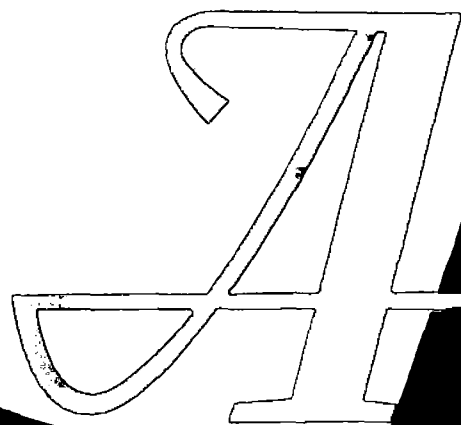


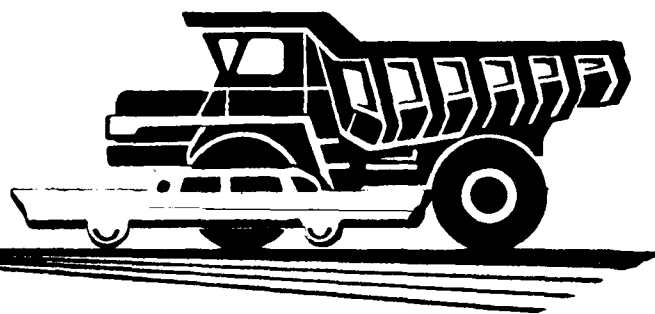


АВТОМОБИЛЬНАЯ

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1966

2



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

И. Е. Дюмин, М. И. Подщеколкин, В. И. Прейсман — Исследование долговечности двигателя ЗИЛ-130 и износов основных его деталей	1
Л. А. Демьянов — Эффективность работы первой ступени воздухоочистителя двигателя ЯАЗ-204	3
И. Б. Гурвич, П. А. Квашнин, А. Д. Гришин, И. А. Умнов, Г. М. Анисимов — Улучшение приработки автомобильных двигателей за счет присадок к обкаточным маслам	5
А. С. Штейнберг — Гидравлическое сопротивление тангенциальной камеры сгорания и газосборника газотурбинного двигателя с радиальной турбиной	6
В. И. Медведков, В. А. Яков — Применение электронно-вычислительной машины для расчета времени и пути разгона автомобиля	10
Б. Б. Генбом, В. Н. Кобылянский, А. М. Кизман, Г. С. Гудз — К вопросу об измерителях энергоемкости тормозных механизмов	12
А. М. Голомидов, В. П. Стешенко — Некоторые особенности конструкции подвески автомобиля ЗАЗ-966	16
Д. А. Антонов — Об углах поворота управляемых колес многоосных автомобилей	18
С. С. Дмитриченко, А. И. Шевченко — Ускоренные полигонные испытания грузовых автомобилей	21
В. Л. Афанасьев, А. А. Хачатуров — Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебаний автомобиля	23
Р. В. Ротенберг, Н. И. Бурлаченко — О физиологических критериях плавности хода автомобиля	27
А. А. Куликов — Влияние электрических нагрузок цепи высокого напряжения батарейного зажигания на развиваемое напряжение	30
Н. С. Беззубик, Ю. П. Сорочан, Л. Я. Марцыновский — К вопросу о пересмотре ГОСТа 9314-59	34

ТЕХНОЛОГИЯ

Г. Н. Ровинский — Технологичность конструкции крупных изделий, получаемых холодной штамповкой из листового металла (Вторая часть)	35
И. П. Судоплатов — Основные направления механизации и конвейеризации сборочных процессов в приборостроении	38
Г. И. Бобряков, А. С. Короленко, Б. В. Рабинович — Уплотнение формовочной смеси в опоках с моделями методом ствольного надува	41
С. Е. Воронин — Из опыта экономии цветного металла в массовом производстве	43
Е. М. Девятова — Изменение толщины металла при вытяжке топливного бака грузового автомобиля ЗИЛ-157	45

ИНФОРМАЦИЯ

Б. И. Хмельницкий — Борьба со «смогом» в США	47
--	----

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

И. Н. Тихомиров — Рецензия на книгу Л. А. Боришанского, Н. И. Слесаренко, М. Г. Черемных «Ижевские спортивные мотоциклы. Устройство и эксплуатация». Удмуртское книжное издательство, Ижевск, 1964	48
--	----

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Г. А. Усачева

Сдано в производство 7/XII—1965 г.

Подписано в печать 24/I—1966 г.

T-02712 Тираж 13 950 экз. Печ. л. 6 Уч.-изд. л. 9

Бум. л. 3 Формат 60×90/8 Зак. 5533

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2
ФЕВРАЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1966

Год издания XXXII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

КОНСТРУИРОВАНИЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ
ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.431.73.539.434

Исследование долговечности двигателя ЗИЛ-130 и износов основных его деталей

Канд. техн. наук И. Е. ДЮМИН, канд. техн. наук М. И. ПОДЩЕКОЛДИН, В. И. ПРЕЙСМАН

Харьковский автомобильно-дорожный институт

КАФЕДРА «Технологии производства и ремонта автомобилей» Харьковского автомобильно-дорожного института совместно с Днепропетровским авторемонтным заводом проводит исследование надежности и долговечности двигателей ЗИЛ-130, а также износов основных его деталей.

Эта работа имеет своей целью способствовать повышению надежности и долговечности новых V-образных двигателей ЗИЛ-130, выпускаемых Московским автозаводом имени Лихачева.

Изучение надежности и долговечности указанных двигателей проводилось в эксплуатационных условиях некоторых автохозяйств Украины, а износов основных деталей — на Днепропетровском авторемонтном заводе при поступлении туда двигателей в капитальный ремонт. В ряде автохозяйств еще применяются несоответствующие сорта топлива и масла. По этой причине приведенные цифры по долговечности могут оказаться несколько заниженными. Исследованию подвергались 87 двигателей ЗИЛ-130Я, эксплуатировавшихся на автобусах Львовского автозавода.

При исследовании изучались пробег до первого капитального ремонта, ремонтные воздействия с начала эксплуатации до постановки в капитальный ремонт, надежность работы узлов и механизмов, применяемые сорта топлива и смазки, условия эксплуатации и др.

Результаты исследования позволили установить среднее значение и рассеивание фактических пробегов автобусов ЛАЗ-695Б и ЛАЗ-697Е до первого капитального ремонта двигателей ЗИЛ-130Я, значение износов основных его деталей, отдельные моменты, снижающие надежность работы двигателя и другие данные.

Величины пробегов до первого капитального ремонта и их распределение приведены в таблице. Средневзвешенная величина пробега двигателей ЗИЛ-130Я, вычисленная по данным таблицы, составляет 160 тыс. км. Ранее устанавливаемый на эти автобусы двигатель ЗИЛ-158Л имел средневзвешенную величину пробега до первого капитального ремонта 63 тыс. км.

а капитально отремонтированный двигатель до последующего капитального ремонта 28,0 тыс. км*. Рассеивание долговечности двигателей ЗИЛ-130Я и ЗИЛ-158Л показано на рис. 1.

Пробег в тыс. км	Количество двигателей, вышедших из строя	Доля двигателей, вышедших из строя, в % от общего количества
58,5—60,0	2	2,0
80—100	7	8,0
100—120	13	15,0
120—140	11	13,0
140—160	18	21,0
160—180	8	9,0
180—200	6	7,0
200—220	10	12,0
220—240	6	7,0
240—260	2	2,0
260—280	1	1,0
280—300	3	3,0
Всего	87	100

Полученные значения сроков службы двигателей ЗИЛ-130Я до первого капитального ремонта при работе их на автобусах ЛАЗ свидетельствуют о значительных преимуществах этого двигателя в сравнении с двигателем ЗИЛ-158Л, устанавливавшимся ранее на эти автобусы.

Результаты исследований также показывают, что ресурс двигателя ЗИЛ-130Я имеет разброс по показателям для отдельных деталей, а также по показателям долговечности двигателя в целом. Ранее других деталей требуют замены вкладыши

* Дюмин И. Е. и Подщеколдин М. И. О сроках службы и дефектах двигателей ЗИЛ-158Л автобуса ЛАЗ-695Б. Сб. «Автотехника Украины», 1964, № 2.

коренных и шатунных подшипников коленчатого вала (после 80—120 тыс. км), поршневые кольца (после 100—125 тыс. км), режущие гильзы блока и поршни.

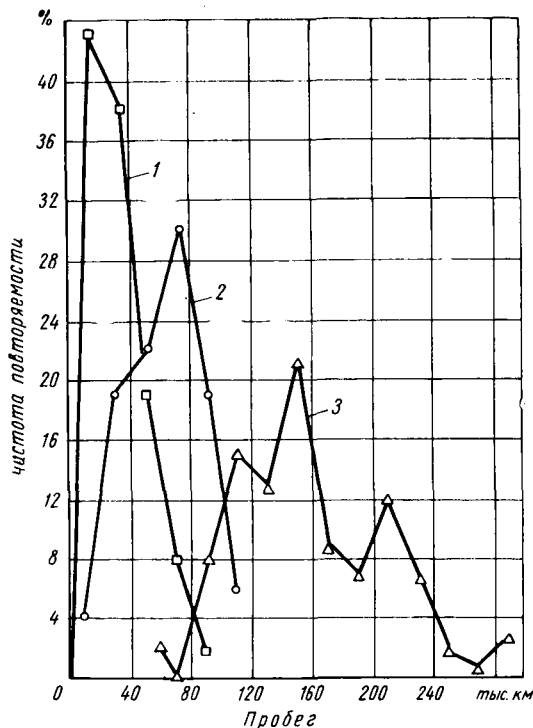


Рис. 1. Кривые рассеивания сроков службы двигателей:

1 — ЗИЛ-158Л (после капитального ремонта); 2 — ЗИЛ-158Л (до первого капитального ремонта); 3 — ЗИЛ-130 (до первого капитального ремонта).

Кроме того, увеличение числа цилиндров, повышение степени сжатия и оборотности двигателя требуют более надежной системы зажигания. В настоящее время при эксплуатации двигателей ЗИЛ-130Я наблюдаются перебои в работе отдельных цилиндров при высоких числах оборотов.

Изучение износов деталей двигателя ЗИЛ-130Я показало, что большинство из этих деталей при поступлении двигателей в первый капитальный ремонт имеют незначительные износы и практически не требуют ремонта.

У блока цилиндров двигателя после пробега 150 тыс. км и более диаметры гнезд под вкладыши коренных подшипников не превышают 79,53 мм (увеличение на 0,02 мм), что считается допустимым без проведения ремонта.

Отверстия под толкатели имеют незначительные износы (до 0,03 мм). Размеры посадочных мест под гильзы у большинства блоков находятся в пределах, заданных чертежом на изготовление.

Износ гильз и его рассеивание показаны на рис. 2. У большинства гильз максимальный износ составляет 0,10—0,30 мм. Средняя величина износа на 1000 км пробега составляет примерно 2 мк, что значительно меньше, чем у рядных двигателей ЗИЛ-120.

Износ шеек коленчатого вала у большинства двигателей ЗИЛ-130Я составляет: коренных 0,03—0,06 мм, шатунных 0,02—0,03 мм. Средний износ на 1000 км пробега не превышает 0,4—0,5 мк.

