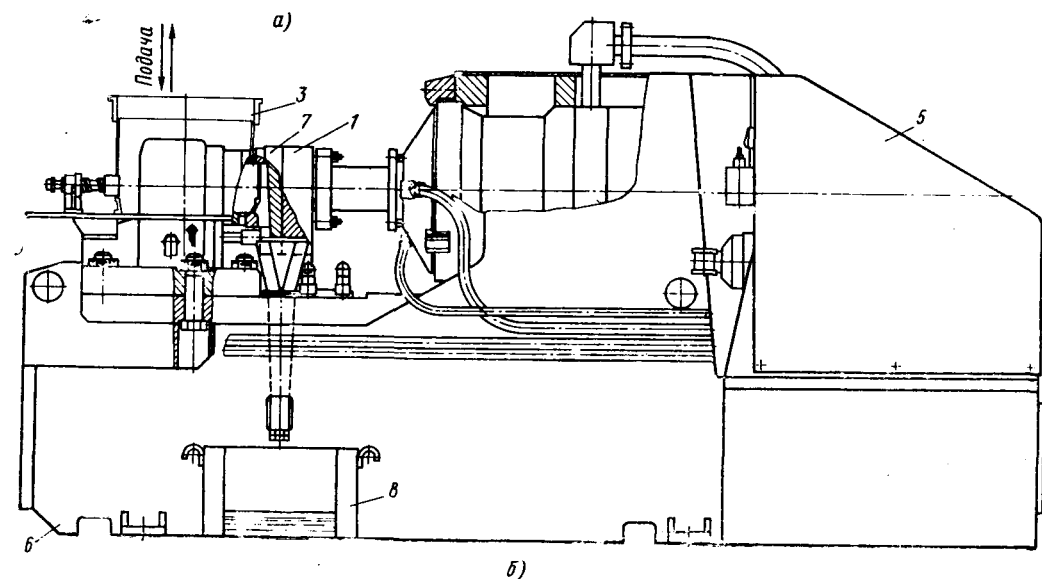


Рис. 2. Гидравлический пресс для пробивки вентиляльных отверстий:

а — подача колеса снизу вверх; б — подача колеса сверху вниз; 1 — силовая головка; 2 — матрица; 3 — колесо; 4 — пуансон; 5 — гидростанция; 6 — станина; 7 — штамп; 8 — тара для отходов



Показатели	Модель пресса		
	2023	2034	2082
Номинальное усилие пресса в тс . . .	70	100	160
Ход ползуна в мм	100	110	110
Число ходов ползуна в мин	15	13	6
Номинальное усилие выталкивателя в тс	8	8	10
Ход выталкивателя в мм	25	30	25
Рабочее давление масла в кг/см ² : в главном цилиндре	225	250	250
в мультипликаторе	45	45	50
Мощность электродвигателя в квт	32	20	30
Производительность насоса в л/мин	140	140	235
Габаритные размеры в мм: в плане	251×1730	2448×1255	3370×1755
высота над уровнем пола	1290	1850	1730

Гидросхема (рис. 3) работает следующим образом. При подаче колеса на пресс от конечного выключателя подъемника подается команда на электромагнит Э2 электрогидравлического клапана ЭГК. Золотник клапана занимает левое по-

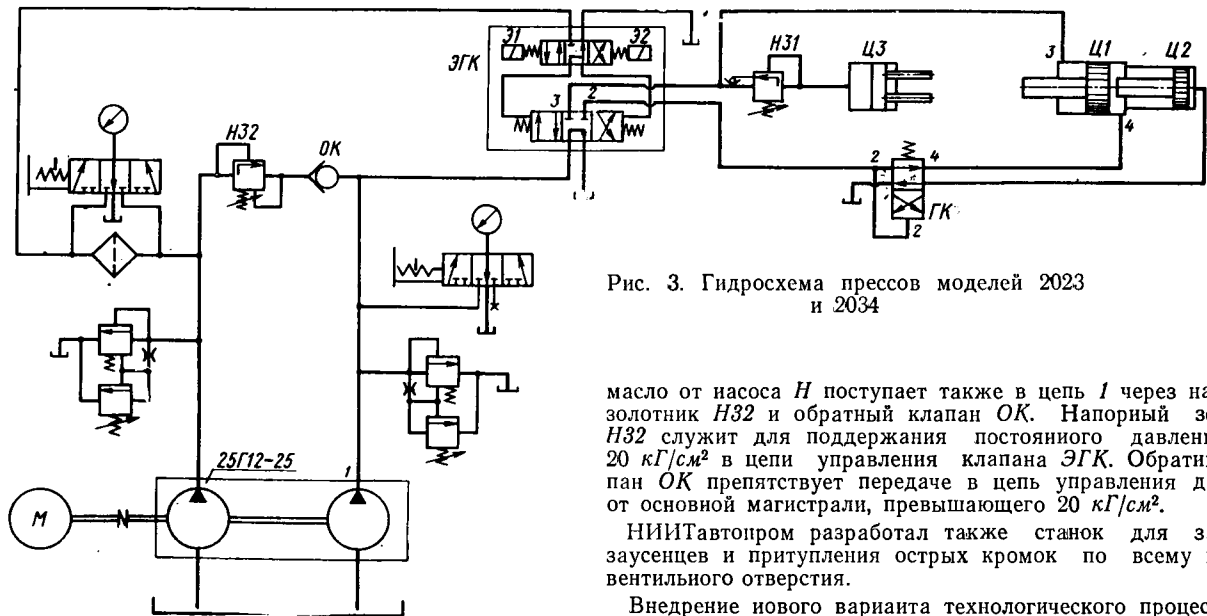


Рис. 3. Гидросхема прессов моделей 2023 и 2034

масло от насоса *H* поступает также в цепь 1 через напорный золотник *H32* и обратный клапан *OK*. Напорный золотник *H32* служит для поддержания постоянного давления 10—20 кг/см² в цепи управления клапана ЭГК. Обратный клапан *OK* препятствует передаче в цепь управления давления от основной магистрали, превышающего 20 кг/см².

НИИТавтопром разработал также станок для зачистки заусенцев и притупления острых кромок по всему контуру вентиляльного отверстия.

Внедрение нового варианта технологического процесса пробивки вентиляльного отверстия при производстве колес грузовых автомобилей полностью ликвидирует ручной труд, повысит производительность и обеспечит высокое качество продукции.

жение, масло поступает по трубопроводам 2 и 4 в правую полость главного цилиндра Ц1, матрица быстро подводится к колесу. При соприкосновении инструмента с колесом дав-

ление в правой полости главного цилиндра и трубопровода возрастает, золотник клапана ГК передвигается в правое положение и направляет масло в правую полость цилиндра Ц2 мультипликатора. Давление в правой полости цилиндра Ц1 возрастает до 250 кг/см² и вентиляльное отверстие пробивается. При этом цилиндр-съемник Ц3 благодаря подпорному золотнику Н31 поддерживает колесо с противоположной стороны. После пробивки отверстия давление в напорной сети падает, золотник клапана ГК занимает исходное левое положение. Масло поступает в правую полость главного цилиндра Ц1, колесо проталкивается влево до упора съемника и отходы падают в тару.

В конце хода «Вперед» от конечного выключателя подается команда на включение электромагнита Э1 клапана ЭГК. Золотник клапана занимает правое положение, масло от насоса по магистрали 3 поступает в левые полости главного цилиндра Ц1 и цилиндра-съемника Ц3. Происходит ход «Назад» главного цилиндра (инструмент отводится) и ход «Вперед» цилиндра (колесо снимается с пуансона).

Насос *H* подает масло в цепь управления электрогидравлического клапана ЭГК. При давлении в цепи 1 ниже 15 кг/см²

ИССЛЕДОВАНИЕ процесс хонингования отверстий с применением дополнительного дугового осциллирующего движения обрабатываемой детали на экспериментальном хонинговальном станке со специальным приспособлением, сообщаемым детали качательное движение вокруг оси отверстия с регулируемыми частотами и амплитудами.

Хонинговались гильзы двигателя диаметром 105 и 125 мм из закаленного чугуна СЧ 21-40 с твердостью рабочей поверхности $HRC \approx 40$.

Обработка выполнялась алмазными брусками из синтетических алмазов ХБ 125×12×4×1,5 на связке М1 с зернистостью алмазного порошка по ГОСТу 9206—59—АСП25 100% и абразивными брусками КЗ 10 СТ1 Б.

Исследование проводилось при следующих постоянных режимах хонингования:

Окружная скорость в м/мин	58
Скорость возвратно-поступательного движения хонинговальной головки в м/мин	12
Давление хонинговальных брусков в кг/см ²	11
Припуск на обработку (на диаметр) в мм	До 0,15

При алмазном хонинговании был также осуществлен режим выхаживания путем ограничения раздвижения хонинговальных брусков, что, в свою очередь, способствовало повышению точности и снижению шероховатости поверхности.

Амплитуда дуговой осцилляции a_d изменялась от 0 до 60 мм (по дуге на поверхности хонингования), частота дуговой ос-

УДК 621.923.5:621.9.01

Хонингование с дуговой осцилляцией

Б. М. БЕККЕР

циляции n_d — от 0 до 1125 1/мин. Производительность процесса определялась по съему металла S на диаметр путем измерения отверстий индикаторным нутромером завода «Калибр».

Чистота поверхности определялась на профилометре фирмы Тейлор Гобсон (Англия).

Осевое осциллирующее движение, способствующее повышению производительности процесса и уменьшению шероховатости поверхности [1], имеет ограниченное применение из-за больших нагрузок на механизмы осцилляции ввиду значительного веса перемещаемых деталей и усложнения конструкции шпиндельного узла. Из анализа траекторий режущего зерна при хонинговании с осевой осцилляцией (рис. 1) следует, что волнообразная кривая, характеризующая траекторию зерна, является следствием дополнения основного возвратно-поступательного движения движением осцилляции в том же осевом направлении, осуществляемого чаще всего эксцентриковыми механизмами:

$$Y = Y_{в.п} \pm \Delta Y.$$

Однако эта кривая может быть получена и другим путем за счет дополнения основного вращательного движения движением осцилляции в том же дуговом направлении, т. е.

$$X = X_{окр} \pm \Delta X.$$

Угол наклона прямой, соответствующей траектории основного движения, определяется отношением скорости возвратно-поступательного движения $v_{в.п}$ к окружной скорости $v_{окр}$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_{в.п}}{v_{окр}} = k.$$

Из рис. 1 следует, что для сохранения основных характеристик траектории целесообразно принять $a_d = \frac{a_0}{k}$ (a_0 — амплитуда осевой осцилляции).

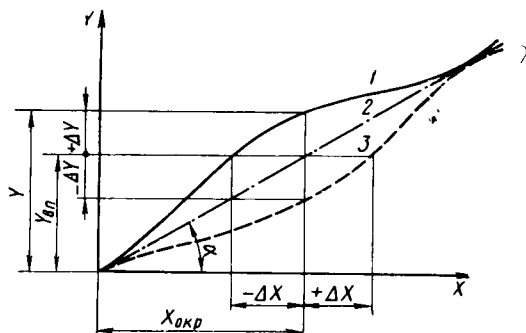


Рис. 1. Траектория хонингования с применением осцилляции:

1 — при сложении осциллирующего движения с возвратно-поступательным движением хонинговальной головки; 2 — при хонинговании без осцилляции; 3 — при вычитании осциллирующего движения из возвратно-поступательного движения хонинговальной головки

Применение дугового осциллирующего движения позволяет исключить влияние веса осциллирующих деталей механизма и изделия, обеспечивая получение достаточно высоких значений n_d при более простом конструктивном исполнении механизма (рис. 2).

Обрабатываемые детали 1 устанавливаются на верхнем торце качающейся плиты 2. Хвостовик плиты на конических роликовых подшипниках помещен в корпусе 3, закрепленном на фундаментной плите хонинговального станка. Через тягу 4, связанную с регулируемой кривошипной шайбой 5, плита 2 приводится в качательное движение, сообщая изделию дуговую осцилляцию.

Изменение амплитуды осцилляции осуществлялось перемещением камня 6 в кривошипной шайбе. Изменение частоты n_d обеспечивалось изменением чисел оборотов шайбы за счет сменных зубчатых колес 7, 8 и шкивов 9, 10.

Влияние величины n_d на производительность процесса приведено на рис. 3, a_d — на рис. 4.

Наилучшие результаты по снижению шероховатости поверхности получены в случае применения абразивного хонингования после алмазного [2],

Влияние дуговой осцилляции при хонинговании на шероховатость получаемой поверхности приведено на рис. 5.

При проверке изделий на точность установлено, что увеличение амплитуды a_d приводит к снижению точности хонингуемого отверстия по конусности и корсетности.

На рис. 6, а, показаны траектории режущего зерна при хонинговании различными амплитудами a_d и частотами n_d .