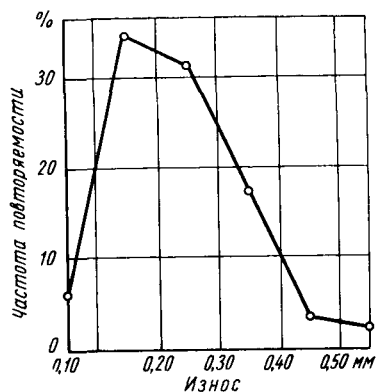


Рис. 2. Кривая рассеивания износов гильз двигателя ЗИЛ-130Я.

Кроме этого, в отличие от коленчатого вала двигатели ЗИЛ-120 износ шатунных шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 резко снизился и оказался меньшим, чем у коренных. Рассеивание износов шеек коленчатого вала показано на рис. 3.

Снижение износов и повышение долговечности гильз и шеек коленчатого вала объясняется введением ряда конструктивных изменений и технологических мероприятий, таких как вставки из аустенитного чугуна типа нирезист у гильз, устройство грязеуловителей и увеличение диаметров у шатунных шеек и др. При поступлении двигателей в капитальный ремонт после пробега более 100 тыс. км у 40—50% шатунов диаметр отверстия нижней головки шатуна увеличился на 0,03—0,08 мм. Увеличение диаметра отверстия нижней головки шатуна является одной из причин проворачивания вкладышей при эксплуатации двигателей. Чтобы уменьшить изменение диаметра отверстия в нижней головке шатуна, в 1964 г. на автозаводе имени Лихачева произведено усиление крышки шатуна.

Другие детали двигателя ЗИЛ-130 при поступлении его в капитальный ремонт имеют незначительные износы и в большинстве своем не требуют ремонта.

Критерием постановки большинства двигателей ЗИЛ-130 в капитальный ремонт, как и рядных двигателей ЗИЛ-120, в настоящее время обычно является состояние цилиндро-поршневой группы.

Однако нельзя считать правильным, чтобы состояние цилиндро-поршневой группы двигателя ЗИЛ-130 предопределяло постановку его в капитальный ремонт. В двигателе ЗИЛ-130 конструкцией предусмотрены легкоосъемные, вставные, мокрые гильзы, которые по мере износа легко заменить на новые или отремонтированные.

Блок этого двигателя, как показывают результаты исследований и практики работы Днепропетровского авторемонтного завода, не требует ремонта даже после пробегов 250—300 тыс. км.

Поэтому для удешевления ремонта и продления срока службы двигателей до капитального ремонта (если таковой требуется) надо считать целесообразным в эксплуатации по мере надобности заменять отдельные изношенные узлы и детали на новые или отремонтированные на специализированных ремонтных предприятиях. Для осуществления этого потребуются внедрить в ремонтную практику двигателей узловый метод ремонта.

Узловой метод ремонта позволит уменьшить затраты на капитальный ремонт, сократить простои в ремонте, так как ремонт сводится к замене узла (детали), увеличить срок службы двигателей, потому что уменьшение числа полных разборок позволяет сохранить приработку большинства незаменимых деталей и узлов и, наконец, освоить больший объем транспортной работы при том же количестве подвижного состава и т. п.

Организация узлового метода ремонта должна идти по пути создания хорошо технически оснащенных ремонтных предприятий, имеющих в своей номенклатуре ремонт отдельных узлов двигателя (цилиндро-поршневая группа, коленчатый вал с вкладышами, головка блока в сборе и др.). Основываясь на результатах проделанной работы, можно сказать, что срок службы двигателя ЗИЛ-130 до первого капитального ремонта может быть значительно увеличен, если повысить износостойкость вкладышей подшипников коленчатого вала, коренных его шеек и гильз блока цилиндров.

Коллектив Московского автозавода имени Лихачева создал и выпускает хорошо зарекомендовавший себя в эксплуатации V-образный двигатель ЗИЛ-130, который имеет значительные технико-экономические преимущества по сравнению с ранее выпускаемыми рядными двигателями.

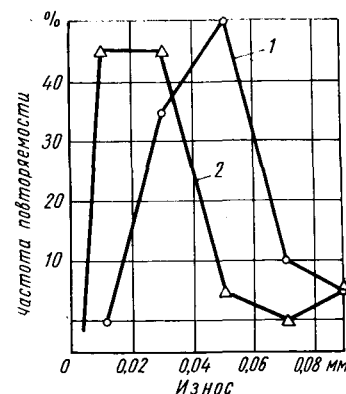


Рис. 3. Кривая рассеивания износов шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130Я: 1 — коренные шейки; 2 — шатунные шейки

Эффективность работы первой ступени воздухоочистителя двигателя ЯАЗ-204

Канд. техн. наук Л. А. ДЕМЬЯНОВ

На двигателе ЯАЗ-204 в зависимости от условий эксплуатации устанавливаются как масляно-контактные, так и двухступенчатые центробежно-контактные воздухоочистители с эжекционным отсосом пыли из первой ступени.

Двухступенчатые воздухоочистители по эффективности очистки имеют более высокие показатели: они предназначены для больших запыленностей воздуха (свыше 1 г/м^3), тогда как масляные рассчитываются на запыленность не более $0,4 \text{ г/м}^3$. Монтаж двухступенчатых воздухоочистителей на автомобиле связан с неизбежной потерей мощности двигателя на преодоление сопротивления во второй ступени и эжекционный отсос пыли в первой ступени. В связи с этим часто даже на автомобилях, работающих в условиях большой запыленности, ставятся воздухоочистители масляно-контактного типа.

Данная работа была проведена с целью определения действительной величины потери мощности двигателем при установке двухступенчатых воздухоочистителей и выявления величины расхода воздуха на отсосе из первой ступени.

Чтобы сократить объем экспериментальных работ и упростить их, испытания проводились на безмоторной установке в строгом соответствии с ведомственной нормалью МАП Н-2309-56 и на двигателе ЯАЗ-204, установленном на гидротормозном стенде типа Д-4 согласно ГОСТу 491-55, а результаты испытаний были увязаны построением номограммы (рис. 1).

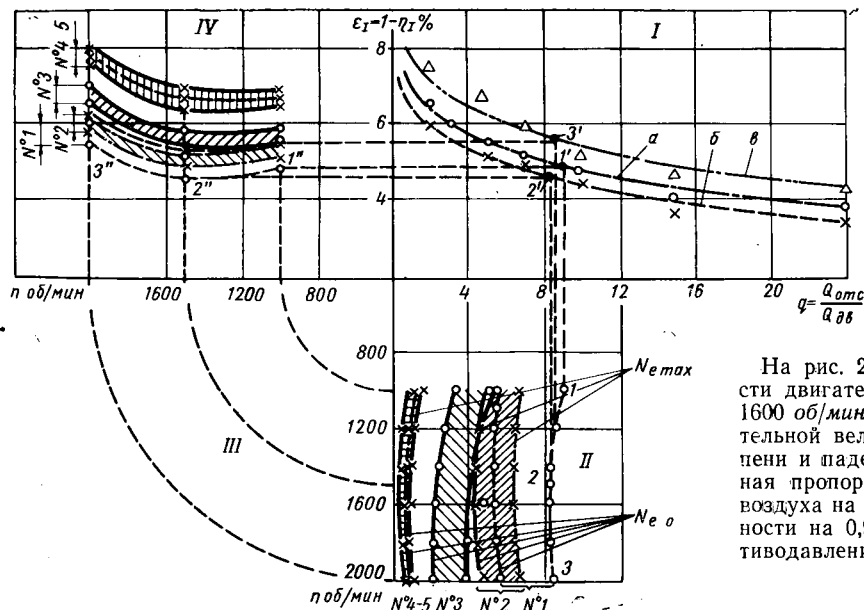


Рис. 1. Номограмма, иллюстрирующая зоны изменения коэффициента пропуска пыли в первой ступени воздухоочистителя в зависимости от режима работы двигателя ЯАЗ-204.

В квадранте I номограммы построены кривые по результатам безмоторных испытаний первой ступени центробежно-контактного воздухоочистителя при запыленности воздуха $\varphi_1 = 0,5 \text{ г/м}^3$. Здесь кривая *a* соответствует расходу воздуха $Q_{\text{дв}} = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $n = 1000 \text{ об/мин}$, кривая *б* — $Q_{\text{дв}} = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $n = 1500 \text{ об/мин}$ и кривая *в* — $Q_{\text{дв}} = 720 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $n = 2000 \text{ об/мин}$. В квадранте II построены кривые по результатам испытаний двигателя ЯАЗ-204 на стенде и даны зоны изменения относительной величины расхода воздуха на отсосе для пяти размеров эжекторов (см. таблицу) в зависимости от нагрузки двигателя в интервале изменения мощности от $N_e = 0$ до $N_e = N_{e \text{ max}}$ и скорости вращения коленчатого вала.

Эжекторы отличались между собой лишь диаметром рабочего сечения. Расход воздуха на отсосе на безмоторной установке регулировался вентилем вакуумной машины РМК-4.

Графическим построением (для примера показано построение кривой с характерными точками 1''—2''—3'') в квадранте IV определены зоны изменения коэффициента пропуска пыли в первой ступени в зависимости от режима работы двигателя.

Эффективность работы первой ступени воздухоочистителя при данном расходе $Q_{\text{дв}}$ определяется относительной величиной расхода воздуха на отсосе q , т. е. размером эжектора, установленного в выпускном тракте. Более быстрое уменьшение коэффициента ε_1 наблюдается при незначительных относительных значениях расхода воздуха на отсосе (от 1 до 8—10%). Так, например, установка эжекторов № 4 и 5 обеспечивает максимальный относительный расход воздуха на отсосе $q = 1 \div 2\%$, коэффициент очистки воздуха в первой ступени при этом достигает $\eta_1 = 92 \div 93,5\%$. Эжектор № 3 (стандартный) обеспечивает $q = 2 \div 5\%$ и повышает коэффициент очистки η_1 до $93 \div 95,5\%$, т. е. в среднем повышает на 1,5%, а эжекторы № 2 и 1 дают $q = 5 \div 9\%$, но повышают η_1 только до $94,5 \div 95,5\%$ (на 0,75%). Увеличение q свыше 10% приводит к еще более медленному уменьшению коэффициента пропуска ε_1 .

Коэффициент пропуска в значительной мере определяется режимом работы двигателя. С повышением нагрузки двигателя при тех же числах оборотов коленчатого вала степень очистки воздуха увеличивается. По скоростному режиму наибольший эффект получен на среднеэксплуатационных скоростях ($n = 1500 \div 1600 \text{ об/мин}$). Увеличение или уменьшение числа оборотов коленчатого вала сопровождается возрастанием коэффициента пропуска.

На рис. 2 дана зависимость падения максимальной мощности двигателя по скоростным характеристикам при $n = 2000$ и 1600 об/мин и установке указанных эжекторов. Между относительной величиной расхода воздуха на отсосе из первой ступени и падением максимальной мощности наблюдается обратная пропорциональность. Увеличение относительного расхода воздуха на отсосе на 1% соответствует примерно падению мощности на 0,9% или, как показали испытания, увеличение противодавления на выпуске в среднем $0,09 \text{ кг/см}^2$.