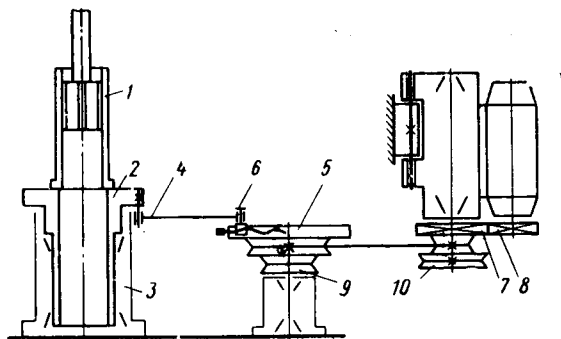


Рис. 2. Схема механизма дуговой осцилляции детали при хонинговании

Как видно из графика, при хонинговании с большой амплитудой a_d и малой частотой n_d образуется весьма значительный почти горизонтальный участок траектории, соответствующий в данном случае верхнему положению хонинговальной го-

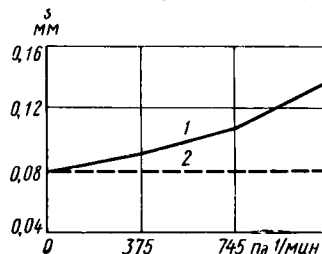


Рис. 3. Влияние частоты дуговой осцилляции n_d на увеличение съема металла S при алмазном хонинговании:
1 — при хонинговании с дуговой осцилляцией ($a_d = 30$ мм);
2 — при хонинговании без осцилляции

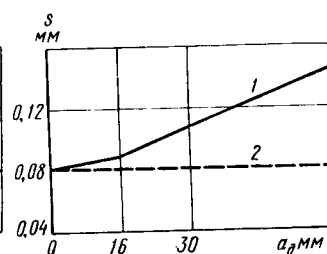


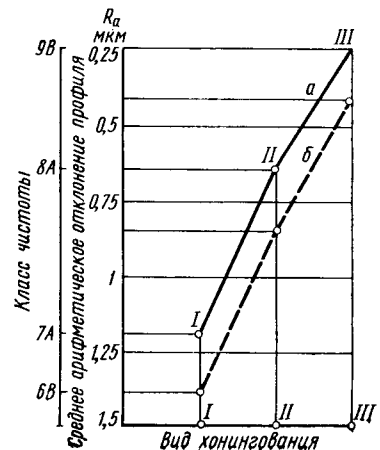
Рис. 4. Влияние амплитуды a_d на увеличение съема S при алмазном хонинговании:
1 — при хонинговании с дуговой осцилляцией ($n_d = 745$ 1/мин);
2 — при хонинговании без осцилляции

ловки. Это обстоятельство, несмотря на снижение интенсивности хонингования на данном участке из-за малого угла α , приведет к увеличению съема S ввиду относительно большого времени нахождения хонинговальной головки у верхнего торца гильзы. Распределение съема S вдоль оси гильзы приведено на рис. 6, б (кривая 1).

В зависимости от совпадения фаз осциллирующего движения детали и возвратно-поступательного движения хонинговальной головки

Рис. 5. Влияние дуговой осцилляции при хонинговании на шероховатость поверхности:

а — хонингование с осцилляцией; б — хонингование без осцилляции; I — алмазное хонингование; II — алмазное хонингование в режиме выхаживания; III — абразивное хонингование после алмазного в режиме выхаживания



зона повышенного съема s может быть смещена вдоль оси гильзы. В наших исследованиях повышение значения a_d до 60 мм при $n_d = 375$ 1/мин увеличило конусность на 0,03—0,04 мм по сравнению с конусностью при обычном хонинговании.

Увеличение частоты n_d с уменьшением амплитуды a_d снижает конусность хонингуемого отверстия, поскольку в этом случае горизонтальные участки траектории уменьшаются по длине и более равномерно распределяются вдоль оси гильзы. В этом случае общая картина распределения съема s вдоль

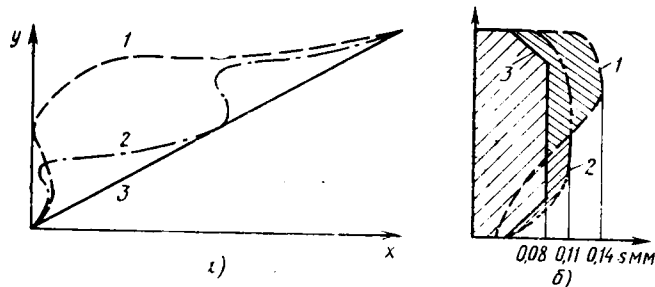


Рис. 6. Влияние осцилляции на точность хонингования: 1 — хонингование при $a_d = 60$ мм и $n_{осц} = 375$ 1/мин; 2 — хонингование при $a_d = 30$ мм; и $n_{осц} = 745$ 1/мин; 3 — хонингование без осцилляции

оси гильзы по своему характеру незначительно отличается от съема s при хонинговании без осцилляции (рис. 6, б, кривая 3), обеспечивая равномерно распределенный повышенный съем s .

При $n_d = 745$ 1/мин и $a_d = 30$ мм конусность хонингованного отверстия практически не отличалась от величин, полученных при хонинговании без осцилляции (до 0,05 мм). Этот же режим дуговой осцилляции оказался наилучшим по шероховатости получаемой поверхности.

Это объясняется тем, что на более пологих участках траектории понижается шероховатость поверхности, а на более крутых повышается интенсивность процесса; их сочетание при условии равномерного распределения вдоль оси гильзы (за счет повышения частоты n_d) и является одной из причин повышения величины s и уменьшения шероховатости поверхности при хонинговании с осцилляцией.

При выборе величины n_d желательно, чтобы она была 600—1200 1/мин (в зависимости от размеров детали). Выбор величины a_d зависит от длины хода хонинговальной головки L в мм и количества ее двойных ходов в минуту n . Расчеты и исследования показали, что для определения величины a_d наиболее подходящей является формула

$$a_d = \frac{L}{6k\sqrt{\frac{n_d}{n_{дв.х}}}}$$

При алмазном хонинговании с применением режима выхаживания значительно повышается точность обработки. В этом случае для интенсификации процесса допускались более высокие значения a_d (до 40 мм), а при абразивном хонинговании, где режим выхаживания нецелесообразен вследствие значительного износа брусков, значения a_d должны быть несколько снижены (до 30 мм). Припуск на алмазное хонингование составлял до 0,1 мм, а на абразивное — 0,04—0,05 мм.

При хонинговании с дуговой осцилляцией наблюдалось незначительное уменьшение овальности, что объясняется общим повышением точности обработки при вращении детали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов И. Т. «Станки и инструмент», 1965, № 12.
2. Наерман М. С. Сб. «Рациональная эксплуатация алмазного инструмента». Изд-во «Машиностроение», 1965.

УДК 621.744.56.002.3

Смолы для горячего плакирования песка

А. Н. ТАНАНИН, В. Р. БАЛИНСКИЙ

Уральский автозавод

КАЧЕСТВО литья в оболочковые формы во многом зависит от свойств формовочной смеси и способа ее приготовления.

На Уральском автозаводе было разработано, изготовлено и внедрено оборудование для горячего плакирования песка терморезактивной смолой. Плакирование проводят в бегунах с вращающейся чашей. Смесь выгружается через отверстие в центре чаши (рис. 1). Над бегунами расположен газовый нагреватель песка конструкции завода.

Из бункера порция песка поступает в дозатор, затем через круглое отверстие в нагреватель, который представляет собой 10 жароупорных плит с совмещенными отверстиями.

При прохождении через нагреватель песок оmyвается встречными газами от установленной в нижней части горелки и собирается в копыльняк. Порция песка (200 кг) нагревается до 150—200° за 5 мин.

В горячий песок при перемешивании вводится чешуйчатая новолачная фенолформальдегидная смола (5—6% от веса песка) и борная кислота (0,1—0,3%).

Состав смеси был отработан на новолачной фенолформальдегидной смоле 104. После перемешивания в течение 2 мин в скомковавшуюся смесь вводится насыщенный водный раствор уротропина (из расчета 7—10% от веса смолы).

Перемешивание продолжается до размола смеси (около 4 мин), после чего ее просеивают через сито 0,8×0,8 мм и подают в бадью для транспортирования по рабочим местам. Смесь, оставшаяся в сите, снова перемалывается.

Стабильность процесса плакирования и свойства смеси зависят от качества смолы.

Экономический эффект от внедрения горячего плакирования в цехе составил 38 тыс. руб. в год.

Для горячего плакирования песка используются новолачные фенолформальдегидные смолы. На заводе были исследованы и испытаны смолы 104 и 18 Нижнетагильского завода пластмасс и Кемеровского завода «Карболит».

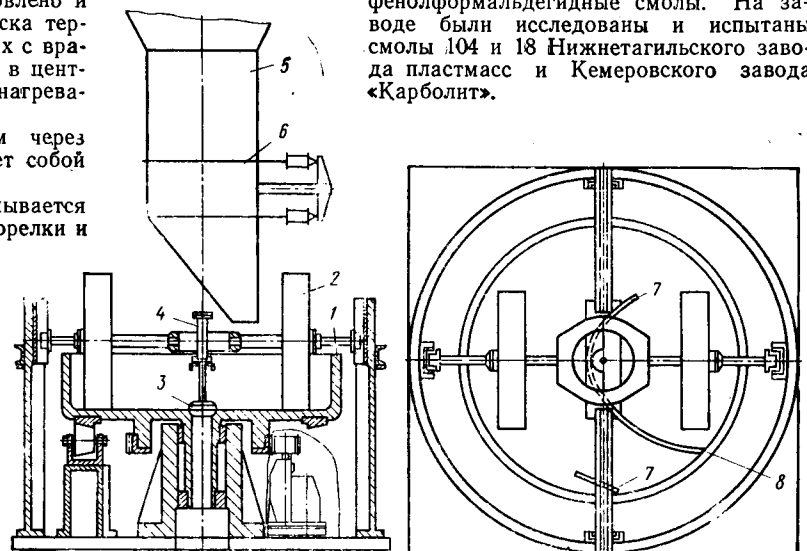


Рис. 1. Установка для горячего плакирования песка:

1 — вращающаяся чаша; 2 — катки; 3 — пробка; 4 — пневмоцилиндр; 5 — газовый нагреватель; 6 — дозатор; 7, 8 — скребки

Первые испытания показали, что отдельные партии смолы, отличаясь по вязкости, температуре каплепадения и способу производства, приводят к нестабильности процессов лакирования и формообразования, а также к нестабильному качеству форм.

Свойства смол оценивались на основе лабораторных и цеховых испытаний.

В каждой партии смолы определялось содержание свободного фенола, вязкость 50%-ного спиртового раствора в сантипуазах, температура каплепадения. Связующая способность смолы определялась на образцах, изготовленных из смеси следующего состава (технологическая проба А):

Песок ИКО25 Люберецкого месторождения в г	2850
Смола, размолотая и просеянная через сито 0315, в г	150
Керосин в см ³	12
Уротропин в г	15

Смесь перемешивали на бегунах модели 017 в течение 5—7 мин.

Для испытания прочности на изгиб и разрыв при температуре 350±5° в течение 3 мин спекали бруски размером 130×25×10 мм и «восьмерки» по ГОСТу 2189—62, но уменьшенные в 2 раза по толщине.

Указанная методика дает оценку связующей способности смолы без учета качества лакирования.

Поведение смолы при горячем лакировании и ее прочность определялись по технологической пробе Б:

Люберецкий песок ИКО2Б в г	3000
Смола в виде чешуек или раздробленном виде в г	180
Водный раствор уротропина (18 г уротропина) в см ³	45

В бегуны загружали песок, нагретый до 350—400°, после его охлаждения до 180° вводилась смола. Смесь при перемешивании комкуется (2 мин). Раствор уротропина заливается в момент начала рассыпания смеси. Из просеянной через сито смеси готовились образцы, как указано выше.

При производственных испытаниях качество смолы оценивалось:

- а) по степени комкования горячего песка и смолы в процессе перемешивания (хорошее комкование указывает на нормальный процесс лакирования);
- б) по степени налипания смолы на катки бегунов (налипание ухудшает перемешивание, снижает прочность смеси);
- в) по степени отслоения полутвердой оболочки от модельной плиты при бункерном изготовлении форм;
- г) по ходу процесса формообразования (при замедленном твердении форм наблюдается деформация форм, поломка форм толкателями);
- д) по поломке формы при снятии с модельной плиты и под прессом склеивания (этим характеризуется прочность форм в горячем состоянии после спекания);
- е) по разрушению форм при заливке их металлом;
- ж) по пределу прочности на разрыв образцов-восьмерок.

Смолы 104 и 18 Нижнетагильского завода пластмасс. Они выпускаются с широким диапазоном вязкости и температуры каплепадения. Поэтому в первую очередь было исследовано влияние вязкости на прочность форм и ход процесса лакирования.

Результаты исследований лабораторных проб смол с различной вязкостью приведены в табл. 1.

Таблица 1

Вязкость в спз	Температура каплепадения в °С	Содержание фенола в %	Предел прочности на изгиб в кг/см ² по пробе А	Предел прочности на изгиб в кг/см ² по пробе Б
256	117,5	5,1	48,6	30,0
260	119	4,7	49,5	42,0
246	121	3,5	51,8	36,1
230	116	4,5	58,0	45,4
222	118	4,2	48,0	47,8
200	111	3,3	56,8	—
182,5	115	3,8	59,1	49,9
171	108	2,5	57,7	50,9
169	110	5,2	62,3	48,0
130	103	2,6	60,7	52,5
128	104	3,4	61,8	47,0
119	103	4,1	62,1	53,8

С повышением вязкости смолы ее связующая способность падает, причем особенно сильно для технологических проб, изготовленных методом горячего лакирования.

Далее были испытаны в производственных условиях смолы 104 и 18 с различной вязкостью, температурой каплепадения, с различными катализаторами, изготовленные на установках периодического и непрерывного действия. Испытания подтвердили зависимость связующей способности смолы от ее вязкости μ (рис. 2).

Была установлена причина резкого снижения прочности смеси, лакированной смолой с высокой вязкостью. Как видно из табл. 2, смеси на смоле с температурой каплепадения выше

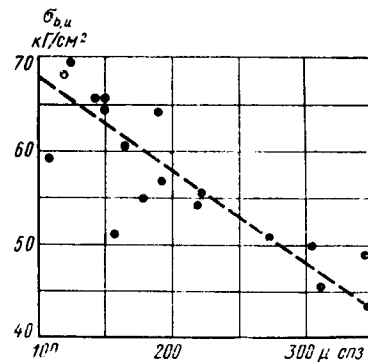


Рис. 2. Влияние вязкости смол 18 и 104 на прочность смеси по технологической пробе А

Таблица 2

Вязкость смолы в спз	Температура каплепадения в °С	Предел прочности на разрыв образцов из производственной смеси в кг/см ²	Характер комкования смеси в бегунах	Налипание смолы на катки бегунов	Отслоение смеси от плиты в %	Поломка форм в %
Смолы полученные непрерывным способом (катализатор-соляная кислота)						
100	97	22,6	Очень сильное		15—30	Нет
115	101	20,0	То же		3—5	•
126	109	22,2	Сильное		3—5	•
143	102	20,9	•		3—5	•
150	107	19,2	•		3—5	•
155	104	19,0	Среднее		Нет	0,5
165	106	19,8	•		3—5	Нет
179	115	19,1	Слабое		3—5	•
183	109	18,8	Среднее		Незначительное	•
222	115	18,0	Среднее	Слабое	Нет	1
350	122	12,7	Слабое	Не налипает	Нет	25
Смолы получены периодическим способом (катализатор-щавелевая кислота)						
130	109	20,9	Среднее	Среднее	3—5	Нет
150	102	20,0	•	Слабое	Нет	•
178	107	18,0	•	•	•	•
225	121	17,1	Слабое	Не налипает	•	10
280	120	10,0	•	То же	•	20
305	124	12,1	•	•	•	30
307	129	11,8	•	•	•	30
342	121	9,0	•	•	•	30

115° и вязкостью более 200 спз в процессе перемешивания слабо комкуются, при этом полного лакирования песка не достигается.

Повышение вязкости смолы снижает прочность форм как за счет понижения связующей способности смолы, так и неудовлетворительного процесса лакирования. Как следствие этого, происходит поломка форм в процессе их изготовления и заливки металлом.

Смеси на смолах с низкой вязкостью и температурой каплепадения сильно комкуются и налипают на катки бегунов, смола распределяется неравномерно. При бункерной формовке такая смесь отслаивается от модельной плиты.

Из табл. 2 видно, что налипание на катки смолы на щавелевокислом катализаторе меньше, чем на солянокислом.

Таким образом, смолы с низкой вязкостью также не могут быть использованы для горячего лакирования песка.

Исходя из полученных результатов, Уральским автозаводом и Нижнетагильским заводом пластмасс разработаны технические условия на фенолформальдегидную смолу для горячего лакирования, включающие следующие показатели:

Вязкость 50%-ного спиртового раствора по Оствальду в спз	110—180
Температура каплепадения по Убелюде в °С	100—115
Содержание свободного фенола в %	Не более 7

Предел прочности при статистическом изгибе образцов из песчано-смоляной смеси (технологическая проба А) в $кг/см^2$ Не менее 48

Смола 18 Кемеровского завода «Карболит». Испытаны партии смол с вязкостью 80—140 $спз$ (табл. 3).

Таблица 3

Вязкость смолы в $спз$	Температура каплепадения в $^{\circ}C$	Предел прочности на разрыв образцов из производственной смеси в $кг/см^2$	Характер комкования смеси	Наличие на каток бегунов	Отслоение смеси от плиты в %	Поломка форм
86—110	99—104	20,6 (среднее значение)	Сильное	Сильное	До 35	Нет
111—130 120	101—105 99	20,3 17,4	Среднее	Среднее	5	·
130 135	101 106	16,5 21,0	·	·	Незначительное	·

Смоли с вязкостью 80—110 $спз$ обеспечивают получение форм с высокой прочностью, но смесь сильно налипает на катки бегунов и отслаивается от модельной плиты. При более высокой вязкости эти недостатки устраняются.

Поломки форм при работе на смоле 18 не наблюдалось. Оптимальные свойства смеси на этой смоле были получены при более низкой вязкости и температуре каплепадения, чем для смолы 104 и 18 Нижнетагильского завода.

В результате совместной работы с Кемеровским институтом химической промышленности разработаны следующие требования к смоле 18 для горячего плкирования песка:

Вязкость 50%-ного спиртового раствора в $спз$ 110—135
Температура каплепадения в $^{\circ}C$ 95—105
Предел прочности при статистическом изгибе образцов из песчано-смоляной смеси (технологическая проба А) в $кг/см^2$ Не менее 48

Смоли должны поставляться в виде чешуек толщиной до 3 мм.

Чтобы устранить отслоение оболочки от формочной плиты при формообразовании с поворотным бункером или при надуве стержней снизу, были найдены добавки в смолу 18 (разработаны технические условия на смолу с добавками 18-01).

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 678.5:621.793

МЕТАЛЛИЗАЦИЯ ПЛАСТМАСС ДЛЯ ДЕКОРАТИВНЫХ ЦЕЛЕЙ

В СОВРЕМЕННОМ автомобилестроении наблюдается тенденция непрерывного роста применения пластмасс в конструкции легковых автомобилей. Видное место plastics занимают в отделке автомобиля, успешно вытесняя цинковое литье и стальные штампованные детали. Этому способствует освоение за рубежом процессов металлизации пластмасс.

Пластмассовые детали с металлическим покрытием по внешнему виду не отличаются от металлических деталей, покрытых никелем и хромом. Нанесение на пластмассу декоративных пленок различных цветов позволяет резко увеличить палитру цветов, так часто необходимых художнику-стилю при отделке интерьера салона автомобиля и улучшения внешних форм.

Металлизация пластмасс имеет отношение и к химической, и к автомобильной промышленности.

Львовский институт «Гипроспецавтотранс» первый в автомобильной промышленности СССР начал разработку технологии и оборудования для металлизации пластмассовых деталей автомобиля «Волга М-24».

Технология нанесения металлических покрытий на пластмассы идет по следующим трем направлениям: металлизация напылением в глубоком вакууме, металлизация пластмассы гальваническим методом и сварка металлической фольги или металлизированной пленки с пластмассой.

Металлизация напылением в глубоком вакууме. Этот процесс был известен свыше 30 лет назад, но применялся он в основном для получения бытовой фурнитуры и недорогих украшений [1]. Широкое распространение метода сдерживалось трудоемкостью процесса и отсутствием специального оборудования.

С разработкой и освоением мощных вакуумных установок, соответствующих по производительности требованиям массового производства, процесс в пятидесятых годах стал применяться в автомобильной промышленности США, а пять лет назад и в автомобилестроении Европы и Японии. К настоящему времени общая площадь автомобильных деталей, подвергаемых металлизации в глубоком вакууме, у фирмы ФИАТ достигла около 1 млн. $м^2$ в год, а в США — свыше 6 млн. $м^2$. В 1968 г. на автомобильном салоне в Турине фирмой Чигало и Бертинетти были показаны металлизированные колпаки колес легкового автомобиля.

Процесс напыления металла на деталь заключается в следующем: деталь (рис. 1) помещают в камеру 1, из которой откачивают воздух до глубокого вакуума, обычно $5 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст. В центре камеры расположена электрическая спираль 2, внутрь которой закладывается проволока 3 из напыляемого металла. При включении тока проволока плавится и пары металла, распространяясь по камере прямолинейно, как лучи

света, конденсируются на помещенных внутри камеры деталях 4 и стенках камеры, не экранированных деталями. В случае, если напыляется не одна сторона детали, а несколько, деталь во время процесса металлизации необходимо поворачивать. Вращение деталей позволяет более полно использовать объем вакуумной камеры путем более компактного заполнения ее объема.

Для напыления применяются различные металлы: алюминий, кадмий, цинк,

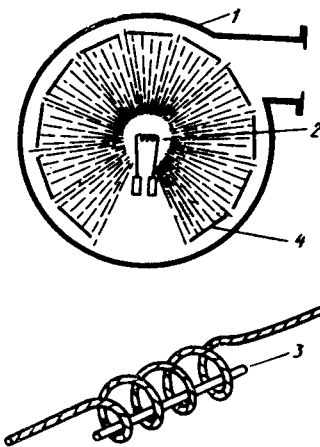


Рис. 1. Схема металлизации деталей в глубоком вакууме

медь, олово, хром, никель, титан, а иногда золото и серебро. Практически наибольшее распространение получил алюминий, который в зависимости от вида подготовки поверхности пластмассы позволяет получить блестящую или матовую пленку, дающую полную иллюзию хромированной поверхности детали. Толщина слоя напыляемого металла в пределах 500—700 Å. Для декоративных покрытий алюминий применяется с 0,01—0,001% примесей в зависимости от назначения деталей. Алюминий с большим количеством примесей может образовывать на поверхности деталей черные точки, ухудшающие внешний вид детали. За рубежом получили широкое распространение установки фирм Хереус (ФРГ) и Галилео (Италия).

Установка состоит из герметически закрывающихся цилиндрических вертикальных или горизонтальных камер, вакуумных насосов, подвесок с приводом для монтажа деталей и их вращения, источников тока для испарения металла и пульта управления.

Установка фирмы Галилео (Италия) имеет камеру горизонтального типа диаметром 900 мм и длиной цилиндрической части 800 мм. Она состоит из двух половин, соединенных шарнирами. Одна часть, неподвижная, связана с вакуумными насосами, вторая, откидывающаяся на шарнирах, снабжена подвесками для напыляемых деталей. Вдоль камеры на специальном стержне установлены испарители. Камера стальная, внутри покрыта твердым хромом, что позволяет очищать ее поверхность от остатков напыляемого металла стальной щеткой или растворителями. Внутри камеры на диске по окружности на одинаковом расстоянии друг от друга устанавливаются шесть подвесок длиной 800 мм (квадратной, шестигранной или восьмигранной формы), на которых предельно крепятся покрываемые детали. Подвески вместе с деталями движутся планетарно, т. е. вместе с диском, на котором они закреплены, вращаются вокруг оси камеры по часовой стрелке, и одновременно каждая подвеска вращается вокруг своей оси. Обычно на подвеску можно установить 24 корпуса заднего фонаря (по шесть с каждой стороны) или восемь накладок панели приборов (по две на каждую сторону). Если покрываемые детали еще меньше по размеру, то вместо одной подвески можно установить три спутника, т. е. всего в камеру можно поставить 18 подвесок-спутников. Скорость вращения подвесок регулируется изменением числа оборотов электродвигателя постоянного тока, смонтированного на торце камеры. Обычная скорость вращения подвесок вокруг оси камеры и вокруг своей оси 60 об/мин (рис. 2). Те места детали, которые должны быть чистыми от напыляемого металла, закрываются колпачками или другими экранами.

Вдоль оси камеры на специальной штанге смонтирована система испарителей в виде вольфрамовых спиралей, состоящая из трех независимых групп источников, каждая из которых подключена отдельно. В каждую группу может быть включено восемь спиралей. Внутри спирали закладывается проволока из испаряемого металла длиной 130—

150 мм и диаметром 1 мм. Сила тока 20—25 а, напряжение 500 в.

В случае испарения золота или серебра применяются не вольфрамовые спирали, а испарители чашечного типа из тугоплавкого материала с направленным действием паров.

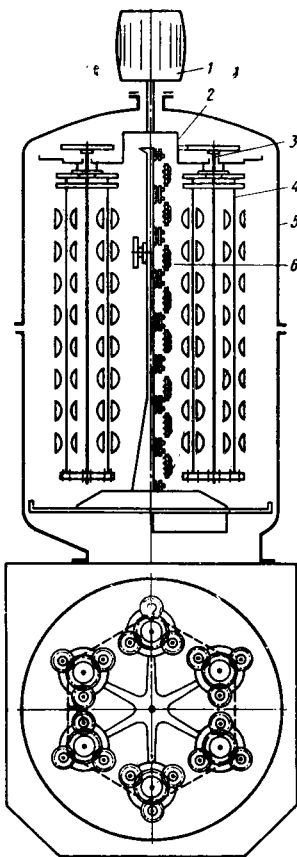


Рис. 2. Схема привода подвесок с деталями для металлизации в вакуумной камере:

1 — электродвигатель; 2 — водило; 3 — планетарная подвеска; 4 — подвески-спутники (три около каждой подвески); 5 — вакуумная камера; 6 — электро-спирали

Насосная группа установки состоит из двухступенчатого насоса ротационного типа производительностью 220 м³/ч с предельным вакуумом 2·10⁻⁴ мм рт. ст. и диффузионного насоса производительностью 16 000 л/сек.