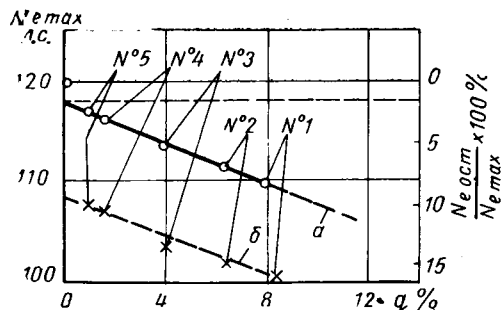


Рис. 2. Изменение максимальной мощности двигателя ЯАЗ-204 в зависимости от расхода воздуха:

a — на отсосе при $n = 2000 \text{ об/мин}$; *б* — на отсосе при $n = 1600 \text{ об/мин}$; без отсоса при $N_e \text{ max} = 120 \text{ л. с.}$

Установка эжекторов № 4 и 5 будет сопровождаться, следовательно, увеличением противодавления на выпуске на 0,09—0,18 кг/см² или затратой мощности около 0,9—1,8% N_{max} , а эжектора № 3 — соответственно увеличением противодавления до 0,45 кг/см² или затратой 3,5—4,5% N_{max} . Изменение разрежения во впускной трубе во время экспериментов достигалось установкой одних и тех же воздухоочистителей, постепенно загрязняемых пылью на безмоторной установке.

Проведенные эксперименты показывают, что увеличение сопротивления воздухоочистителя на 100 мм вод. ст. сопровождается падением мощности двигателя на 0,48—0,63%, в среднем на 0,55% N_{max} .

Сопротивление чистого (обслуженного) центробежно-контактного воздухоочистителя, как показали испытания, колеблется в пределах 260—280 мм вод. ст. на среднеэксплуатационных расходах и достигает 400—500 мм вод. ст. на максимальных расходах воздуха. На преодоление этого сопротивления будет затрачиваться до 2,2—2,7% N_{max} .

Кроме затраты мощности двигателя на обеспечение работы системы отсоса и на преодоление сопротивления чистого воздухоочистителя, мощность двигателя будет расходоваться еще и за счет увеличивающегося сопротивления второй ступени воздухоочистителя вследствие загрязнения набивки пылью.

Работа двигателя ЯАЗ-204 в условиях среднеэксплуатационной запыленности воздуха ($\varphi_1 = 0,5 \text{ г/м}^3$) при установке центробежно-контактного воздухоочистителя происходит почти без изменения сопротивления (рис. 3) и после 55—60 ч сопротивления его увеличивается всего на 100—150 мм вод. ст., вызывая увеличение потери мощности на 0,5—0,8% N_{max} .

Таким образом, на преодоление сопротивления загрязненного центробежно-контактного воздухоочистителя при максимальной мощности (максимальных расходах воздуха) потери мощности двигателя ЯАЗ-204 (без учета работы эжектора) будут составлять 2,7—3,5% N_{max} .

Относительно предельной величины сопротивления воздухоочистителя, а в связи с этим и предельной величины падения мощности двигателя отсутствуют установленные данные. На основании ряда проведенных работ [1, 2, 3] принято считать, что для дизелей величина наибольшего сопротивления с учетом допустимой потери мощности и ухудшения коэффициента избытка воздуха не должна превышать 750—1000 мм вод. ст. Это значит, что при запыленном воздухоочистителе потеря мощности двигателя не должна быть выше 5,5%. Следовательно, если учесть, что потери мощности на преодоление сопротивления загрязненного воздухоочистителя оценены в 2,7—3,5% N_{max} , то потери мощности на эжекторе должны составлять не более 2—3% N_{max} , а это соответствует увеличению противодавления на выпуске на 0,2—0,3 кг/см² или величине отсоса $q = 3,5\%$.

На рис. 3 приведена характеристика масляно-контактного воздухоочистителя устаревшей конструкции. У этого воздухоочистителя при относительно небольшом начальном сопротивлении, равном 100—150 мм вод. ст., оно резко возрастает при работе воздухоочистителя на двигателе, и через 4—5 ч воздухоочиститель оказывается фактически неработоспособным из-за резкого повышения сопротивления и уноса масла.

Более высокое начальное сопротивление центробежно-контактного воздухоочистителя компенсируется мало изменяющимся сопротивлением в течение его эксплуатации.

Центробежно-контактный воздухоочиститель даже при запыленности $\varphi_1 = 2,5 \text{ г/м}^3$ работает более эффективно, чем масляно-контактный при $\varphi_1 = 0,5 \text{ г/м}^3$, так как у воздухоочистителей, использующих силы инерции, коэффициент пропускки практически не зависит от запыленности воздуха на входе. По существу двигатель ЯАЗ-204 между техническими обслуживаниями воздухоочистителей работает при практически неизменяющемся сопротивлении, обеспечивая защиту двигателя от абразивного износа в 2,5—3 раза выше, чем при использовании иногда устанавливаемых в настоящее время масляно-контактных воздухоочистителей ЯАЗ.

Однако в условиях эксплуатации автомобилей двигатели работают в основном на частичных нагрузках, поэтому снижение мощности за счет работы первой ступени воздухоочистителей не является существенным, так как оно может быть компенсировано увеличением подачи топлива. Но при этом будет наблюдаться несколько увеличенный эксплуатационный

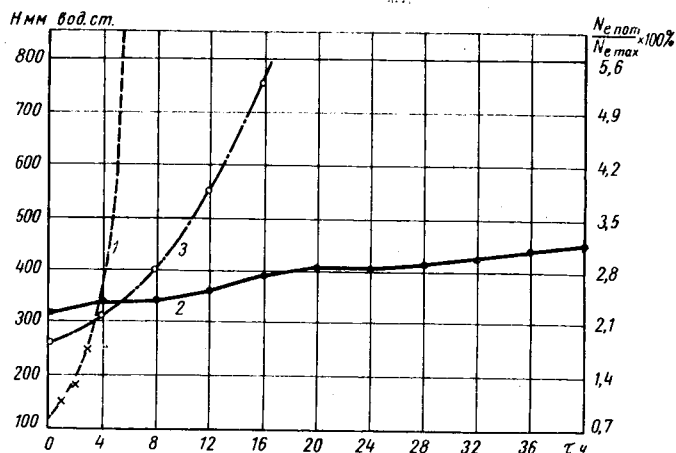


Рис. 3. Характеристика воздухоочистителей ЯАЗ по времени при расходах воздуха на один воздухоочиститель $Q_{\text{ав}} = 280 \text{ м}^3/\text{ч}$:

1 — масляно-контактного ($\varphi_1 = 0,5 \text{ г/м}^3$); 2 — центробежно-контактного ($\varphi_1 = 0,5 \text{ г/м}^3$); 3 — центробежно-контактного ($\varphi_1 = 2,5 \text{ г/м}^3$, $Q = 280 \text{ м}^3/\text{ч}$, $n = 1600 \text{ об/мин}$).

расход топлива. Стендовые испытания двигателя ЯАЗ-204 показывают, что за счет работы двухступенчатого воздухоочистителя увеличение расхода топлива при тех же режимах и нагрузке двигателя составляет 4—5 г/л.с.ч, или около 2,5—3,0%. Таким образом, значительное повышение защиты двигателя от абразивного износа (в 2,5—3 раза) достигается за счет незначительного ухудшения экономичности по расходу топлива.

Проведенная работа показала, что благодаря высокой эффективности первой ступени двухступенчатый воздухоочиститель надежно работает в условиях сильной запыленности (при φ_1 выше $1,0 \text{ г/м}^3$), обеспечивая коэффициент очистки первой ступени η_1 в среднем 95%, а общий 99,5—99,8% и периодичность технического обслуживания второй ступени 55—60 ч.

Допустимым увеличением противодавления на выпуске у двигателя ЯАЗ-204 за счет установки эжектора следует считать противодавление 0,2—0,3 кг/см². При том же противодавлении на выпуске увеличение отсоса воздуха из первой ступени, а следовательно повышение очистки воздуха в первой ступени воздухоочистителя возможно с применением более совершенных конструкций эжекционных устройств.

Несколько повышенное начальное сопротивление центробежно-контактного воздухоочистителя практически мало изменяется в процессе эксплуатации автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шац Я. Ю. Воздухоочистители иностранных типов, Машгиз, 1947.
2. Егоров И. М. Очистки воздуха, горючего, масла, Воениздат, 1962.
3. Тагамлик Д. Е. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1952, № 10.

Улучшение приработки автомобильных двигателей за счет присадок к обкаточным маслам

Канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ, П. А. КВАШНИН, А. Д. ГРИШИН, И. А. УМНОВ, Г. М. АНИСИМОВ

Горьковский автозавод

В УСЛОВИЯХ современного крупносерийного производства завершающей операцией изготовления автомобильных двигателей является их кратковременная стендовая обкатка. Назначение ее сводится к некоторому заглаживанию поверхностей трения, промывке двигателя от оставшихся абразивных частиц и первоначальных продуктов износа, а также к проверке герметичности сопряжений и работоспособности собранного двигателя. Вопросам выбора режимов обкатки посвящено весьма большое количество исследований. Обобщив все эти исследования, можно сделать следующие заключения:

1. Влияние различных режимов заводской обкатки двигателей на их эксплуатационный износ проявляется главным образом при грубых нарушениях правил обкатки. Последними не допускаются чрезмерно большие или слишком малые скорости и приложение повышенных нагрузок к неприработанным поверхностям трения деталей.

2. Значительное влияние на качество и продолжительность приработки оказывает вязкость, маслянистость и охлаждающая способность смазочного масла. Слишком малая вязкость масла способствует возникновению задигов и чрезмерного начального износа сопряжений. Впоследствии это приводит к повышенным эксплуатационным износам. Добавление к такому маслу соответствующих присадок нормализует процесс приработки и подготавливает двигатель к восприятию эксплуатационных нагрузок. Повышенная вязкость масла замедляет процесс начальной приработки, а иногда и ухудшает ее качество. Последнее является следствием худшей прокачиваемости, очищаемости и охлаждающей способности масел с повышенной вязкостью.

3. Для обеспечения надлежащей приработки сопряжений необходимо определение оптимальных и рациональных режимов обкатки индивидуально для каждой модели двигателей с учетом не только их конструктивных, но и технологических особенностей. Таким образом, влияние режимов и условий заводской обкатки двигателей на последующую их долговечность ощутимо проявляется при некачественной приработке деталей и сопряжений, т. е. при наличии задигов, местных зон перегрева, очагов коррозионного износа, неравномерного коактивирования трущихся поверхностей и т. д. За последние годы в направлении улучшения и ускорения приработки изысканы новые возможности. Так, некоторыми исследователями рекомендованы дисульфидно-молибденовые присадки к смазочным маслам, установлена целесообразность добавления 0,8—1,0% коллоидной серы или дибензилдисульфида, содержащего серу, и т. д. Присутствие серы и ее соединений в приработочном масле способствует образованию на поверхности трения сульфидных пленок и соединений в виде FeS и FeS_2 и окислов металлов, которые смягчают процесс приработки. Сопряженные поверхности прирабатываются за более короткий период, чем на маслах, не содержащих активной серы. Опыт применения масел, содержащих серу, показал, что для двигателей, обкатанных на маслах с присадками серы, сокращается эксплуатационный обкаточный период.

Активные присадки, содержащие серу, фосфор, цинк, во время работы двигателя под влиянием высоких температур, развивающихся в точках соприкосновения двух трущихся поверхностей, вступают с металлом в химическое, взаимодействие. В результате этого взаимодействия химический состав и свойство материала поверхности изменяются. Получившийся сплав под действием высоких температур и давлений в точках непосредственного контакта начинает течь, неровности сглаживаются, площадь непосредственного контакта резко увеличивается и поверхность становится гладкой — полируется. Наличие фосфора в этом случае обеспечивает более легкое течение поверхностных слоев трения.

Присадки к обкаточным маслам дополнительно к их главному назначению должны придавать маслам более высокие антиокислительные и антикоррозионные свойства, хорошо растворяться и не выпадать из масел, не обладать неприятным запахом и не быть вредными для здоровья человека.

На Горьковском автозаводе в 1962—1964 гг. были проведены работы по подбору присадок к обкаточному маслу. Испытаниям подверглись масло, содержащее серу, масло с присадками ЛЗ-6/9, ОТ-1, ДФ-11 и др. Экспериментальная часть работы по испытанию масел с присадками проводилась в три этапа, результаты испытаний приведены на рисунке. За базовое было принято масло индустриальное 20 (ГОСТ 8075-62). Интенсивность приработки и ее качество оценивались по количеству железа, снимаемому с поверхностей трения за наименьший промежуток времени, профилографированием поверхностей до обкатки и после нее, а также визуально при разборке двигателей. На первом этапе были испытаны девять двигателей ГАЗ-51 на масле с присадкой молотой серы по ГОСТу 127-51 и семь двигателей на масле без присадки. Добавление серы в масло велось по технологии, разработанной на нефтемаслозаводе. Концентрат с серой добавлялся в базовое масло в количестве 0,8—1,0% из расчета содержания активной серы в масле. Испытание на прирабатываемость велось в течение 120 мин. Пробы масла отбирались из картера двигателя через специальные штуцеры, встроенный на уровне маслоприемника, через 10; 30; 60; 90 и 120 мин работы двигателя. Количество железа в масле определялось весовым и объемным методами.

Одновременно с испытанием на прирабатываемость деталей велось наблюдение за состоянием деталей двигателей, обкатанных на масле с присадкой, с целью определения защитных свойств масла. Двигатели, обкатанные на масле без присадки и с присадками, ставились на хранение в жестких условиях с осмотром через 3; 6 и 12 мес.



Влияние присадки к маслу на интенсивность и качество приработки деталей двигателей:

1 — масло индустриальное 20 без присадки; 2 — масло индустриальное 20 с присадкой серы; 3 — масло индустриальное 20 с присадкой ДФ-11; 4 — масло индустриальное 20 с присадкой ЛЗ-6/9.

В результате проведения работ было установлено, что детали двигателей, работающих на масле с присадкой серы, прирабатываются более интенсивно (см. рисунок). Через 30—40 мин обкатки на масле с присадкой серы прироста железа в масле не наблюдается, а на масле без присадки рост железа непрерывно продолжается. Съем железа за это время в двигателях, обкатываемых на масле с присадкой, больший. Таким образом, наличие серы в масле обеспечивает лучшую прирабатываемость деталей. Детали двигателей (шейки валов, пальцы поршня и др.), обкатанные на масле с присадкой серы, после хранения в течение 3 мес. потемнели в результате образования сульфидов железа. Наличие черного налета на деталях хранившихся двигателей ухудшает товарный вид рабочих поверхностей, что является причиной продолжения работ по обкатке двигателей с применением других присадок.

На втором этапе было обкатано девять двигателей, из них шесть на масле с присадкой ЛЗ-6/9 в количестве 2,5%. Результаты испытаний положительные и близкие к результатам испытаний на масле с присадкой серы. Детали двигателей, хранившихся в течение 6 мес., были в хорошем состоянии. Потемнений и коррозии не обнаружено. Присадка ЛЗ-6/9, однако, имеет специфический неприятный запах, усиливающийся при нагревании масла. Этого недостатка лишена присадка ДФ-11.

На третьем этапе испытано 19 двигателей, в том числе 14 на масле с присадкой ДФ-11 2,5—3%. Присадка содержит серу,

фосфор и цинк и является антиокислительной и противозадирной.

Наличие серы, фосфора и цинка обеспечивает образование сульфидных пленок, течение поверхностных слоев металла, что приводит к полированию прирабатываемых поверхностей. Противоокислительные свойства присадки увеличивают срок работы масла без смены и хорошую защиту от коррозии при хранении.

Двигатели, хранившиеся в течение 6 и 12 мес., были в хорошем состоянии, без коррозии. По результатам испытаний двигателей на масле с присадкой ДФ-11 установлено, что полная прирабатываемость поверхностей осуществляется за 30—50 мин. Съем металла с поверхностей при работе на масле с присадкой больший, чем при работе без присадки.

Из графиков, построенных по результатам испытаний масел, видно протекание процесса приработки, время окончания приработки поверхностей и получена сравнительная характеристика износа поверхностей трения.

Выводы

1. Проведенные испытания подтвердили целесообразность и необходимость применения активных присадок к обкаточным маслам, обеспечивающих высокое качество приработки деталей двигателей за короткий срок.

2. Наличие в приработочном масле соединений серы, фосфора, цинка обеспечивает насыщение поверхностных слоев веществами, препятствующими возникновению сухого трения.

3. Присадка ДФ-11 является наиболее эффективной с точки зрения приработки, защитной способности и удобства ее использования в производственных условиях. Применение этой присадки к обкаточному маслу (индустриальное 20) рекомендовано к внедрению в производство и в настоящее время осваивается на Горьковском автозаводе.

УДК 621.431.73.056

Гидравлическое сопротивление тангенциальной камеры сгорания и газосборника газотурбинного двигателя с радиальной турбиной

Канд. техн. наук А. С. ШТЕЙНБЕРГ

НАМИ

В ПРАКТИКЕ проектирования автомобильных газотурбинных двигателей широкое распространение получила схема, в которой камера сгорания расположена тангенциально к газосборнику турбины.

Для исследования гидравлического сопротивления тангенциальной камеры сгорания и газосборника был создан экспериментальный стенд (рис. 1).

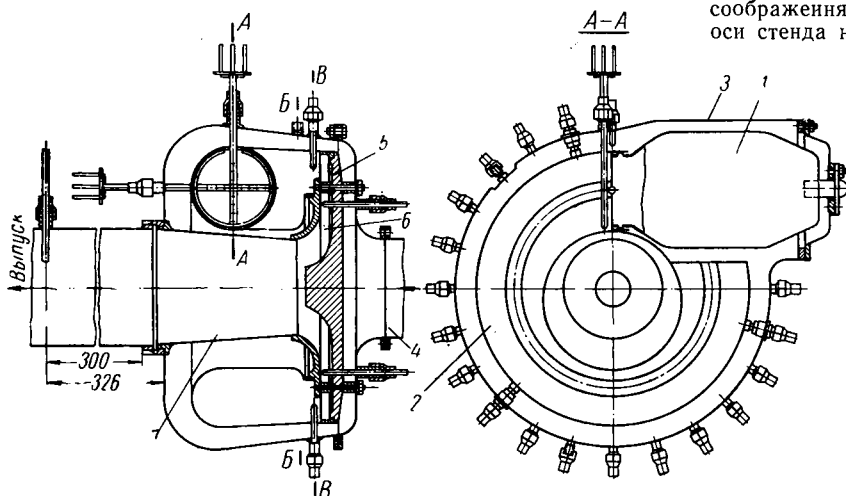


Рис. 1. Экспериментальный стенд для исследования камеры сгорания и газосборника варианта I

Камера сгорания 1 и газосборник 2 располагались в кожухе камеры сгорания 3. Воздух от постороннего источника поступал по входному патрубку 4. Газовая и воздушная полости были изолированы с помощью разделительной диафрагмы 5. Из газосборника газ через кольцевой канал 6, имитирующий сопловый аппарат турбины, поступал в выпускной патрубок 7.

На стенде (рис. 1) испытывалась камера сгорания варианта I. Помимо того, по аналогичной схеме было создано еще два стенда, на которых производилось испытание камер сгорания вариантов II и III. Основные данные испытаний камер приведены в табл. 1.

Испытанные камеры имели одинаковую конструкцию. Камеры сгорания трубчатые, противоточного типа с лопаточным завихрителем, в центре которого устанавливалась топливная форсунка. Через завихритель поступало примерно 3,5% всего

воздуха. Закон нарастания площади отверстий по длине всех камер был одинаковым.

На рис. 2 показано изменение проходных сечений газосборников по углу поворота (римские цифры обозначают варианты газосборников).

Газосборник варианта I был спрофилирован по закону примерного постоянства площадей, однако по конструктивным соображениям ось газосборника была смещена относительно оси стенда на 14 мм, что не позволило точно выдержать постоянную площадь по всей окружности. Помимо того, на участке окружности 60° часть газосборника была вырезана для размещения камеры, что вызвало резкое изменение проходной площади на этом участке.

В отличие от газосборника варианта I газосборник варианта II был спрофилирован по закону примерного постоянства скоростей по углу поворота, что достигалось плавным уменьшением проходных сечений. Однако по конструктивным соображениям этот закон был выдержан только в диапазоне 240°. Входная часть газосборника варианта II в отличие от газосборника варианта I выполнена овальной формы и по конструктивным соображениям развита до максимально возможных размеров площади F_A с тем, чтобы уменьшить потери на удар при входе потока в газосборник.

Газосборник варианта III выполнен аналогично газосборнику варианта II, но имел большие размеры. Входное отверстие было также овальной формы. График проходных площадей по углу поворота показывает, что площадь из-

менялась плавно по всей окружности. Отношение площадей на входе $\frac{F_{гсб}}{F_A}$ было меньшим, чем у газосборников вариантов I и II.

Гидравлическое сопротивление стенда складывается из сопротивления отдельных его элементов, а именно:

$$\Delta p^* = \Delta p_{к.с}^* + \Delta p_{гсб}^*, \quad (1)$$

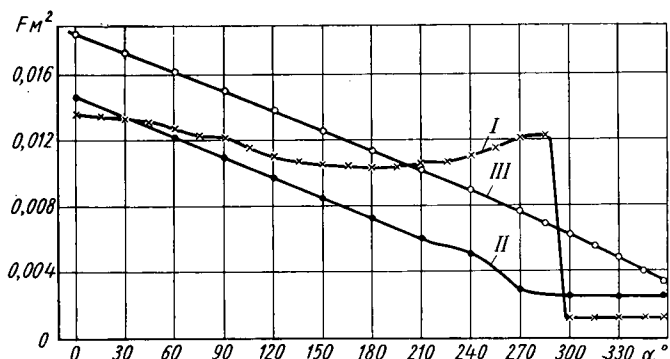
где Δp^* — общие потери полного давления;
 $\Delta p_{к.с}^*$, $\Delta p_{гсб}^*$ — потери полного давления соответственно в камере сгорания и газосборнике.