Пульт управления обеспечивает автоматическую работу установки: последовательный пуск насосов для достижения заданного вакуума, вращение подвесок с заданной скоростью, включение испарителей и остановка системы после окончания металлизации. Продолжительность цикла 6—20 мин зависит от толщины покрытия, типа применяемой пластмассы и количества покрываемых деталей. Цикл обработки автомобильных деталей занимает 6—7 мин. Это так называемое машинное время. Если учесть время загрузки и выгрузки, время на смену спиралей, стойкость которых 5—10 циклов, то общее время цикла равно 24—25 мин. На установках фирмы Хереус оно значительно выше.

Для сокращения вспомогательного времени фирма Галилео ввела установку, в которой камера состоит не из двух, а из трех полукламер для вакуумирования, одна из которых попеременно служит для загрузки и разгрузки подвесок с деталями. Мощность установки 20 квт, вес 2200 кг. Габаритные размеры 3450×1810×2700 мм. Обслуживает установку один человек. Максимальная одновременно покрываемая поверхность деталей на 18 спутниках составляет 7,4 м².

Однако не на все пластики хорошо ложится слой металла и не все пластики можно помещать в глубокий вакуум. Как показали исследования [3—5], под действием глубокого вакуума растворители, входящие в состав пластмасс, испаряются из нее, затрудняя создание вакуума или, пытаясь выйти наружу из глубинных слоев пластмассы, создают местные напряжения в детали. Более полно соответствовать требованиям металлизации в глубоком вакууме детали из акрилонитрилбутадиенстирола и прозрачные детали из метилакрилата и полистирола. Для лучшего сцепления металлической пленки с пластиком, а также защиты вакуумной камеры от паров, испускаемых пластмассой, металлируемая поверхность пластмассы покрывается специальным лаком, после чего сушится.

Поскольку тонкая металлическая пленка, наносимая на пластмассу в вакууме, очень чувствительна к истиранию, царапинам и другим поверхностным дефектам, для защиты пленки от разрушения на нее наносится слой прозрачного лака. Как и при всяком процессе окраски, в технологию нанесения покрытий входят операции обезжиривания, мойки и сушки.

В общем виде весь процесс металлизации пластмасс состоит из следующих операций:

1. Обезжиривание в парах перхлорэтилена, трихлорэтилена или других растворителей в жидкой или парообразной фазе в течение 20—30 мин.

2. Нанесение слоя грунта, разведенного в растворителе, сушка в течение 1 ч при нормальной температуре или 0,5—1,5 ч при температуре 60—65°. Время и температура зависят от типа пластмассы и толщины наносимого слоя грунта.

3. Металлизация в глубоком вакууме.

4. Покрытие слоя металла лаком с последующей сушкой. Время и температура сушки аналогичны при сушке грунта.

5. Полирование детали матерчатым диском до получения блестящего покрытия.

Если необходимо получить матовое покрытие, деталь «сатинируют», т. е. покрывают полупрозрачным лаком.

Грунтовка и лак наносятся методами разбрызгивания, окунания или в электростатическом поле. Применяемые для сушки покрытия печи разнообразны. Главное требование ко всем операциям — чистота, исключение возможностей попадания на детали пыли из воздуха, с грунтом или лаком, от рук оператора.

Металлизация гальваническим методом. Если металлизация пластмассы в глубоком вакууме применяется в основном для деталей выт-

решней отделки кузова (накладки щитка приборов, кнопки, ручки и др.), то металлизация гальваническим методом используется для деталей и внутренней и внешней отделки кузова (эмблем, корпусов фонарей, дверной арматуры, решеток радиатора), т. е. для деталей, отливаемых в настоящее время из цинкового или алюминиевого сплавов. Замена цинкового и алюминиевого сплава пластмассой снижает производственные издержки, так как при этом отпадают операции отливки и полирования деталей перед металлизацией.

Первые пластмассовые детали, покрытые гальваническим методом (Cu—Ni—Cr), появились на автомобилях всего пять лет назад. Экспериментальная проверка и отработка технологического процесса покрытия и подбора необходимых типов пластмасс позволила перейти от покрытия отдельных опытных партий деталей к массовому их производству. В частности, на автомобилях ФИАТ из хромированной пластмассы изготавливаются некоторые детали осветительной аппаратуры, некоторые ручки и кнопки. Проведенные испытания [5, 6] показали, что пластмассовые детали с трехслойным покрытием (Cu—Ni—Cr) хорошо сопротивляются износу, ударам, коррозии, но хуже противостоят резким температурным изменениям. Связано это прежде всего с неодинаковым коэффициентом расширения пластмасс и металлического покрытия, который у пластмасс в 5—6 раз выше, чем у покрытия.

Вторая трудность — это получение хорошего сцепления металла с пластмассой. В настоящее время наиболее приемлемыми пластиками для покрытия оказались акрилонитрилбутадиенстирольные сополимеры (АБС). Такие пластики в гранулах под названием «Уртал» выпускаются фирмой Монтекаттини (Италия), «Новодур» фирмой Байер (ФРГ), «Сайколак» фирмой Марбон (США). Помимо высоких физико-механических свойств, которыми обладают указанные пластики, они поддаются травлению.

Структура сополимеров АБС состоит из скелета сополимера стирала с акрилонитрилом, в который заключены молекулы полибутадиена, имеющие форму глобул [7]. При обработке этих сополимеров смесью серной и хромовой кислот происходит окисление бутадиена с частичным его удалением с поверхности и близлежащих к поверхности слоев с образованием пор. При нанесении слоя металла его частицы заклиниваются в порах, обеспечивая прочное сцепление металла с пластмассой. Для его отрыва требуется усилие 2,7—4,4 кг при ширине испытываемого образца 25 мм, причем вместе с покрытием отрывается и слой пластмассы [8].

Вместе с разработкой пластмасс многочисленными фирмами обрабатывался и технологический процесс гальванопокрытий их. Процесс трехслойного (Cu—Ni—Cr) покрытия пластмасс можно разбить на три стадии: поверхностная обработка для получения хорошего сцепления металла с пластмассой; нанесение тонкой пленки металла на поверхности детали путем химического восстановления металла из водного раствора. Эта стадия включает в себя операции по улучшению восприимчивости (сенси-

билизации) и активизации поверхности к осаждению меди химическим способом.

Третья стадия — это нанесение покрытия нужной толщины гальваническим способом. Эти стадии включают в себя следующие операции:

1. Обезжиривание в щелочных растворах.
2. Промывание.
3. Нейтрализация.
4. Промывание.
5. Травление (матирование) в горячем растворе серной кислоты с хроматом калия. Состав ванны: серная кислота 80%-ная 900—1000 г/л, хромат калия 25—30 г/л; время травления 15—30 мин в зависимости от вида пластмассы, температура $t=65\div 70^\circ$.

6—7. Трехкратное промывание в холодной проточной воде для удаления следов хрома, уменьшающего стабильность последующих растворов меднения.

8. Сенсбилизация в растворе хлористого олова, подкисленного соляной кислотой. Состав ванны: хлористое олово 10—20 г/л, соляная кислота 40 мл, $T=1,5\div 3$ мин, $t=20^\circ$. При этой операции гидролизованые ионы олова поглощаются поверхностью детали и при последующей операции активизации восстанавливают ионы палладия до металлического состояния.

9—10. Трехкратное промывание в холодной проточной воде.

11. Активизация поверхности в растворе хлористого палладия, разбавленного в соляной кислоте, или азотнокислое серебра с аммиаком. Состав ванны: $\text{PdCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ — 0,1—0,5 г/л, HCl — 10 мл, pH — 1—4 или AgNO_3 — 1—3 г/л, NH_3 — 10—20 мл (pH=10÷13).

Температура помещения цеха нормальная. Время выдержки колеблется $T=1\div 5$ мин. Хлористый палладий оказывает каталитическое действие на восстановление меди при последующем химическом меднении. На поверхности пластмассы соли этих растворов создают тонкую металлическую пленку.

12—14. Промывание в холодной проточной воде. Опыт показывает, что чем больше промывочных ванн, тем лучше протекают последующие процессы. Время промывания в каждой ванне около 1 мин.

15. После промывания детали поступают в ванну химического меднения, в которой находится реактив Феллинга и альдегид уксусной кислоты. Реактив Феллинга — это смесь равных объемов 7%-ного раствора сернокислой меди и 34,6%-ного раствора сегнетовой соли в 10%-ном растворе едкого натра.

Реакция реактива Феллинга с альдегидом вызывает выпадение закиси меди, которая, распадаясь, вызывает осаждение из электролита меди. Процесс идет с легким подогревом до 40° . Состав раствора: на одну часть сернокислой меди приходится четыре части 38%-ного уксусного альдегида. Деталь находится в ванне 10—60 мин в зависимости от скорости реакции. Толщина осадка меди 0,5—1,0 мкм.

После тройного промывания холодной проточной водой и сушки воздухом при температуре 60° детали перевешиваются на другие подвески, на которых происхо-

дит дальнейший процесс электролитического осаждения металлов.

Особенностью третьей стадии — последующего гальванического покрытия — является осаждение слоя меди в двух ваннах. Первый слой толщиной 5—10 мкм получают в ванне с кислым электролитом при малой плотности тока 0,1 а/дм², второй — с блескообразующими добавками и большей плотностью тока (3—6 а/дм²).

Никелирование выполняется в обычном растворе сернокислого и хлористого никеля с блескообразующими добавками 2—4 г/л и добавками, снижающими поверхностное напряжение, 0,4—0,6 г/л [9]. Из-за разницы коэффициентов линейного расширения пластмассы и металла большое значение имеет соотношение между толщиной осаждаемых слоев меди и никеля, которое должно находиться в пропорции 2—3:1, т. е. на 2—3 мкм меди должно приходиться 1 мкм никеля. Общая толщина покрытия должна быть такой же, как и при покрытии Cu—Ni—Cr цинковых деталей, т. е. не менее 25—30 мкм. Кроме того, с целью исключения прижогов детали, подвески, на которых монтируются пластмассовые детали, должны иметь большее количество контактов, чем металлические детали.

К первой стадии относятся операции 1—7, ко второй 8—15.

Сварка металлизированной пленки или фольги с пластмассой. Этот процесс применяется для получения молдингов, штабиков, накладок. Этот метод является дальнейшим развитием метода металлизации в вакууме, при котором в вакууме металлизированная пластмассовая пленка или фольга, которая затем на специальных установках приваривается или иным способом соединяется с деталью. В настоящее время различными фирмами отработан процесс и создано оборудование для металлизации пленок и лент в глубоком вакууме. Оборудование состоит из группы последовательно расположенных камер, обычно четырех на входе и четырех на выходе, и камеры металлизации, через которые пропускается пленка. Каждая камера связана с вакуум-насосами, последовательно увеличивающими вакуум, на входе ленты и уменьшающими — на выходе из камеры металлизации. Для защиты от воздействия атмосферы слой металла, нанесенный в вакууме, может защищаться лаком или пластмассой. Такая пленка толщиной 0,2 мм и различной шириной под торговым названием «майлар», выпускается, в частности, фирмой Креатор (Англия) в рулонах диаметром 300 мм и применяется для получения пластмассовых молдингов.

В отличие от металлических молдингов из нержавеющей стали или латуни, применяемых в качестве декоративных элементов на многих легковых автомобилях, фирма ФИАТ на ряд моделей своих автомобилей, в том числе и ФИАТ-125, устанавливает пластмассовые молдинги с приваренными к ним латунными пленки «майлар», дающие полную иллюзию хромированного молдинга. Изготавливаются два профиля молдингов. Один (рис. 3, а) служит для отделки внутренней панели дверей, другой (рис. 3, б) применяется в качестве деко-

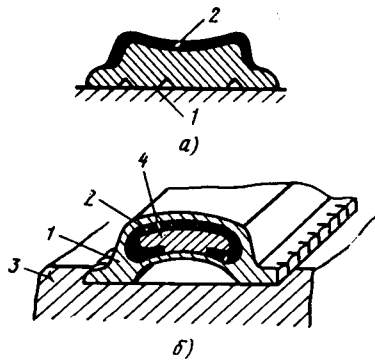


Рис. 3. Поперечное сечение молдингов:

а — для внутренней панели двери; б — для окантовки ветрового и заднего стекла; 1 — прозрачная пластмасса (полихлорвинил); 2 — блестящая пленка «майлар»; 3 — резиновый молдинг окантовки; 4 — пластмасса внутреннего слоя

ративного молдинга наружной облицовки ветрового и заднего стекол.

Молдинг для внутренней отделки дверей состоит из двух частей: прозрачного пластмассового профиля, получаемого путем экструдирования, и тонкого слоя специальной светоотражающей пленки «майлар» сечением 12,7×0,2 мм.

Молдинг наружной облицовки стекол имеет более сложную форму. Он состоит

из трех частей: внутренней полосы с приваренной к ней почти со всех сторон пленкой «майлар» и наружной полочки, в которую заключена внутренняя часть. Обе части, образующие молдинг, изготовлены из прозрачной пластмассы.

Пленка «майлар» состоит из трех слоев. Наружные слои пластмассовые (один из прозрачной пластмассы, другой — непрозрачной), а внутри проложена блестящая фольга цвета и вида полированного хрома. Имеются пленки с разным рисунком, тиснением и цветами: золотистым, цвета анодированного металла и др.