Потеря полного давления пропорциональна скоростному напору на входе:

$$\Delta p^* = \zeta \frac{\gamma_B w_B^2}{2g}, \quad (2)$$

Таблица 1

Номер варианта	Диаметр камеры D_K в мм	Длина камеры L_K в мм	Рабочий объем камеры V_K в дм^3	Суммарная площадь отверстий камеры ΣF_0 в см^2	Площадь выходного сечения камеры F_A в см^2	Начальная площадь газосборника $F_{гсб}$ в см^2	Отношение площадей $\frac{F_{гсб}}{F_A}$	Площадь сечения на входе в кожух камеры F_B в см^2	Наружный диаметр газосборника $D_{гсб}$ в мм	Объем газосборника $V_{гсб}$ в дм^3	Расстояние от оси входного сечения газосборника до оси двигателя R_{30} в мм	Расстояние от оси выходного сечения газосборника до оси двигателя R_3 в мм	Площадь сечения на выходе из газосборника F_B в см^2
I	140	264	2,8	71,5	70	135	1,93	170	340	7,84	120	155	230
II	140	264	3,05	75	100	146	1,46	170	340	6,0	120	155	230
III	150	312	4,3	135	139	185	1,33	340	455	12,05	170	198	450

Рис. 2. Изменение проходных сечений F газосборников по углу поворота α

где ζ — коэффициент гидравлического сопротивления;
 γ_B , w_B — удельный вес и скорость воздуха на входе в камеру в сечении Б—Б (рис. 1);
 g — ускорение силы тяжести.

Используя уравнение состояния и выражение для скорости звука, произведем следующие преобразования:

$$\Delta p^* = \zeta \frac{p_B w_B^2}{2gRT_B} \cdot \frac{k}{k} = \zeta p_B \frac{k}{2} M_B^2,$$

где p_B , T_B — давление и абсолютная температура воздуха на входе в камеру;
 k — отношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме;

$a_B = \sqrt{k g R T_B}$ — скорость звука на входе в камеру (R — газовая постоянная);

$M_B = \frac{w_B}{a_B}$ — число M на входе в камеру.

Коэффициент потери полного давления в процентах

$$\delta^* = \zeta \frac{k}{2} M_B^2 100\%. \quad (3)$$

Ввиду малой скорости воздуха на входе в камеру сгорания принимаем $p_B \approx p_B^*$. Так как течение воздуха в камере протекает обычно в автомодельной области, т. е. в области, где коэффициент гидравлического сопротивления ζ практически не зависит от числа Рейнольдса, можно считать, как это и подтверждено опытами, что гидравлические потери в камере на всех режимах пропорциональны квадрату числа M_B .

Восмьиточечные насадки для измерения величины p_A создавали дополнительное гидравлическое сопротивление. Поэтому точно определить сопротивление газосборника по перепаду $p_A^* - p_B^*$ не представлялось возможным. Этими насадками пользовались только при определении потерь в камере сгорания. При всех прочих испытаниях они удалялись. Потери в газосборнике определялись как разность общих потерь и потерь

в камере. Коэффициент потери полного давления в газосборнике соответственно определялся по формуле

$$\delta_{гсб}^* = \frac{\Delta p_{гсб}^*}{p_B^*} 100\%. \quad (4)$$

При определении коэффициента гидравлического сопротивления газосборника $\zeta_{гсб}$ примем за характерный скоростной напор — напор на входе в газосборник в сечении $F_{гсб}$, тогда

$$\zeta_{гсб} = \frac{\Delta p_{гсб}^*}{\frac{\gamma_{гсб} w_{гсб}^2}{2g}} = \frac{\delta_{гсб}^*}{\frac{k}{2} M_{гсб}^2 100} \quad (5)$$

где $\gamma_{гсб}$ — удельный вес воздуха на входе в газосборник ($\gamma_{гсб} \approx \gamma_B$);

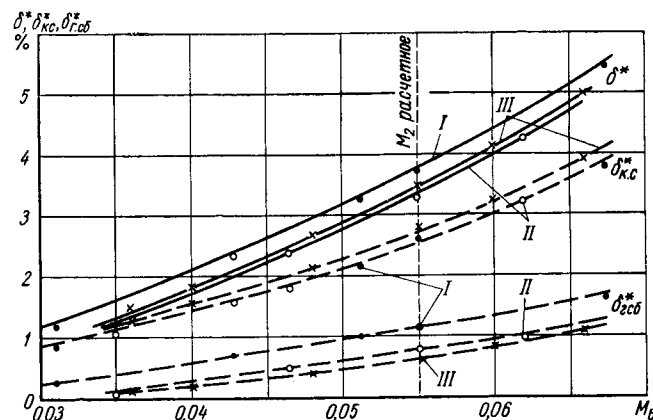
$w_{гсб}$ — скорость воздуха на входе в газосборник;

$M_{гсб}$ — число M на входе в газосборник.

Так как гидравлические потери в камере сгорания определяются в основном потерями в отверстиях, примем за характерное сечение для камеры сгорания суммарную площадь отверстий ΣF_0 . Тогда коэффициент гидравлического сопротивления камеры

$$\zeta_{к.с} = \frac{\delta_{к.с}^*}{\frac{k}{2} M_0^2 100} \quad (6)$$

где w_0 — средняя скорость газа в отверстиях;
 M_0 — число M в отверстиях.

Рис. 3. Характеристики δ^* , $\delta_{к.с}^*$, $\delta_{гсб}^* = f(M_B)$ для трех вариантов камер сгорания и газосборников

Первая серия опытов была проведена при холодной продувке (без горения). На рис. 3 приведены характеристики изменения величины δ^* , $\delta_{к.с}^*$ и $\delta_{гсб}^*$ в зависимости от изменения числа M_B трех испытанных вариантов камер. Число M_B при испытаниях изменялось в диапазоне 0,03—0,07. За расчетный выбираем режим, соответствующий по числу M номинальному режиму газотурбинного двигателя, а именно $M_B = 0,055$

Сравнение камер и газосборников на этом режиме приведено в табл. 2.

Как следует из приведенных данных, основные потери при холодной продувке приходятся на долю камеры. Доля потерь, приходящихся на газосборник в зависимости от его конструкции и профилирования, составляет 19—32% общих потерь. Так как при испытаниях применялись однотипные трубчатые камеры сгорания, коэффициенты гидравлического сопротивле-

Полярная диаграмма P_B^* для газосборника варианта II (рис. 4) показывает, что абсолютная величина P_B^* выше, чем у газосборника варианта I, а давление распределяется по окружности равномернее.

Более высокое значение P_B^* объясняется тем, что скорость на входе в газосборник варианта II при том же значении M_B

Таблица 2

Номер варианта	Скорость в отверстиях камеры и соответствующее ей число M		Скорость в начальном сечении газосборника и соответствующее число M		Коэффициент потери полного давления в %			Распределение гидравлических потерь в %		Коэффициенты гидравлического сопротивления	
	w_0 в м/сек	M_0	$w_{гсб}$ в м/сек	$M_{гсб}$	δ^*	$\delta_{к.с.}^*$	$\delta_{гсб}^*$	Камера	Газосборник	$\zeta_{к.с.}$	$\zeta_{гсб}$
I	46,4	0,13	24,6	0,069	3,75	2,55	1,2	68	32	2,16	3,60
II	44,2	0,124	22,7	0,064	3,3	2,50	0,80	77	23	2,33	2,8
III	49,2	0,138	35,6	0,1	3,4	2,75	0,65	81	19	2,07	0,93

меньше, а отношение $\frac{F_{гсб}}{F_A}$

ниже, чем у газосборника варианта I.

Кроме того, диффузные потери по всему тракту газосборника варианта II почти отсутствуют благодаря соответствующему профилированию. В результате коэффициент гидравлического сопротивления газосборника варианта II получился ниже, чем у газосборника варианта I. Самое низкое гидравлическое сопротивление име-

ния их оказались почти одинаковыми. Несколько больший коэффициент потери полного давления $\delta_{к.с.}^*$ у камеры варианта III объясняется более высокой скоростью в отверстиях при одинаковом значении M_B ; так как при изменении в соотношениях площадей на входе в 2 раза, площади отверстий отличаются примерно в 1,9 раза.

Наибольший интерес представляет рассмотрение гидравлических потерь в газосборнике.

Дело в том, что по конструктивным соображениям не всегда удается выполнить газосборник идеальной, с точки зрения аэродинамич. формы.

Так, например, на входе в газосборник всегда наблюдается внезапное расширение потока, так как выполнить одинаковыми площади выходного сечения камеры F_A и начального сечения газосборника $F_{гсб}$ практически невозможно.

Точно так же размещение камеры в пределах размеров, отводимых газосборнику, приводит к необходимости местного «поднятия» газосборника в зоне его сопряжения с внутренней стенкой камеры, что позволяет более или менее резко изменить проходные площади газосборника и соответственно изменить скорость.

Приведенные в табл. 2 значения коэффициента гидравлического сопротивления газосборника показывают, что чем больше отношение площадей на входе в газосборник, тем выше величина $\zeta_{гсб}$, что объясняется ростом потерь на удар при входе.

Гидравлическое сопротивление газосборника определяется также характером его профилирования, так как при резких изменениях проходных сечений происходит отрыв потока, вследствие чего возникают дополнительные потери на вихреобразование.

О характере гидравлических потерь по тракту газосборника можно судить из анализа эпюры полных давлений в выходном сечении газосборника по измерениям 24 насадками.

Так, на рис. 4 приведены полярные диаграммы полных давлений P_B^* для газосборников вариантов I и II, полученные при холодной продувке на расчетном режиме $M_B = 0,055$.

У газосборника варианта I имеется провал эпюры P_B^* в районе секторов 20—3, что вызывается резким изменением проходных сечений газосборника на этом участке, вследствие установки камеры сгорания. Максимальное давление наблюдается в районе сектора 4. Далее по потоку газов оно снижается за счет гидравлических потерь в газосборнике, которые складываются из диффузных потерь и потерь на трение.

В зоне, расположенной в непосредственной близости от среза камеры, происходит значительные потери на удар, вызванные внезапным расширением потока.

Если считать потерю на удар как разность между средним значением полного давления на входе в газосборник и максимальным местным значением P_B^* в зоне сектора 4, то для газосборника варианта I они составят 0,55% при сопротивлении газосборника 1,2%, или почти половину общих потерь в газосборнике.

ет газосборник варианта III, что объясняется главным образом меньшими потерями на удар при входе. Поле скоростей на выходе из камеры сгорания имеет значительную неравномерность, поэтому в самом газосборнике за счет выравнивания поля скоростей возникают дополнительные потери от деформации потока. Можно заключить, чем равномернее поле скоростей на входе в газосборник, тем, очевидно, меньше будут потери в нем.

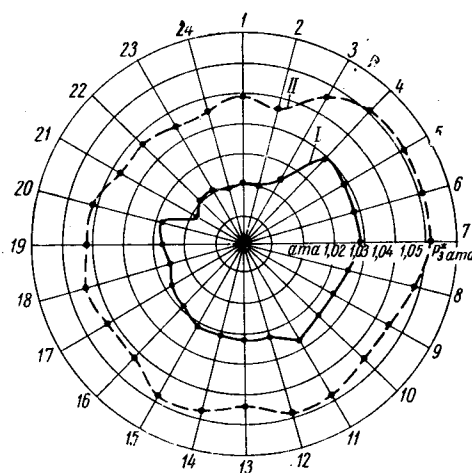


Рис. 4. Полярные диаграммы полных давлений на выходе из газосборников вариантов I и II при холодной продувке $M_B = 0,055$.