Молдинги для окантовки двери изготавливаются на экструзионной машине обычной конструкции с дополнительным устройством, разматывающим ролик «майлар» со скоростью экструдирования молдинга. Пленка «майлар», подогретая до 120° теплом от электрической спирали, расположенной рядом с разматывающим устройством, специальным роликом прижимается к горячей пластмассе молдинга, экструдированного из машины. Профиль ролика соответствует профилю молдинга. Давление ролика на пленку регулируется. Внешне операция напоминает контактную сварку. После приварки пленки к молдингу, он охлаждается в бачке с проточной водой и смаывается в бухту.

Профиль для окантовки стекол изготавливается в два этапа. Сначала экструд-

ируется внутренняя часть профиля и к нему приваривается пленка «майлар», а затем полученная внутренняя часть профиля вторично пропускается через шнек или фильеру экструзионной машины, которая одновременно экструдировывает внешнюю часть профиля.

Производительность установки — 6 м/мин. Установка работает непрерывно круглые сутки на постоянном режиме. Перерывы не желательны, так как связаны с длительной наладкой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Dr. Kut S. «Product Finishing», 1968, v. 21, № 11.
2. «British Plastics», 1967, v. 40, № 2.
3. Dr. Kut S. «Metal Finishing», 1968, № 1, сентябрь.
4. Dr. Kut S. «Metal Finishing», 1968, № 1, август.
5. Hefner C., Hampel K., Timmer R., Boehm D. «Plating», 1968, v. 55, № 6.
6. «Precision Metal», 1969, v. 27, № 1.
7. Bagdach C. «Przeglad Mechaniczny», 1969, № 4.
8. Ротрел Б., Дитрих З., Тамхия И. «Нанесение металлических покрытий на пластмассы», изд-во «Химия», 1968 (пер. с чешского).
9. Shaddock A., Pollard T. «Product Finishing», 1969, v. 22, № 1.

А. В. ЕРЕМЕЕЧЕВ

УДК 629.113.002:678.5(73+4)

ПРИМЕНЕНИЕ ПЛАСТМАСС В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ КАПИТАЛИСТИЧЕСКИХ СТРАН

Одно из основных проявлений технического прогресса в мировом автомобилестроении — все более широкое использование новых конструктивных материалов, среди которых наиболее перспективны синтетические материалы, в частности пластмассы.

В основе быстрого роста потребления пластмасс в автомобилестроении капиталистических стран лежит повышающаяся их конкурентоспособность по сравнению с другими материалами: черными и цветными металлами, деревом, кожей, резиной, натуральными тканями. Улучшение производственной технологии, повышение качества выпускаемых пластмассовых изделий и снижение издержек их производства позволяют использовать пластмассы во все более широких масштабах.

Сфера применения синтетических материалов в мировом автомобилестроении весьма обширна. Если раньше пластики использовались в основном как детали внутренней декоративной отделки и в качестве обивочных материалов (в США в настоящее время на них приходится 90% внутренней отделки легкового автомобиля), то в последние годы пластмассы все чаще применяются как конструкционный материал, из которого изготавливаются многие детали автомобиля, в том числе подшипники, втулки, небольшие зубчатые колеса, трубопроводы, вентиляторы, воздушные дефлекторы, кожухи аккумуляторных батарей, решетки радиаторов, крышки клапанов

двигателей, воздушные фильтры, некоторые части карбюраторов, детали кузова и т. д.

Применение пластмасс в качестве конструкционного материала позволяет добиваться благодаря небольшому удельному весу снижения общего веса автомобиля, что улучшает его динамические характеристики и сокращает потребление топлива. Например, использование пластмасс для изготовления деталей внутреннего интерьера позволило снизить общий вес среднего американского легкового автомобиля почти на 193 кг.

Существенным преимуществом пластмасс является их химическая и биологическая стойкость. Окраска пластмассовых частей сохраняется неизменной в течение многих лет. Это ведет к сокращению производственных расходов, а также затрат на ремонт, так как отпадает необходимость нанесения на детали специальных покрытий.

Использование пластмасс в трущихся механических узлах и соединениях увеличивает срок эксплуатации автомобилей и снижает стоимость и трудоемкость его технического обслуживания за счет сокращения точек смазки. Так, выполнение сухарей шаровых шарниров рулевых тяг из полиамида или полиацетатной смолы благодаря низкому коэффициенту трения исключило их периодическую смазку и резко повысило экономичность узла. Детали дверных замков, работающих на истирание, при исполнении из этих пластмасс не требуют смаз-

ки и обеспечивают более четкую, бесшумную и продолжительную работу замков.

Все шире из пластмасс начинают изготавливать топливные баки для легковых и грузовых автомобилей. В ближайшие годы основные фирмы-производители планируют начать выпуск грузовых автомобилей, предназначенных для перевозки жидкостей, с пластмассовыми цистернами. Уже сейчас стоимость цистерн из армированных пластмасс почти в 3 раза ниже стоимости цистерн из стали.

Потребление пластмасс в автомобильной промышленности особенно расширилось после введения с 1968 г. в США и некоторых европейских странах специальных законов, направленных на повышение безопасности эксплуатации автомобилей. Из пластмасс стали выполнять приборную панель, энергопоглощающую рулевую колонку, подголовники и некоторые другие узлы. Расширилось их применение в качестве деталей интерьера.

Все чаще из пластмасс изготавливаются некоторые части кузова (крыша салона, крылья). Весьма перспективным считается производство полностью пластмассовых кузовов легковых и кабин грузовых автомобилей, которые в настоящее время выпускаются фирмами Джeneral Моторс, Форд Мотор, Бритиш Лэйланд, Лотус, Рэлиант Мотор, Хонда, Ниссан Мотор.

Использование пластика в мировом автомобилестроении стимулируется возможностью сокращения производственных затрат при обработке пластмассовых деталей и их ремонте. Отходы при механической обработке и формоземлении пластмасс чрезвычайно низки, тогда как при ковке и литье металлических деталей отходы достигают 1 т на 1 т готовых изделий, при штамповке лишь немногим меньше, а при обработке малообъемных деталей на токарных автоматах вес стружки доходит до 2 т на 1 т готовых изделий. Например, использование пластмасс в подшипниках позволяет в некоторых случаях снизить затраты на их производство почти на 70%.

Значительно сокращаются производственные затраты при изготовлении пластмассовых деталей кузова: уже сейчас они ниже затрат, требуемых на производство кузовов из стального листа. Так, при одинаковом объеме штамповочного производства капитальные затраты при выпуске кузовов из пластмасс, армированных стекловолокном, на 70—80% ниже, чем при выпуске стальных кузовов. Стоимость формы для отливки кузовов из термопластмасс на основе акрилонитрилбутадиенстирола (АВС) составляет лишь 2—3% стоимости штампа для производства стального кузова того же размера. Если при выпуске стальных кузовов оптимальный объем производства считается на уровне 500 тыс. комплектов ежегодно, то при выполнении кузовов из стекловолокна 80—100 тыс., а из термопластмасс на основе сополимеров АВС всего 5—10 тыс. Последнее обстоятельство особенно важно для развивающихся стран, организуемых сборку автомобилей, так как это позволяет иметь экономически выгодное производство даже при небольших объемах выпуска.

Использование в производстве кузовов пластмасс дает существенную экономию в затратах на рабочую силу, которые имеют в развитых капиталистических странах устойчивую тенденцию к росту. Так, по подсчетам американской фирмы Борг-Уорнер, затраты на производство пластмассового кузова для легкового автомобиля, армированного стекловолокном, состоят на 85% из затрат на сырье и материалы и на 15% из затрат на рабочую силу, тогда как изготовление аналогичного стального кузова требует 15% затрат на материалы и 85% затрат на рабочую силу.

Применение пластмассовых деталей в автомобилях позволяет также сокращать расходы на сборочных операциях и снижать объем капиталовложений при выпуске новых моделей. Эффективность применения пластмасс в производстве автомобилей повышается также в результате снижения цен на синтетические материалы при соответствующем росте цен на металлы. Только за 1960—1967 гг. стоимость 1 т нейлона в США снизилась с 2401 до 1938 долл., полиацеталь с 1940 до 1432 долл., АВС — с 1057 до 683 долл., полиэтилена — с 661 до 352 долл. В настоящее время 1 т полипропилена в 10 раз дешевле 1 т латуни, в 4 раза 1 т цинка и в 2,5 раза 1 т алюминия. Полиацеталь дешевле латуни и цинка соответственно в 3 и 1,2 раза, а нейлон — в 4,2 и 1,7 раза.

В ближайшее время потребление пластмасс в автомобильной промышленности основных капиталистических стран будет возрастать повышенными темпами. Так, автомобилестроение США является третьим по величине потребителем пластмасс. Отрасль поглощает около 20% всех пластиков, производимых в стране. Вес пластмасс, используемых в производстве одного американского легкового автомобиля, увеличился с 1955 по 1970 г. более чем в 9 раз. Ниже приведено распределение веса пластмасс по годам.

1950 г.	4,5
1955 г.	5,0
1957 г.	7,5
1960 г.	9,0
1962 г.	11,0
1965 г.	13,6
1966 г.	17,0
1967 г.	25,9
1968 г.	37,2
1969 г.	40,8
1970 г.	45,4
1977 г.	80,0
1985 г.	227,0

Общее потребление пластмасс автомобилестроением в 1970 г. составит, по прогнозу Ассоциации инженеров автомобильной промышленности США, около 430 тыс. т, а в 1985 г. около 1,4 млн. т.

Большая часть пластмасс, потребляемых автомобильной промышленностью США, используется в производстве легковых автомобилей (60% — в производстве легковых, 15% — в грузовых автомобилях и 25% — в производстве автобусов, жилых автофургонов и прицепов).

Еще шире используются пластики в автомобильной промышленности капиталистических стран Западной Европы, а также Японии (при сопоставлении следует учитывать, что общий вес американского легкового автомобиля значительно превосходит вес западноевропейских и японских автомобилей).

В Англии автомобильная промышленность потребила в 1967 г. 32 тыс. т пластмасс, в том числе 30 тыс. т в производстве легковых автомобилей. За период 1955—1970 гг. общий вес пластмассовых деталей в английском легковом автомобиле увеличился с 1,4 до 30,4 кг, т. е. почти в 22 раза (см. таблицу).

Год	Использование пластмасс в производстве легковых автомобилей Англии	
	Всего в тыс. т	Одного автомобиля в кг
1955	2	1,4
1960	8	5,4
1965	23	13,6
1967	30	17,3
1970	72	30,4
1975	225	—
1980	400	110,0

Широко используются пластмассы автомобильными компаниями ФРГ. Если в 1960 г. на один автомобиль приходилось около 10 кг пластмасс, то в 1968 г. — 26 кг, а в 1970 г. их потребление оценивается на уровне 40 кг. Предполагается, что в 1970 г. производство пластмасс в ФРГ только для автомобильной промышленности удвоится по сравнению с 1966 г. и достигнет 140 тыс. т.

Растет применение пластмасс и в автомобильной промышленности Италии. Так, на производстве одного легкового автомобиля ФИАТ-110 в 1952 г. расходовалось всего 1,1 кг пластика, или 0,6% от общего объема всех материалов в автомобиле (0,1% от веса). В аналогичной модели 1967 г. (ФИАТ-125) фирма использовала уже 31,5 кг пластмасс, что составило 16% объема материалов и около 4% веса автомобиля.

Потребление пластмасс в автомобильной промышленности основных капиталистических стран растет более высокими темпами, чем общее потребление этих материалов в целом.

Основными видами пластмасс, используемых в производстве автомобилей, являются поливинилхлорид и полиуретаны. В Западной Европе на поливинилхлорид и полиуретаны приходится по весу 64% всех пластмасс, используемых в автомобилестроении. На один автомобиль используется 12,7 кг поливинилхлорида.

Удельный вес поливинилхлорида и полиуретанов, применяемых в японском легковом автомобиле класса 800—1500 см³, составляет соответственно 58 и 11%.

В США в производстве одного легкового автомобиля используется 6,8 кг поливинилхлорида и столько же полиуретанов, что составляет в целом около 40% общего веса всех используемых пластмасс.

Однако США существенно превосходят своих конкурентов в Европе в области использования армированных пластмасс. Так, если в США в производстве легкового автомобиля применяется 6,4 кг армированных пластмасс, то в европейском автомобилестроении их внедрение еще только начинается. В Западной Европе почти не применяется АВС. В то же время в американском легковом автомобиле используется в среднем 2,6 кг АВС. Потребление этого вида пластмасс в автомобильной промышленности США составит в 1970 г. около 165 тыс. т.