Чтобы исследовать влияние равномерности потока на входе в газосборник на его потери, стенд для испытания газосборника варианта I переоборудовали таким образом, что между камерой сгорания и газосборником устанавливалась промежуточная труба длиной 1000 мм и диаметром 87 мм. При этом достигался практически равномерный профиль скоростей на входе в газосборник. Стенд был оборудован приборами для измерения параметров потока по всему тракту. Опыты, проведенные на стенде с промежуточной трубой, показали, что коэффициент гидравлического сопротивления газосборника варианта I составил 3,2, т. е. снижение потерь за счет выравнивания потока равнялось 14%.

Вторая серия опытов по исследованию гидравлического сопротивления была проведена при горении. При испытаниях были получены серии характеристик изменения величин δ^* , $\delta_{к.с.}^*$, $\delta_{гсб}^*$ в зависимости от изменения числа M_B , аналогичных показанным на рис. 3.

Рассмотрим данные (табл. 3) по гидравлическому сопротивлению камер сгорания различных вариантов, полученные

на расчетном режиме $M_B = 0,055$ при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 4,0$, что соответствовало подогреву газа $\theta = \frac{T_B^*}{T_B} = 2,9$.

Табл. 2 и 3 показывают, что общие потери при горении значительно возросли (примерно в 1,6 раз), а относительные потери между элементами перераспределились. Так, если при холодной продувке потери в газосборнике в зависимости от его конфигурации составляли 19—32% общих потерь, то при горении доля этих потерь в общем балансе возросла соответственно до 36—53%.

Таблица 3

Номер варианта	Коэффициент потери полного давления в %			Распределение потерь давления в %		Коэффициент сопротивления камеры при горении $\zeta_{к.с. гор}$	Коэффициент теплового сопротивления камеры K_m
	$\delta_{гор}^*$	$\delta_{к.с. гор}^*$	$\delta_{гсб. гор}^*$	Камера	Газосборник		
I	6,45	3,05	3,4	47	53	2,54	0,2
II	5,31	2,98	2,33	56	44	2,72	0,206
III	5,30	3,38	1,92	64	36	2,54	0,248

Рассмотрим увеличение потерь в камере сгорания при горении. Между коэффициентом гидравлического сопротивления камеры при горении $\zeta_{к.с. гор}$ и этим же коэффициентом без горения $\zeta_{к.с}$ существует связь:

$$\zeta_{к.с. гор} = \zeta_{к.с} + K_m(\theta - 1), \quad (7)$$

где K_m — коэффициент теплового сопротивления камеры. Коэффициент

$$K_m = \frac{\zeta_{к.с. гор} - \zeta_{к.с}}{\theta - 1}. \quad (8)$$

Значения $\zeta_{к.с. гор}$ и K_m для рассмотренных вариантов камеры сгорания приведены в табл. 3.

Коэффициент потери полного давления камеры при горении

$$\delta_{к.с. гор}^* = \frac{k}{2} M_0^2 [\zeta_{к.с} + K_m(\theta - 1)] 100\%. \quad (9)$$

При переходе от режима холодной продувки (табл. 2) к режиму горения (табл. 3) сопротивление камеры сгорания возрастает всего в 1,2 раза. Сравнительно небольшое увеличение потерь в камере сгорания при горении объясняется тем, что основная доля потерь, относящаяся к «холодному» участку камеры при горении не изменяется.

Иная картина наблюдается в газосборнике, у которого скорость газа при горении значительно возрастает, что приводит к соответствующему увеличению потерь.

Сравним потери в газосборнике при холодной продувке и при горении. Пренебрегая сжимаемостью газа, получим

$$\delta_{гсб. гор}^* = \zeta_{гсб. гор} \frac{k_2}{2} M_{гсб. гор}^2 100\%; \quad \delta_{гсб}^* = \zeta_{гсб} \frac{k}{2} M_{гсб}^2 100\%,$$

где k_2 и k — отношение теплоемкостей соответственно при горении и при холодной продувке ($k_2 = 1,33$; $k = 1,4$);

$\zeta_{гсб. гор}$ — коэффициент гидравлического сопротивления газосборника при горении.

Как показали испытания $\zeta_{гсб. гор} = \zeta_{гсб}$. Отношение коэффициентов потери полного давления при горении и при холодной продувке составит

$$\frac{\delta_{гсб. гор}^*}{\delta_{гсб}^*} = \frac{k_2}{k} \cdot \frac{M_{гсб. гор}^2}{M_{гсб}^2}.$$

Пренебрегая различием в давлениях и газовых постоянных для воздуха и для отработавших газов, а также пренебрегая

догоранием топлива в газосборнике, что по опытам справедливо для $\alpha > 4,0$, можно написать, что

$$M_{гсб. гор} = M_{гсб} \sqrt{\frac{T_B}{T_B^*}} \sqrt{\frac{k}{k_2}} = M_{гсб} \sqrt{\theta \frac{k}{k_2}} = M_{гсб} \sqrt{1,05\theta}, \quad (10)$$

где

$$\theta = \frac{T_B^*}{T_B} \approx \frac{T_B}{T_B};$$

тогда получим

$$\delta_{гсб. гор}^* = \delta_{гсб}^* \theta = \frac{k}{2} \zeta_{гсб} M_{гсб}^2 \theta 100\%, \quad (11)$$

т. е. сопротивление газосборника при постоянном расходе воздуха в случае горения растет пропорционально подогреву.

Общие потери в камере сгорания и газосборнике при горении

$$\delta_{гор}^* = \delta_{к.с. гор}^* + \delta_{гсб. гор}^* = \frac{k}{2} M_0^2 [\zeta_{к.с} + k_2(\theta - 1)] 100\% + \frac{k}{2} \zeta_{гсб} M_{гсб}^2 \theta 100\%.$$

Зная величины коэффициента гидравлического сопротивления камеры сгорания и газосборника при холодной продувке, коэффициент теплового сопротивления камеры K_m и величину подогрева θ , можно определить коэффициент потерь полного давления при горении.

Гидравлическое сопротивление камеры сгорания определяется, в основном, потерями в отверстиях. Для выяснения влияния изменения площади отверстий в камере сгорания на общие потери (камеры и газосборника) на камере сгорания варианта III последовательно увеличивалась площадь отверстий от 135 см² (исходный вариант) до 170 (вариант IIIa) и 183 см² (вариант IIIб).

Данные опытов с указанными компоновками камеры приведены в табл. 4.

Таблица 4

Номер варианта	Площадь отверстий ΣF_0 в см ²	Средняя скорость в отверстиях w_0 в м/сек	Коэффициент потери полного давления в %			Потери в газосборнике в % от общих потерь
			δ^*	$\delta_{к.с}^*$	$\delta_{гсб}^*$	
III	135	53	5,3	3,38	1,92	36
IIIa	170	42	4,1	2,16	1,94	47
IIIб	183	37	3,8	1,85	1,95	51

Из приведенных данных следует, что путем снижения скорости газа в отверстиях примерно в 1,43 раза удалось снизить сопротивление камеры с 3,38 до 1,85%, или в 1,83 раза.

Так как сопротивление газосборника при этом осталось без изменения (некоторое относительное увеличение значения $\delta_{гсб}^*$ объясняется снижением p_B^* в вариантах IIIa и IIIб), то общие потери снизились не так резко, как в камере, а именно — всего в 1,39 раза, причем потери между камерой и газосборником распределились поровну.

Таким образом, если собственно в камере сгорания между скоростью в отверстиях и потерями существует зависимость, близкая к квадратичной, то в отношении общих потерь эта зависимость близка к линейной.

Сравнительные испытания камеры сгорания в вариантах III, IIIa и IIIб показали, что по полноте сгорания и равномерности температурного поля они практически равноценны. Теплонапряженность камеры на расчетном режиме при этом составляла около 60·10⁶ ккал/м³·ч·ата.

Таким образом доказано, что при наличии газосборника достаточного объема можно значительно снизить скорость воздуха в отверстиях камеры без ухудшения ее параметров и тем самым понизить общее сопротивление в газозадушном тракте.

Выводы

Применение на автомобильном газотурбинном двигателе камеры сгорания тангенциального типа приводит к увеличению общих потерь в газоздушном тракте за счет дополнительного сопротивления газосборника турбины.

Для уменьшения гидравлических потерь в газосборнике его следует профилировать, исходя из условий безотрывного течения потока. Во избежание диффузорных потерь скорость в газосборнике должна быть выдержана примерно постоянной в различных сечениях или плавно увеличиваться к выходу.

Следует также выдерживать примерное равенство площа-

дей выходного сечения камеры и начального сечения газосборника.

Наличие газосборника в рассматриваемой схеме приводит к существенному увеличению гидравлических потерь в газоздушном тракте. С другой стороны, объем газосборника является полезным с точки зрения выравнивания потока и частичного догорания топлива. Поэтому при наличии газосборника достаточного объема возможно несколько растянуть процесс сгорания за счет снижения турбулизации потока в камере путем уменьшения скорости в отверстиях. Полученный при этом выигрыш в сопротивлении камеры может частично скомпенсировать увеличение потерь за счет газосборника.

УДК 681.142:629.113

Применение электронно-вычислительной машины для расчета времени и пути разгона автомобиля

Канд. техн. наук В. И. МЕДВЕДКОВ, В. А. ЯРКОВ

ПРИ проектировании необходимо проводить достаточно точную и полную оценку тяговых качеств будущего автомобиля. Однако в практике проектирования часто ограничиваются лишь одним-двумя вариантами расчетов по определению параметров, характеризующих тяговые качества, не дающих полной картины динамики автомобиля. Причина этого заключается в трудоемкости и относительной сложности расчетов, в частности, по определению таких существенных показателей, как путь и время разгона автомобиля до заданной скорости.

В зарубежной практике проектирования автомобилей для решения этих вопросов нашли достаточно широкое применение ЭВМ (электронно-вычислительные машины), что позволяет время расчетов сократить в 55—60 раз, а расходы на расчеты уменьшить в 7,5—11 раз [1, 2].

Для расчетов была составлена программа по определению времени и пути разгона автомобиля. Программа позволяет определить минимальное время и путь разгона автомобиля с учетом режима работы двигателя, времени переключения передач, снижения скорости и увеличения пути разгона в процессе переключения передач в различных дорожных условиях.

Исходное дифференциальное уравнение движения автомобиля запишем в виде

$$\left[\frac{G_a}{g} + \frac{1}{r^2} (I_m \eta_{mp} i_{ob}^2 + \lambda \eta_{mp} i_{ob}^2 + \sum I_k) \right] \dot{a} = M_{\partial} \frac{i_{ob}}{r} \eta_{mp} - G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha) - \frac{k F v_a^2}{13}. \quad (1)$$

где G_a — полный вес автомобиля;
 g — ускорение силы земного тяготения;
 I_m — момент инерции вращающихся масс двигателя;
 $\sum I_k$ — сумма моментов инерции колес;
 M_{∂} — крутящий момент двигателя;
 η_{mp} — к.п.д. трансмиссии;
 i_{ob} — общее передаточное число трансмиссии;
 r — расчетный радиус ведущих колес;
 $\dot{a}$ — ускорение центра инерции автомобиля;
 f — коэффициент сопротивления качению;
 α — угол подъема дороги;
 k — коэффициент обтекаемости;
 F — площадь лобового сопротивления автомобиля;
 v_a — скорость движения автомобиля.