Применение основных видов пластмасс в кг в производстве легкового автомобиля в США и Западной Европе следующее:

	США	Западная Европа
Поливинилхлорид	6,8	12,7
Полиуретаны	6,8	15,2
Армированные пластмассы	6,4	—
Полиолефины	4,6	3,8
Акрилонитрилбутадиенстирол	2,6	—
Полистирол	—	2,2
Терморезистивные пластмассы	1,8	1,6
Акриловые пластмассы	1,5	0,4
Бутираты	1,0	1,0
Полиацеталь	0,5	0,4

Рост применения пластмасс повлечет за собой заметные структурные сдвиги в автомобилестроении. Согласно прогнозам зарубежных специалистов, особенно значительные изменения ожидаются в производстве кузовов. В частности, предполагается, что быстрое внедрение пластика в производство кузовов повлечет за собой сокращение потребления стального листа. По оценке ведущего английского производителя автомобильных кузовов фирмы Престил Фишер (дочерний филиал Бритиш Лэйланд), потребление стального листа в мировом

автомобилестроении начнет сокращаться уже с 1972 г. Подсчеты Ассоциации инженеров автомобильной промышленности США показывают, что к 1985 г. вес металлических частей и узлов снизится в легковом автомобиле приблизительно до 680 против 1180 кг в 1966 г. Считается, что в будущем из пластмасс будет

изготавливаться практически весь автомобиль за исключением двигателя и некоторых деталей и узлов шасси.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Rubber and Plastics Age», 1968, № 8, p. 721, 724, 727.
2. «Journal of Commerce», 1968, 12.11.

3. «Iron Age», 1969, 8.5, p. 21.
4. «Chemical Week», 1967, 14.1, p. 27.
5. «Oriental Economist», July 1967, p. 442.
6. «Chemical and Process Engineering», February 1967, p. 82.
7. «British Plastics», April 1968, p. 62, 64.

Ю. Н. КАРПОВ

УДК 621.882:620.178.3.002.237

О ВЫБОРЕ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ НАДЕЖНОЙ КОНСТРУКЦИИ

ОДНИМ из элементов технического обслуживания автомобиля являются крепежные работы, на долю которых приходится 18—25% общей трудоемкости обслуживания.

В целях выбора надежной и простой конструкции крепежных деталей в НАМИ проведены сравнительные испытания некоторых конструкций крепежных деталей на потерю контрящих свойств и заданного предварительного натяга.

Объектами сравнительных испытаний были самоконтрящиеся гайки различных конструкций (рис. 1), изготовленные

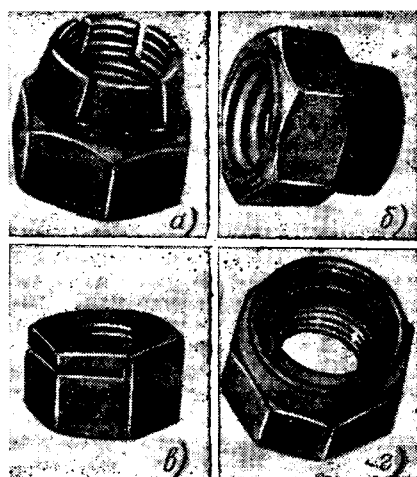


Рис. 1. Самоконтрящиеся гайки различных конструкций;
а — К — с вертикальными прорезями, обжатая по конусу; б — Э — обжатая в верхней части по эллипсу; в — П — с боковой прорезью и подгибом «усика»; г — Вс — с нейлоновой вставкой

из сталей 10, 35, 45, 40Х и 30ХГСА с резьбой по ГОСТу 9150—59, класс точности 2 по ГОСТу 9253—59, с покрытием гаек цинком. Гайки работали в сопряжении с болтами из стали 35 с резьбой по ГОСТу 9150—59, класс точности 2 по ГОСТу 9252—59, с цинковым покрытием.

Гайки испытывались на потерю контрящих свойств при статическом нагружении путем многократного *n* навинчивания их на болт динамометрическим ключом (с ценой деления 0,06 кгМ) с последующей затяжкой до момента 3,5 кгМ. При каждом навинчивании гайки на динамометрическом ключе фикси-

ровался ее контрящий момент *M*. Результаты измерений приведены на рис. 2 и 3.

Гайки конструкции К (рис. 2, а) и Э (рис. 2, б), изготовленные из сталей 35, 45 и 40Х, при первых нескольких навинчиваниях сохраняют значительный контрящий момент, равный 0,25—0,6 кгМ. При последующих навинчиваниях у гаек наблюдается резкое снижение контрящего момента, который после 25—30 повторных навинчиваний у гаек конструкции К и 19—25 — у гаек конструкции Э практически снижается до нуля.

Лучшая стабильность контрящего момента получена у гаек конструкции К и Э из стали 30ХГСА, у которых контрящий момент составил соответственно 0,25—0,13 кгМ и незначительно снижался с увеличением числа навинчиваний. При 28-м навинчивании гаяк контрящий момент составил соответственно 0,14 и 0,1 кгМ. Окончательная потеря контрящих свойств у гаек произошла после 52—58 и 40—45 навинчиваний и затяжек.

На рис. 3 приведены кривые потери контрящих свойств у гаек конструкции Вс и П, выполненных из сталей 10 и 30ХГСА.

Гайки конструкции Вс при первых двух навинчиваниях имели значитель-

ный контрящий момент. При последующих навинчиваниях у гаек контрящий момент снизился и после 30-го навинчивания стабилизировался на 0,25 кгМ. Окончательная потеря контрящих свойств у гаек произошла после 52—56 навинчиваний.

Гайки конструкции П при первом навинчивании имели контрящий момент 0,18 кгМ, при втором навинчивании момент снизился до 0,13 кгМ и практически оставался без изменений до 12-го навинчивания. Окончательная потеря контрящих свойств у гаек произошла после 30-го навинчивания.

Статические испытания позволили установить характеристику изменения стабильности крепежных соединений при различном конструктивном обеспечении контрящих свойств и материале гаек.

Не меньший интерес представляет сравнительная оценка конструкции крепежного соединения на потерю предварительного натяга при динамическом нагружении.

Ускоренные сравнительные испытания различных конструкций крепежных деталей на потерю заданного предварительного натяга проводились на вибрационном стенде, разработанном в НАМИ для исследования резьбовых деталей диаметром 8—14 мм и длиной 40—80 мм.

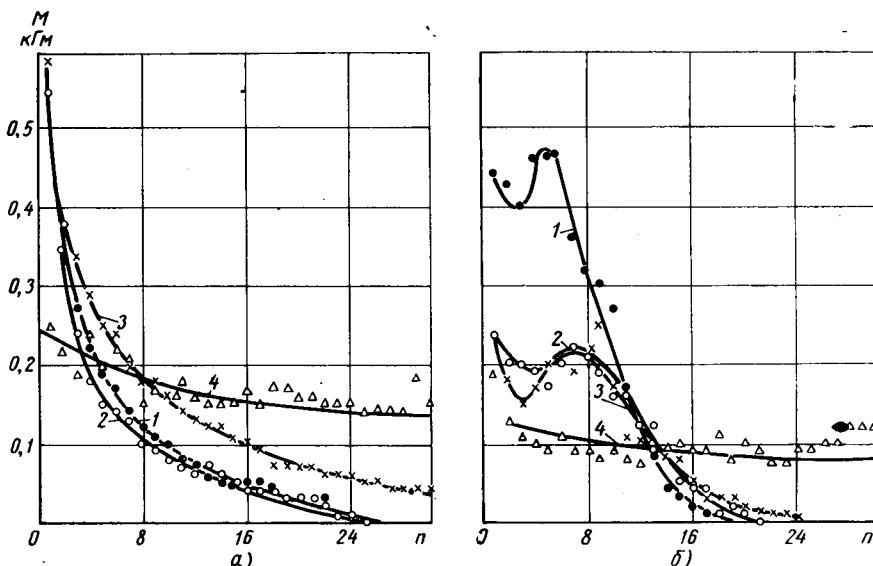


Рис. 2. Потеря контрящих свойств у гаек конструкций К (а) и Э (б) из сталей 35 (кривая 1), 45 (кривая 2), 40Х (кривая 3), 30ХГСА (кривая 4)

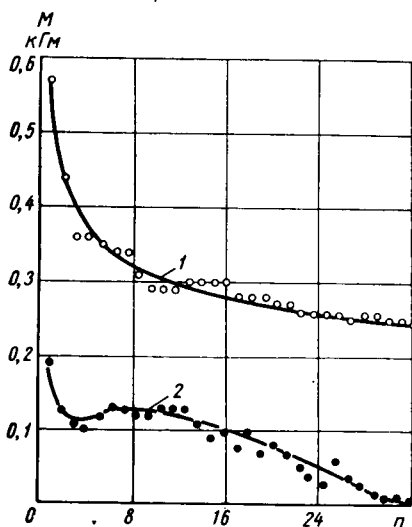


Рис. 3. Потеря контртящих свойств у гаек конструкций Вс из стали 10 (кривая 1) и П из стали 30ХГСА (кривая 2)

Электрическая и механическая системы управления позволили задавать вибростенду частоты 1—80 гц и амплитуды колебания 0,1—15 мм, которые определялись соответственно тахометром, вибрографом, счетчиками времени и контролировались электронным оборудованием.

Объектами сравнительных испытаний были крепежные детали, изготовленные по указанным ГОСТам, собранные в 35 комплектов (по пять комплектов каждого типа), перечисленные в таблице.

Наименование крепежных деталей комплекта	Условный индекс конструкции
Болт, гайка (простая)	В, Г
Болт, гайка (простая), шайба (плоская)	В, Г, А
Болт, гайка (простая), шайба (упругая)	В, Г, Б
Болт, гайка (простая), шайба (пружинная)	В, Г, Б
Болт, гайка (самоконтрящаяся)	В, П
Болт, гайка (самоконтрящаяся)	В, К
Болт, гайка (самоконтрящаяся)	В, Э

Сравнительные испытания комплектов крепежных деталей проводились в двух вариантах: первом, когда нагрузка действовала перпендикулярно их стыку, и втором, когда нагрузка прикладывалась в плоскости их стыка.

В первом варианте четыре комплекта одного наименования исследуемых крепежных деталей устанавливались на вибростенд.

Гайки до заданного момента затягивались динамометрическим ключом. Для визуального определения потери заданного предварительного натяга на стык соединенных и крепежных деталей были нанесены пленки из нитроэмали.

Продолжительность испытаний каждой группы комплектов крепежных деталей составила $864 \cdot 10^3$ циклов нагружения при частоте 40 гц и амплитуде колебания 11 мм.

Через каждые $144 \cdot 10^3$ циклов нагружения вибростенд останавливался на 3—5 мин для проверки состояния пленок на крепежных соединениях и в случае нарушения их вследствие потери заданного предварительного натяга пленки восстанавливались до исходного состояния.

Результаты испытания показывают, что при одинаковом моменте затяжки и количестве циклов нагружения у исследуемых крепежных деталей потеря заданного предварительного натяга различна. Это, по-видимому, объясняется различием в конструкции и материале крепежных деталей. Подтверждением этого является быстрая потеря заданного предварительного натяга на гайках конструкции Г, изготовленных из стали А-12 с твердостью HRC 9-12. Значительно меньше потеря заданного предварительного натяга оказалась у таких же гаек, работающих совместно с плоской или упругой шайбами (типа Гровера).

Значительно надежнее работали узлы крепежных соединений, которые закреплены самоконтрящимися гайками конструкции П, К и Э, изготовленными из стали 30ХГСА с твердостью HRC 26—28. Они за все время испытания не имели ни одного случая ослабления.

По окончании испытания крепежных деталей были измерены удлинения стержней болтов, которые оказались не более 0,01 мм и не могли оказать существенного влияния на ослабление крепежных соединений.

За время одновременных сравнительных испытаний (второй вариант) при

частоте 40 гц и амплитуде колебания 11 мм было выполнено $9216 \cdot 10^3$ циклов нагружения. При этом потери предварительного натяга узлов крепежных соединений в зависимости от конструкций крепежных деталей составили 3—8% от первоначальной величины.

Наиболее часто ослабевающими узлами крепежных соединений являются простая гайка конструкции Г или Г, А. Добавление в конструкцию узла крепежного соединения упругой шайбы конструкций Б или Б' позволило повысить надежность работы узла в 2 раза.

Высокую надежность узлов крепежных соединений показали соединения с самоконтрящимися гайками конструкций П, К и особенно Э, у которых потеря заданного предварительного натяга на 5—7% произошла лишь в конце испытаний.

Полученные данные свидетельствуют о том, что самоконтрящиеся гайки по сравнению с гайками, не обладающими контртящими свойствами, позволяют повысить надежность крепежных соединений в 6—8 раз, а по сравнению с гайкой, работающей совместно с упругой шайбой конструкции В или В', в 3—5 раза.

Наиболее надежными крепежными соединениями оказались узлы с самоконтрящимися гайками конструкции Э, которые только после $9216 \cdot 10^3$ циклов нагружения потеряли заданный предварительный натяг на 5,2%.

За время испытания не было случаев нарушения хрупких пленок, нанесенных на крепежные детали, которые имели потерю заданного предварительного натяга менее 20%. Это свидетельствует о том, что потеря заданного предварительного натяга на крепежных деталях вначале происходит не за счет отвинчивания гаек или вытяжки стержней болтов, а за счет приработки и смятия их резьб. Это предположение подтверждается тем, что потеря заданного предварительного натяга наблюдается чаще на гайках, которые изготовлены из более податливого материала (с пониженной твердостью). Например, гайки конструкции Г из стали А-12 твердостью HRC 9—12, ослабевают в 6—8 раз чаще по сравнению с самоконтрящимися гайками из стали 30ХГСА твердостью HRC 26—28.

Приведенные материалы сравнительных испытаний различных конструкций крепежных деталей могут быть использованы при разработке нормативно-технической документации на самоконтрящиеся гайки.

Д-р техн. наук Г. В. КРАМАРЕНКО, Н. М. СТАРОВОЙТОВ, канд. техн. наук Л. А. ЕГОРОВ

Московский автомобильно-дорожный институт, НАМИ

Bekker M. G. «Introduction to Terrain — Vehicle Systems», Part I: The Terrain, Part II: The Vehicle, Ann Arbor, The University of Michigan Press, 1969, 846 pp.

В США изд-вом Мичиганского университета издана в 1969 г. книга «Введение в изучение системы местность—машина». Автор книги М. Г. Беккер — известный американский специалист в области теории и создания транспортных машин высокой проходимости. В книге обобщен мировой опыт теории взаимодействия колесных и гусеничных машин с местностью.

Книга состоит из двух частей. В первой части «Местность» (восемь глав) рассматриваются методы количественной оценки проходимости местности транспортными машинами. Вторая часть книги «Машина» (семь глав) посвящена вопросам выбора машин для использования на местности с помощью методологии системного подхода, известной в США под названием «анализа систем»¹. Транспортная машина и местность, с которой она взаимодействует, рассматриваются в книге как единая сложная система, все элементы которой взаимосвязаны, взаимообусловлены и подчинены выполнению конкретных транспортных задач.

В первой части книги дан обзор существующих методов определения параметров местности и грунтов, описаны необходимые приборы и сравнительный анализ эффективности действия приборов и достоверности полученных с их помощью результатов, описаны конструкции лабораторных полевых и исследовательских плотномеров, пенетрометров и других приборов по определению свойств грунтов. По каждому прибору объясняется принцип его действия. Подчеркивается возможность использования пенетрометров в труднодоступной местности для оценки ее проходимости бездорожными транспортными средствами. Предполагается, что могут быть успешно использованы специальные пенетрометры, которые после сбрасывания их с самолетов будут передавать телеметрическую информацию о состоянии грунтов. Рассматриваются возможности использования подобных приборов для анализа состояния поверхностей луны, дна морей и океанов.

Большое внимание в книге уделено определению геометрических параметров местности, которые влияют на конструкции транспортных средств с точки зрения преодоления препятствий, управляемости и плавности хода машин. Рассматриваются физические параметры различных грунтов (а также и снега), статистические закономерности их распределения на местности по результатам испытаний. Описываются классификации поверхностей местности и грунтов. В конце первой части книги изложены некоторые принципы разработки географических карт проходимости местности и приведены примеры карт проходимости некоторых районов земного шара.

Во второй части книги «Машина» сформулированы задачи колесных и гусеничных машин, в том числе сочлененных и автопоездов, предназначенных для использования на местности: транспортных, сельскохозяйственных, боевых бронированных и других машин. Описана методика выбора оптимальной концепции машины и основных ее параметров из ряда проектируемых вариантов, обеспечивающая рациональное, быстрое и экономное решение задач путем аналитического подхода к проблемам взаимодействия машины с местностью. Рассматриваются основные теоретические положения взаимодействия движителей колесных и гусеничных машин с грунтами, обладающими различной несущей способностью, приводятся значительное число полумпирических формул и уравнений, связывающих параметры грунта и машины, даются общие структурные схемы математических моделей для определения с помощью электронно-вычислительной техники динамических свойств машин, их эксплуатационных характеристик и технико-экономической эффективности.

¹ Основной системного анализа является рассмотрение любого объекта управления как системы, состоящей из определенного числа элементов (подсистем). Суть метода — четкая формулировка целей и задач как системы в целом, так и ее элементов, а затем определение путей решения этих задач, обеспечивающих наивысший технико-экономический эффект. Анализ системы получил в США весьма широкое развитие и распространение.

В этой части книги изложены методы анализа системы местность—машина, составными частями (подсистемами) которой являются условия движения, сама машина и ее назначение (требования к машине). При этом конструкция машины характеризуется формой, размерами, весом и мощностью; условия движения — геометрией поверхности и физическими параметрами грунта, а назначение машины — необходимыми параметрами для осуществления движения. Физико-геометрические параметры системы выражаются величинами массы, мерами длины и времени, а также безразмерными величинами. Для заданных грунтовых условий движения и назначения машины могут быть выбраны многие конструктивные решения.

Оптимальная конструкция машины определяется еще в стадии ее проектирования путем сравнительного системного анализа предполагаемых технико-эксплуатационных характеристик машины и выбора тех характеристик, которые наиболее полно соответствуют назначению и условиям работы машины.

В книге рассмотрены методы оценки с помощью электронно-вычислительной техники плавности хода, устойчивости движения на склонах, управляемости, плавучести, способности преодоления препятствий, надежности и других качеств машины при ее эксплуатации. Даны методы определения параметров трансмиссии, тяговых усилий, средних скоростей, расходов топлива, необходимой мощности и ориентировочной стоимости различных вариантов машин, исходя из свойств местности. Исходными данными при анализе служат следующие заданные и расчетные параметры: грузоподъемность, распределение веса машины по осям, удельное давление на грунт, параметры трансмиссии, отношение грузоподъемности к полному весу, экономичность двигателя, основные эксплуатационные параметры.

В книге отмечается, что исходные данные и предполагаемые технико-эксплуатационные характеристики машины, полученные с помощью электронно-вычислительной техники, проверяются результатами лабораторных и полевых испытаний.

Оценка надежности и стоимости вариантов машины является заключительной операцией анализа системы местность — машина. Сравнение опытных образцов, а также машин, находящихся в производстве и эксплуатации, и выбор окончательного варианта осуществляются на основе тщательного анализа их эффективности и стоимости. Подчеркивается, что анализ вариантов машины на стадии проектирования не изменяет обычной практики изготовления опытных образцов, но значительно ускоряет процесс создания новой машины.

Заключительная глава книги посвящена вопросам организации и направления исследований подвижности машин на местности. Рассмотрены вопросы прогнозирования технико-экономических свойств машин новой конструкции, приводится перечень испытательного оборудования, используемого при изучении системы местность — машина.

В книге приведена обширная библиография, включающая также отдельные работы советских исследователей по соответствующим вопросам, опубликованные в журналах «Автомобильная промышленность», «Тракторы и сельскохозяйственные машины» и др.

К сожалению, ссылки носят в основном случайный характер и в результате многие работы советских исследователей не нашли отражения в книге. Например, исследования В. Ф. Бабкова по взаимодействию движителя и грунта не упоминаются в работе Вэжера, хотя отдельные положения, впервые высказанные в работах В. Ф. Бабкова, заимствованы Вэджером без соответствующих ссылок.

Книга представляет значительный интерес для конструкторов автомобильной и тракторной промышленности, а также для специалистов, обеспечивающих решение вопросов выбора оптимальных конструкций машин в соответствии с заданными транспортными задачами и конкретными условиями эксплуатации.

Весьма желателен перевод и издание этой книги на русском языке.

Канд. техн. наук В. П. КОЧЕУЛОВ, В. К. КОРСАК

НАМИ

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43:629.113:543.42

Акустическая диагностика автомобильных двигателей. Егоров А. С. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Рассмотрена возможность применения спектрального анализа для определения технического состояния автомобильного двигателя внутреннего сгорания. Определены оптимальные зоны прослушивания, установлен оптимальный режим работы двигателя, найдены активные полосы спектра, содержащие максимум информации о техническом состоянии двигателя, составлена новая карта прослушивания двигателя. Рис. 3. Библ. 8.

УДК 621.43.068.4:621.43.04:629.113

Влияние полупроводникового прибора зажигания ППЗ-1 на состав отработавших газов карбюраторного двигателя на режимах разгона. Злотни Г. Н., Треплин В. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Опыты, проведенные на четырехтактном карбюраторном двигателе, показали, что электронное зажигание является одним из эффективных средств снижения токсичности выходящих газов. Рис. 2. Библ. 2.

УДК 621.43.052:65.012.12

Некоторые результаты исследования впускных трактов дизелей с динамическим наддувом. Ибрагимов Б. Р., Киселев Б. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Рассмотрены результаты расчетного исследования на основе математического моделирования процесса наполнения (с применением ЭЦВМ) двух схем впускных трактов дизелей с динамическим наддувом: с индивидуальными трубопроводами и симметричной разветвленной на три цилиндра с равномерным чередованием рабочих тактов. Рис. 6. Библ. 3.

УДК 629.113—19[083-74]

Номенклатура основных показателей эксплуатационной надежности автомобильного подвального состава. Егоров Л. А., Зарубин А. Г., Индикт, Е. А., Корогодский М. Б., Кривенко Е. И., Кузнецов Е. С., Червонобродов П. Л., Чернякин В. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Изложены общие положения и область применения основных показателей надежности, включающие показатели долговечности, безотказности, ремонтопригодности и сохраняемости в соответствии с ГОСТом 13377—67. Табл. 4. Библ. 6.

УДК 629.113.053.2.001.5

Прибор для определения скорости автомобиля с учетом пройденного пути. Тарасов А. Я., Цветков Р. С., Чернов Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Описаны новая методика определения скоростных характеристик автомобилей и прибор, решающий эту задачу. При этом достигается более правильная оценка указанных характеристик. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 8.

УДК 629.113.014.52:629.113.012.001.5

Влияние дисбаланса колес на их колебания и усилия в рулевом приводе автомобиля. Киороз В. И., Косухни В. В., Кленников Е. Б., Петров И. П. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

С увеличением скорости движения грузового автомобиля амплитуда колебаний несбалансированного правого управляемого колеса растет в большей степени, чем левого. Максимальное значение амплитуды колебаний достигается при скорости 80 км/ч. Аналогично протекает зависимость от скорости усилий в деталях рулевого привода при различных величинах дисбаланса. Увеличение дисбаланса приводит к прогрессивному возрастанию амплитуды колебаний как самих колес, так и нагрузок в деталях рулевого привода. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113—592.001.24

Тепловой расчет тормоза автомобиля по критериальному уравнению. Коренчук Н. Ф. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Тепловой расчет автомобильных тормозов, позволяющий при повторно-кратковременном режиме их нагружения определять температуру на трущихся поверхностях в зависимости от величины тормозного момента, основных размеров тормоза, режимных параметров и др. проводится по критериальной формуле. Библ. 11.

УДК 629.113.001.4<401.7>

Об оценке результатов полигонных испытаний на долговечность. Бурдасов Е. И., Зарифьянц И. Д. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Изложены методы сокращения продолжительности испытаний на долговечность за счет сокращения числа доведенных до отказа объектов без снижения достоверности получаемых результатов. Табл. 2. Рис. 4. Библ. 5.

УДК 629.113.011.2:625.7.033.4.011.5

Формирование нагруженности рамы грузового автомобиля от воздействия неровной дороги. Яценко Н. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Рассматривается колебательная система, эквивалентная грузовому автомобилю, в динамике которой формируются нагрузки несущей системы. Устанавливается связь между спектральной плотностью микропрофиля дороги, определяющей воздействие на автомобиль в движении, и спектральной плотностью напряжений в опасных сечениях рамы, а также возможное использование этой связи для нормирования форсированных испытаний долговечности рамы на специальных дорогах. Рис. 6. Библ. 8.

УДК 629.114.53

Новая компоновка автобуса. Жбанников С. И., Демидов М. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11. Описан автобус ПАЗ «Турист», отличающийся блочной компоновкой. Рис. 3.

УДК 629.113:621.43—233.13:620.169.1

Исследование изменения твердости шеек стальных коленчатых валов в процессе изнашивания. Исаков А. Э., Комиссаржевская В. Н., Гурвич И. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Исследована и выявлена общая тенденция изменения твердости шеек стальных коленчатых валов, работающих как в условиях нормальной эксплуатации, так и в условиях эксплуатации повышенной трудности. Идены оптимальные значения этой твердости и даны рекомендации по установлению поля допуска. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 5.

УДК 629.113.021.3:621.961.2

Типовой технологический процесс пробивки вентиляльных отверстий в колесах грузовых автомобилей. Дмитриев П. Т., Савостьянов А. Н., Кротов В. П. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Вентильное отверстие пробивается изнутри колеса в радиальном направлении или под углом с выходом заусенцев наружу. Колеса в штамп подаются снизу вверх или сверху вниз в зависимости от конструкции колеса. Табл. 1. Рис. 3.

УДК 621.923.5:621.9.01

Хонингование с дуговой осцилляцией. Беккер Б. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

При хонинговании отверстий вместо осевой осцилляции можно применять дуговую, что упрощает конструкцию механизмов осцилляции, устраняет влияние веса движущихся деталей и соответственно расширяет область применения осцилирующего движения. Рис. 6. Библ. 2.

УДК 621.744.56.002.3

Смолы для горячего лакирования песка. Таганян А. Н., Балиский В. Р. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

На Уральском автозаводе разработано и внедрено оборудование и технология горячего лакирования песка термореактивной фенолформальдегидной смолой при производстве отливок в оболочковых формах. Табл. 3. Рис. 2.

Вниманию читателей!

В магазине № 8. «Техническая книги» (Москва, К-31, ул. Петровка, 15) можно купить и заказать, через отдел «Книга — почтой» книги по автомобилестроению.