Дифференциальное уравнение движения (1) отличается от обычной записи наличием члена $\frac{\lambda \eta_{mp} i_{ob}^2}{r^2} \dot{a}$, в котором коэффициент λ учитывает неуставившийся режим работы двигателя при разгоне автомобиля [3].

Из уравнения (1) получим соотношение, определяющее время T и путь разгона S автомобиля:

$$T = \int_{v_1}^{v_2} \frac{\delta_{\lambda} G_a dv_a}{3,6 g \left(M_{\partial} \frac{\eta_{mp} i_{ob}}{r} - \psi G_a - \frac{k F v_a^2}{13} \right)}; \quad (2)$$

$$S = \int_{v_1}^{v_2} \frac{\delta_{\lambda} G_a v_a dv_a}{13 g \left(M_{\partial} \frac{\eta_{mp} i_{ob}}{r} - \psi G_a - \frac{k F v_a^2}{13} \right)}, \quad (3)$$

где $\delta_{\lambda} = 1 + [(I_m + \lambda) i_{ob}^2 \eta_{mp} + \sum I_k] \frac{g}{r^2 G_a} -$

— коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс и неуставившегося режима работы двигателя.

Выражения (2) и (3) определяют в общем виде время и путь разгона при изменении скорости от v_1 до v_2 в пределах одной передачи. Для определения численного значения времени и пути разгона необходимо знать зависимость между моментом двигателя M_{∂} и скоростью движения v_a (или числом оборотов коленчатого вала двигателя n_{∂}). Можно воспользоваться табличной формой зависимости или одной из существующих аналитических зависимостей, например, формулой Лейдермана.

Для подсчета времени и пути разгона на передачах с минимальной устойчивой скорости на низшей передаче до заданной максимальной скорости на высшей передаче необходимо найти значения скоростей, при которых надо осуществить переключение передач для получения оптимальных показателей по разгону автомобиля, т. е. надо найти пределы интегрирования в выражениях (2) и (3) на всех передачах. Оптимальные скорости переключения передач определяются в зависимости от характера изменения ускорения в функции скорости, от сопротивления движению, от того, имеется ограничитель числа оборотов на двигателе или нет, и от времени переключения передач.

Если считать, что время переключения очень мало и в процессе переключения скорость автомобиля не изменяется, то при переходе с k -й на $k+1$ -ю передачу исходными условиями по определению оптимальных скоростей переключения являются соотношения

$$j_{ak} = j_{ak+1}; \quad v_{ak \max} = v_{ak+1 \min}.$$

Отсюда получаем расчетное соотношение (4) для определения скорости v_{oc} при переходе с k -й передачи на $k+1$ -ю передачу:

$$\begin{aligned} & [(ai_{k+1}^3 + b) \delta_k - (ai_k^3 + b) \delta_{k+1}] v_a^2 + \\ & + c (i_k^2 \delta_{k+1} - i_{k+1}^2 \delta_k) v_a + \\ & + [(di_k - e \psi) \delta_{k+1} - (di_{k+1} - e \psi) \delta_k] = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где

$$a = \frac{716,2 N_{\partial \max} \eta_{mp}}{(0,377 r)^2 n_N^3};$$

$$b = \frac{kFr}{13};$$

$$c = \frac{716,2 N_{\partial \max} \eta_{mp}}{0,377 r n_N^2};$$

$$d = \frac{716,2 N_{\partial \max} \eta_{mp}}{n_N};$$

$$e = rGa.$$

Оптимальная скорость переключения определяется как положительный корень уравнения (4).

Величина скорости v_x , определенная из уравнения (4), должна быть скорректирована в зависимости от сопротивления движению и времени переключения передач. Кроме того, она не должна быть выше скорости v_{nv} , соответствующей максимальным числам оборотов вала двигателя для рассматриваемой передачи.

Дифференциальное уравнение движения автомобиля в период переключения передач имеет вид

$$\delta' \frac{G_a}{g} j_a = -G_a \psi_0 - \frac{kFv_a^2}{13}, \quad (5)$$

где

$$\delta' = 1 + \frac{\Sigma J_k g}{G_a r^2}.$$

При практических расчетах влияние сопротивления воздуха на падение скорости в процессе переключения передач можно не учитывать, поскольку обычно переключения на низших передачах осуществляются на скоростях менее 40 км/ч. Тогда падение скорости определяется при заданном времени на переключение передач из уравнения

$$\Delta v = \frac{3,6 \psi_0}{\delta'} g t_n, \quad (6)$$

где t_n — время переключения передач;

$\psi_0 = \psi + 0,005$ (0,005 — показатель, учитывающий потери в трансмиссии при движении накатом).

Путь, пройденный в процессе переключения, определяется соотношением

$$\Delta S = \frac{\delta'}{2g\psi_0} (v_{k \max}^2 - v_{k+1 \min}^2). \quad (7)$$

Порядок выбора величины оптимальной скорости переключения передач иллюстрируется на рис. 1. Оптимальную скорость нужно выбрать так, чтобы потери площади между кривыми обратных ускорений и осью абсцисс были бы минимальными.

При расположении кривых обратных ускорений, показанных на рис. 1, а, скорость переключения на k -й передаче равняется v_{nv} , а скорость начала разгона на $k+1$ -й передаче равняется $v_{nv} - \Delta v$ [Δv определено из уравнения (6)]. При расположении кривых, показанных на рис. 1, б, разгон на k -й передаче продолжается до величины v_x , определенной из уравнения (4) с добавлением величины $\frac{\Delta v}{2}$. Скорость начала разгона на

$k+1$ -й передаче равняется $v_x - \frac{\Delta v}{2}$.

Как в первом, так и во втором случаях скорость начала разгона на $k+1$ -й передаче не должна превышать заданной максимальной скорости движения автомобиля $v_{\max}$. При таком порядке расчета достаточно точно определяются действительные оптимальные скорости переключения передач.

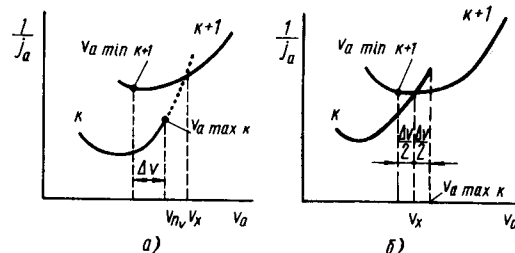


Рис. 1. Характерные виды графиков обратных ускорений.

По составленной программе определения времени и пути разгона автомобиля решается задача о выборе наиболее выгодной скорости переключения передач с учетом отмеченных особенностей. Таким образом, определяются пределы интегрирования в выражениях (2) и (3). Интегрирование уравнения (2) и (3) позволяет получить данные по времени и пути разгона автомобиля на передачах.

Время разгона на k -й передаче

$$T_{v_{1k}}^{v_{2k}} = \frac{\delta_{lk} G_a}{3,6 \sqrt{B^2 + 4AC}} \left[\ln \frac{2Cv_a - B - \sqrt{B^2 + 4AC}}{2Cv_a - B + \sqrt{B^2 + 4AC}} \right]_{v_{1k}}^{v_{2k}}, \quad (8)$$

где

$$A = \frac{716,2 N_{\partial \max} i_{ob} \eta_{mp}}{r n_N} - \psi G_a;$$

$$B = \frac{716,2 N_{\partial \max} i_{ob}^2 \eta_{mp}}{0,377 r^2 n_N^2};$$

$$C = \frac{716,2 N_{\partial \max} i_{ob}^3 \eta_{mp}}{0,377^2 r^3 n_N^3} + \frac{kF}{13}.$$

Путь разгона на k -й передаче

$$\begin{aligned} S_{v_{1k}}^{v_{2k}} = & \frac{\delta_{lk} G_a}{26gC} \left[\ln (Cv_a^2 - Bv_a - A) + \right. \\ & \left. + \frac{B}{\sqrt{B^2 + 4AC}} \ln \frac{2Cv_a - B - \sqrt{B^2 + 4AC}}{2Cv_a - B + \sqrt{B^2 + 4AC}} \right]_{v_{1k}}^{v_{2k}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Для решения поставленной задачи была использована ЭВМ «Минск 1». Машина оперирует с числами меньше единицы. Все числа различных порядков поэтому необходимо предварительно искусственно превратить в числа меньше единицы, т. е. провести масштабирование величин.

С этой целью была использована специальная программа, обеспечивающая решение задачи в режиме с плавающей запятой, т. е. используются числа тех же порядков, какие применяются в расчетных формулах.

Эта программа отличается от стандартной тем, что запись числа осуществляется в одну ячейку и тем самым эффективно используется оперативная память машины.

Программа содержит дополнительную программу вычисления функции a^x и программу перевода исходных данных. Она занимает около одной трети возможной информации, вводимой в запоминающее устройство машины. Остальную часть информации занимают исходные данные, специальные константы и сама программа для вычисления времени и пути разгона.

При помощи этой программы можно производить расчеты по любой интересующей нас машине, для чего необходимо набить на ленте исходные данные по машине и подключить эту ленту к ленте основной рабочей программы.

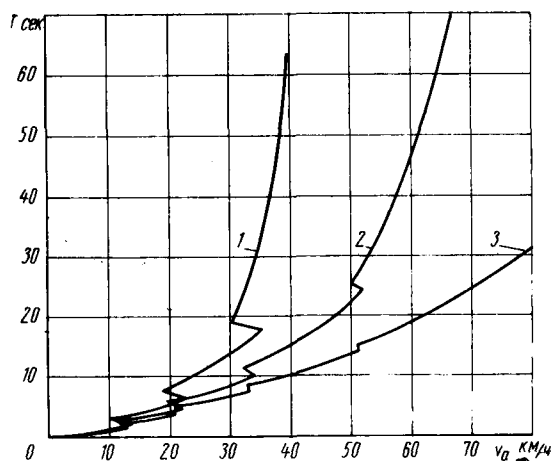


Рис. 2. Время разгона при различных сопротивлениях движению:

1 — $\psi = 0,10$; 2 — $\psi = 0,05$; 3 — $\psi = 0$.

На рис. 2 приведен типовой график времени разгона автомобиля при различных сопротивлениях движения.

О величинах времени и пути разгона можно судить, читая ленту результатов расчетов в ходе решения задачи, что позволит сократить время на принятие решения и обойтись без построения некоторых графиков и таблиц.

Разработанные программы могут быть применены для анализа показателей по тяговым качествам как существующих автомобилей, так и проектируемых.

Расчеты по определению времени и пути разгона автомобиля с четырьмя—пятью ступенями в коробке передач и двумя ступенями в раздаточной коробке с выдачей цифровых данных на ленту при шести различных вариантах сопротивления движению составляет до 20 мин машинного времени.

Программы позволяют оценить влияние на путь и время разгона таких показателей, как характеристика двигателя; параметры трансмиссии автомобиля и сопротивление движению при изменении этих характеристик в широком диапазоне.

Программа позволяет также провести расчеты различных вариантов системы двигатель — трансмиссия с целью выбора наилучшего варианта для обеспечения высоких динамических качеств автомобиля по разгону.

ЛИТЕРАТУРА

1. Henry L., Set Z., «SAE Journal», 1960.
2. Noon W. D., «SAE Special Pubs», 1962, № 240.
3. Фалькевич Б. С. «Теория автомобиля». Машгиз, 1963.