БОРИСОВ В. И. и др. Автомобиль ГАЗ-52-03. 1970. 344 стр. Цена 99 к.

ГРИШИН Е. М. и ЯНСОН З. Я. Мопеды. (Устройство и эксплуатация). 1966. 148 стр. Цена 28 к.

ИСАЕВ А. С. Изучайте автомобиль. Изд. 2-е, переработ. и доп. 1969, 392 стр. Цена 93 к.

Каталог деталей легкового автомобиля «Волга» ГАЗ-24. 1970. 184 стр. Цена 1 р. 91 к.

Каталог деталей автомобилей УАЗ-452, УАЗ-452Э, УАЗ-452Г, УАЗ-452А, УАЗ-452АЭ, УАЗ-452Д, УАЗ-452ДЭ и УАЗ-452В. 1970. 248 стр. (Ульяновский автозавод). Цена 3 р. 05 к.

КЛЕННИКОВ В. М., КЛЕННИКОВ Е. В. Теория и конструкция автомобиля. Учебник для техникумов. 1967, 312 стр. Цена 88 к.

Конструкция малолитражных двигателей. Пер. с англ. 1969. 200 стр. Цена 1 р 04 к.

ЛЕБЕДЕВ С. П. Электropередачи в самоходных машинах. 1961. 224 стр. Цена 85 к.

ПЕТРУШОВ В. А. Анализ работы многодисковых фрикционных трансформаторов. 1960. 80 стр. Цена 25 к.

СКИНДЕР Н. Б., ЛИЭПА Ю. А. Гидравлические телескопические амортизаторы. Атлас конструкций. 1968. 124 стр. Цена 2 р 90 к.

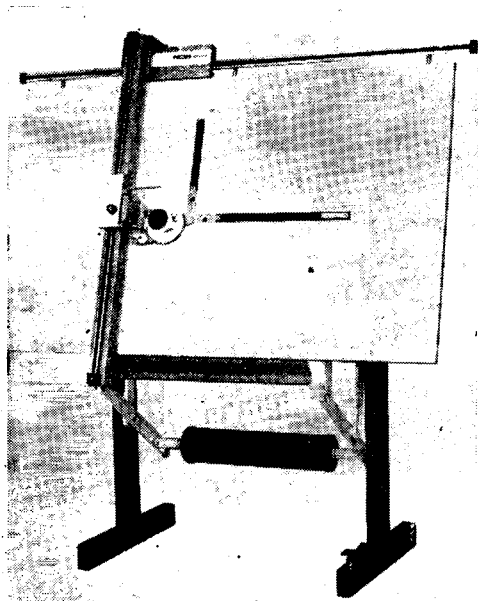
Заказанные по почте книги, магазин высылает наложенным платежом.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

«СОЮЗКНИГА»

REISS

ЧЕРТЕЖНЫЕ МАШИНЫ С КАРЕТКОЙ СИСТЕМЫ REISS ТИПА ORDINAT II



Эти машины высокого качества удовлетворяют всем требованиям рационализации процесса черчения.

Большой срок службы, высокая точность и легкий, бесшумный ход — таковы качества машин REISS.

Машины полностью уравновешены при всех углах наклона чертежной доски.

14 ходовых роликов на шариковых подшипниках обеспечивают постоянную точность черчения по всей плоскости чертежной доски.

Элементы управления удобны и расположены наглядно.

Расположенная в центрах чертежная головка может быть легко отведена от чертежной доски.

Чертежные машины могут быть по желанию оборудованы следующими чертежными головками системы REISS:

Standard
Ideal
Universal.

Укомплектование этих машин чертежным столом системы REISS типа NOVO II 150

делает их более совершенными и позволяет выполнять любые чертежи и даже цветные.

Размер чертежной доски 920×1500 или 1250×2000 мм, формат чертежа A₀ или 2×A₀.

REISS

VEB KOMBINAT ZENTRONIK
MESS — UND ZEICHENGERÄTEBAU
DDR 795 BAD LIEBENWERDA

Импортер:

В/О «Машприборинторг», Москва, Г-200, Смоленская пл., 32—34.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «Внешторгреклама».

Экспортер:

intermed
EXPORT-IMPORT

Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik DDR 102 Berlin, Schicklerstrasse 5/7, P.O.B. 17

ВАШ ХОД



Прецизионная расточка —

с закреплением обрабатываемой детали
и вращающимися резцами

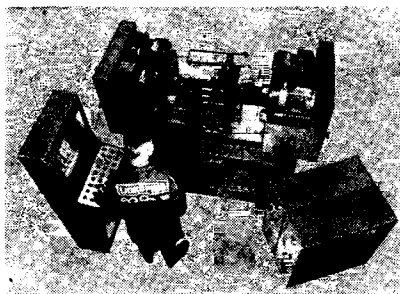
Ультра-прецизионная токарная обработка —

с вращающейся деталью
и неподвижными резцами

Прецизионная расточка или токарная обработка —

одной или нескольких деталей
резцами с одним или несколькими концентрическими
диаметрами конуса и т. л., внешняя или внутренняя

**Прецизионная расточка одной или нескольких деталей,
метод обработки которых требует применения индексир-
ующего стола**



LIDKÖPING предугадывает Ваш следующий ход

Автоматические прецизионные расточные станки модели
[ПНФ 23] PNF 23 фирмы LIDKÖPING сконструированы
для того, чтобы обеспечить максимально возможную
гибкость в их системах программного управления, универ-
сальность, точность и высокую производительность

LIDKÖPING



LIDKÖPINGS MEKANISKA
VERKSTADS AKTIEBOLAG
531 01 Lidköping. Tel. 0510/22130.
Telex 5047. LIDK S

Запросы на проспекты и их копии направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышлен-
ленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51), В/О «Внешторгреклама».

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства,
в ведении которых они находятся.

Ручной шлифовально-заточный инструмент с пневмоприводом, позволяющий получать максимальную производительность при управляемой скорости

Немногие системы можно так хорошо приспособить для интенсивных промышленных шлифовально-заточных работ, как пневматическую. Крыльчатые двигатели, применяемые в инструментах фирмы Атлас Копко, надежны, компактны и развивают скорость, отвечающую назначению инструмента данного размера. Эти прочные инструменты не поддаются перегрузкам. Неквалифицированные рабочие могут пользоваться ими без предварительного обучения.

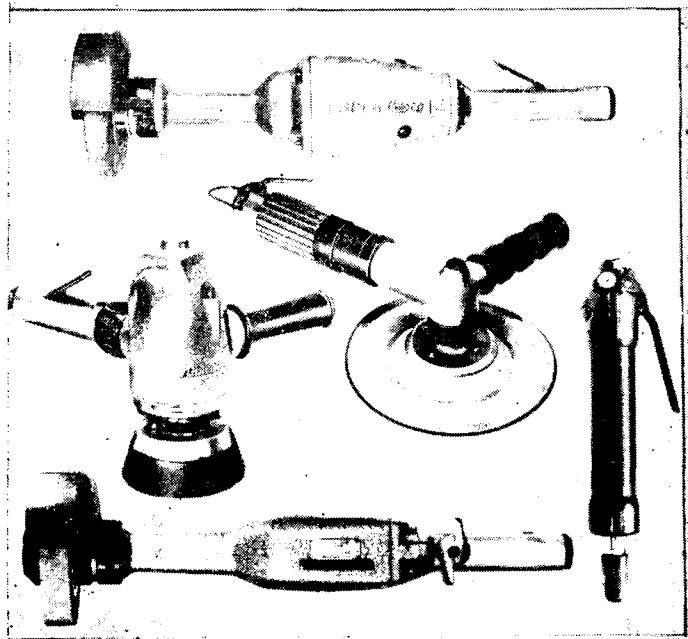
Четыре основных типа

Инструмент для обработки кругов до 200 мм заточкой с поперечной подачей.

Плоскошлифовальный инструмент для обработки кругов с углубленным центром, чашеобразных шлифовальных кругов, проволочных щеток, отрезных дисковых кругов и шлифовальных кругов до 230 мм в диаметре.

Шлифовальный и полировальный инструмент для шлифования фибровыми дисками до 175 мм в диаметре; для полирования шерстяными ворсистыми колпаками или полировальными кругами.

Правильный инструмент для обработки твердосплавных буров и вращающихся напильников.



Технические особенности

Высокая выработка, приходящаяся на единицу веса инструмента, понижает утомляемость оператора и повышает производительность его труда.

Безопасность конструкции. Этот шлифовально-заточный инструмент отвечает самым высоким требованиям правил безопасности. Регулятор скорости хорошо защищен от возможных повреждений извне. Для отрезных и формовочных дисков (кругов) имеются оградительные щитки.

Регулятор скорости позволяет сохранить скорость в предписанных пределах, обеспечивает защиту круга от повреждения и сокращает потребление воздуха во время работы вхолостую.

Во всех моделях имеются встроенные воздушные фильтры. У большинства моделей есть также встроенные автоматические масленки.

Спокойная работа оператора обеспечивается подшипниками отличного качества и эффективными гасителями вибрации.

Точность изготовления. Основные детали выполнены из стали с исключительной точностью размеров; цилиндр двигателя, например, отхонингован с допуском всего 3—5 мкм.

Универсальность. Применение широкого ряда дополнительных приспособлений позволяет инструментам этой серии охватить практически все возможные варианты шлифовально-заточных работ.

Ассортимент промышленного оборудования фирмы Атлас Копко включает: компрессоры, пневмоинструменты, краскораспылители, обдувочное оборудование, фиттинги.

Продукция экспортируется и обслуживается более чем в 100 странах.

Atlas Copco

STOCKHOLM, SWEDEN

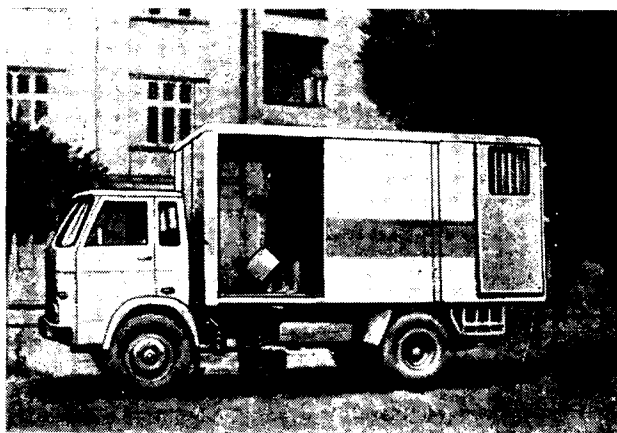
Запросы на проспекты и их копии направлять по адресу: Москва, К-31 Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «Внешторгреклама».

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями через министерства, в ведении которых они находятся.



РАССЧТАНЫ НА ДОЛГУЮ, БЕЗУПРЕЧНУЮ РАБОТУ И К ТОМУ ЖЕ КРАСИВЫ

Новые грузовые автомобили
завода Star—первенца
польского автомобилестроения



Грузовые автомобили Star 28 и Star 29 грузоподъемностью 5 т оборудованы соответственно дизелем и карбюраторным двигателем.

Кабины — новых, отличных от прежних моделей, конструкций и форм — хорошо обогрываются.

Лонжеронная клепаная рама с поперечинами изготовлена из прессованного листового металла.

Система рулевого управления с передачей винт—шариковая гайка обеспечивает легкость управления, требующего приложения небольших сил.

Шарнирная рулевая колонка позволяет регулировать положение рулевого колеса в зависимости от роста водителя.

Тормоза с разжимными колодками и приводом на все колеса имеют барабаны диаметром 420 мм и шириной 100 мм.

Конструкция тормозных колодок и система их установки изменены для обеспечения большой жесткости и уменьшения возможности появления недопустимого зазора.

Высокоскоростной воздушный компрессор, обслуживающий тормозную систему, перенесен с коробки передач на двигатель и приводится в действие клиновидным ремнем.

У двухступенчатого насоса тормозной системы (основной цилиндр) tandemного типа ход поршня больше, чем у предыдущих моделей.

Все это повышает долговечность тормозов и позволяет удлинить межрегулюровочный период.

Размеры металлического кузова с деревянной платформой: 4500×2200 мм. Он приспособлен для транспортирования грузов на стандартных поддонах, что в значительной мере облегчает погрузочно-разгрузочные операции.

В прежних моделях устанавливался деревянный кузов.

Поставляются также специальные автомобили на шасси автомобиля Star 28, например автофургон N 110 VAN.

Автофургон Star N 100 предназначен для транспортирования грузов, требующих хорошей защиты от пыли и дождя. Корпус фургона, монтируемый на шасси автомобиля Star 28 или

Star 29, представляет собой металлическую рамную конструкцию, покрытую снаружи слоем изоляции и металлическими листами. В зависимости от вида транспортируемого товара внутренняя сторона корпуса может иметь различную отделку. Широкие двери в боковых стенках и задняя дверь облегчают погрузку и выгрузку крупногабаритных грузов.

Каждый автомобиль, предлагаемый объединением Pol-Mot, отличается повышенной прочностью и рассчитан на длительный срок службы в самых неблагоприятных условиях эксплуатации.



Экспортер:

Внешнеторговое предприятие автомобильной промышленности
POL — MOT
Warszawa, Stalingradzka, 23,
ПОЛЬША

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «Внешторгпреклама»