УДК 629.11.013.001.5

К вопросу об измерителях энергоемкости тормозных механизмов

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, В. Н. КОБЫЛЯНСКИЙ, А. М. КИЗМАН, Г. С. ГУДЗ

Львовский политехнический институт

УВЕЛИЧЕНИЕ полного веса и улучшение скоростных качеств автомобилей, а также повышение интенсивности движения в городах и на междугородних линиях приводит к росту энергонагруженности, а следовательно, и тепловой напряженности тормозных механизмов. Поэтому задача повышения их надежности и долговечности приобретает особенно большое значение.

В настоящее время¹ об этих качествах тормозных механизмов судят по результатам сравнения расчетных и рекомендуемых значений следующих параметров:

1. Удельная работа трения

$$a = \frac{G_a v_{a1}^2}{254 \Sigma F} \text{ кгм/см}^2, \quad (1)$$

где G_a — полный вес автомобиля в кг;

ΣF — суммарная площадь трения всех фрикционных накладок в см^2 ;

v_{a1} — скорость автомобиля в начале торможения в км/ч;

2. Удельная мощность трения

$$N_{\tau_{уд}} = \frac{G_a v_{a \max} j_{\tau}}{5295 \Sigma F_1} = \frac{G_a v_{a \max} j_{\tau}}{5295 \Sigma (\pi D_0 b)} \text{ л. с./см}^2, \quad (2)$$

где $v_{a \max}$ — максимальная скорость автомобиля в км/ч;

ΣF_1 — суммарная площадь трения тормозных барабанов в см^2 ;

D_0 — диаметр барабана в см;

b — ширина поверхности трения тормозного барабана в см;

j_{τ} — замедление автомобиля в м/сек².

3. Вес, приходящийся на единицу площади трения фрикционных накладок,

$$q_a = \frac{G_a}{\Sigma F} \text{ кг/см}^2. \quad (3)$$

Приведенные параметры не дают возможности объективно оценить тормозные механизмы с точки зрения надежности и долговечности, так как не учитывают влияния режима

работы, распределения воспринимаемой энергии между передними и задними тормозами, теплостойкости и теплопроводности материалов и конструктивных факторов, определяющих интенсивность отвода тепла от поверхностей трения.

На надежность и долговечность тормозных механизмов значительно влияют режимы работы. В городах с интенсивным уличным движением тормозные механизмы работают в повторно-кратковременном режиме с большим числом торможений различной эффективности на 1 км пути (4—5 торможений на 1 км). Сравнительно частыми являются и экстренные торможения, при которых тепло выделяется с большой скоростью, что вызывает сильный нагрев поверхностных слоев пар трения и возникновение значительных температурных градиентов.

При движении на уклонах значительной протяженности в тормозных механизмах выделяется большое количество тепла со сравнительно малой скоростью, вследствие чего наблюдается сильное увеличение объемных температур. Поэтому сохранение достаточной эффективности в условиях высокой энергонагруженности является одним из важнейших требований, предъявляемых к тормозным механизмам современных автомобилей.

Это требование может быть удовлетворено путем увеличения энергоемкости тормозного механизма, т. е. энергии, которую тормозной механизм может принять на заданном режиме в течение заданного времени без недопустимого снижения эффективности и долговечности.

Основными факторами, влияющими на энергоемкость, являются: режим работы; массы деталей пар трения и свойства материалов, из которых они изготовлены (теплостойкость, теплопроводность, теплоемкость); распределение тепла между деталями пар трения; коэффициент перекрытия, наличие вентиляции, поверхность охлаждения барабана и другие факторы, определяющие интенсивность отвода тепла от пар трения.

Повышению энергоемкости тормозных механизмов уделяется большое внимание. Необходимость рационального решения этой задачи вытекает, в частности, из международной методики проверки эффективности действия тормозов. Согласно этой методике проверяется не только эффективность однократного торможения автомобиля на горизонтальной дороге, но и степень снижения эффективности при повышении темпе-

¹ Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.

ратур пар трения до значений, имеющих в конце 10%-ного спуска протяженностью 1 км при движении со скоростью 40 км/ч и в конце 6%-ного спуска протяженностью 6 км при движении со скоростью 30 км/ч.

Тормозные качества автомобиля считаются удовлетворительными, если в первом случае остаточная эффективность составляет 80%, а во втором — 75% от эффективности, предписанной для данной категории автомобилей.

В связи с этим целесообразно устанавливать нормы энергоёмкости тормозных механизмов и единую методику испытания последних на энергоёмкость. При установлении этих норм необходимо исходить из того, что высокие показатели эффективности торможения и долговечности пар трения должны быть на наиболее напряженных режимах работы тормозных механизмов. За такие режимы целесообразно принять: два режима сравнительно длительных торможений, соответствующие движению на спусках, предусмотренных международной методикой проверки эффективности действия тормозов; повторно-кратковременный режим с большой частотой торможений, наблюдающийся в городах с интенсивным движением.

Время движения на 10- и 6%-ном спусках равно соответственно 1,5 и 12 мин. Поэтому в качестве измерителей энергоёмкости тормозных механизмов на режимах сравнительно длительных торможений можно принять: 1,5-минутную тормозную мощность, т. е. мощность, которую тормозной механизм должен поглощать в течение 1,5 мин без недопустимого снижения эффективности торможения и износоустойчивости деталей пар трения; 12-минутную тормозную мощность, т. е. мощность, которую тормозной механизм может поглощать в течение 12 мин без появления тех же отрицательных явлений.

Тормозные механизмы будут обладать достаточной энергоёмкостью для удовлетворения международных требований к эффективности торможения, если

$$\left. \begin{aligned} N'_{\tau_1} &= 0,074\beta_\partial [0,1 - (f + \gamma'_\tau)] G_a \text{ л. с.}; \\ N'_{\tau_2} &= 0,056\beta_\partial [0,06 - (f + \gamma'_\tau)] G_a \text{ л. с.}; \\ N'_{\tau_1} &= 0,074(1 - \beta_\partial) [0,1 - (f + \gamma'_\tau)] G_a \text{ л. с.}; \\ N'_{\tau_2} &= 0,056(1 - \beta_\partial) [0,06 - (f + \gamma'_\tau)] G_a \text{ л. с.} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где N'_{τ_2} и N'_{τ_1} — соответственно 1,5- и 12-минутная тормозные мощности для переднего тормозного механизма;

N'_{τ_2} и N'_{τ_1} — то же, для заднего тормозного механизма;

β_∂ — действительный коэффициент распределения полной тормозной силы;

f — коэффициент сопротивления качению;

γ'_τ — удельная тормозная сила, создаваемая на прямой передаче двигателем, работающим на режиме принудительного холостого хода.

Формулы (4) получены в предположении, что при движении на уклоне включена прямая передача и двигатель работает на режиме принудительного холостого хода. Если исходить из того, что заданная скорость должна поддерживаться только основной тормозной системой, то в формулах (4) необходимо принимать $\gamma'_\tau = 0$.

При использовании одной и той же тормозной системы на автомобилях различных модификаций приходится изменять коэффициент β_∂ с целью обеспечения соответствия между распределением суммарной тормозной силы и распределением веса по осям. Кроме того, коэффициент β_∂ может изменяться в процессе эксплуатации вследствие нестабильности коэффициентов эффективности тормозных механизмов. В связи с этим действительная энергоёмкость тормозного механизма должна быть несколько больше определенной по формулам (4). На основании предварительных опытных данных об изменении коэффициента β_∂ в процессе эксплуатации можно рекомендовать принимать коэффициент запаса энергоёмкости $K_N = 1,15 - 1,25$.

Для примера в табл. 1 приведены необходимые значения измерителей энергоёмкости для грузового автомобиля ЗИЛ-164 и автобуса ЛАЗ-699А.

Таблица 1
Значения измерителей энергоёмкости

β_∂	γ'_τ	K_N	Тормозные мощности в л. с.			
			N'_{τ_1}	N'_{τ_2}	N''_{τ_1}	N''_{τ_2}
Автомобиль ЗИЛ-164						
0,37	0,015	1	15,8	27	5,1	8,75
0,37	0,015	1,2	19	32,4	6,1	10,5
0,37	0	1	19,2	32,8	7,75	13,1
0,37	0	1,2	23	39,4	9,3	15,7
Автобус ЛАЗ-699А						
0,41	0,015	1	25	36	8,1	11,7
0,41	0,015	1,2	30	43,2	9,7	14,0
0,41	0	1	30,4	43,7	12,2	17,5
0,41	0	1,2	36,5	52,5	14,6	21

Важным условием сохранения высокой эффективности торможения автомобилей, эксплуатирующихся в городах с интенсивным уличным движением, является достаточная энергоёмкость тормозных механизмов при работе в напряженном повторно-кратковременном режиме. Все параметры этого режима (скорости в начале и в конце торможения, замедления, число торможений в единицу времени и на единицу пути и т. д.) являются случайными величинами, могущими в границах определенных диапазонов принимать любые значения. Поэтому требования к энергоёмкости тормозов, работающих в повторно-кратковременном режиме, должны базироваться на результатах испытаний, проведенных на реальных городских маршрутах, отличающихся высокой интенсивностью движения. При проведении таких испытаний должны регистрироваться: число и продолжительность торможений; скорости автомобиля в начале и в конце торможения; замедление автомобиля; величины, позволяющие определить соотношение между тормозными моментами, создаваемыми передними и задними тормозными механизмами; работа двигателя на режиме принудительного холостого хода; температурный режим тормозов.

Нетрудно видеть, что эти данные в сочетании с характеристикой маршрута (длина, время движения и состояние покрытия дороги) позволяют оценить: общее число торможений и число торможений в единицу времени; изменение кинетической энергии автомобиля за каждое торможение; энергию, поглощенную только тормозами при каждом торможении и на маршруте в целом; среднюю энергию, поглощаемую тормозами за одно торможение и в единицу времени; распределение поглощаемой энергии между передними и задними тормозами; максимальную и среднюю температуры фрикционных накладок на маршруте.

Прибор, регистрирующий перечисленные выше параметры при каждом торможении автомобиля, разработан и создан кафедрой «Автомобили» Львовского политехнического института (рис. 1). В качестве регистрирующего прибора применен 24-шлейфовый осциллограф 1, созданный на базе сейсмического осциллографа типа О-27-51. Момент полного включения регистрирующего прибора зависит от задач испытания. Если необходимо получить статистические данные для оценки энергонагруженности тормозного механизма, то включатели B_{K6} , B_{K7} , B_{K8} находятся в положении «Выключено», а включатели B_{K9} и B_{K10} — в положении «Включено». При отпускании педали привода дроссельной заслонки замыкаются контакты концевого выключателя K_3 и срабатывает малоинерционное реле P_1 , вследствие чего включается подмагничивание ЭМ блока гальванометра и электрический двигатель M_2 отметчика времени и подается неполное напряжение на осветители L_1 , L_2 , L_3 и L_4 .

Если водитель прикасается к педали тормоза, то замыкаются контакты концевого выключателя K_2 и срабатывает реле P_2 . При этом подается полное напряжение на осветители L_1 , L_2 , L_3 , L_4 и включается электрический двигатель M_1 привода кассеты.

Включение некоторых элементов при отпускании педали привода дроссельной заслонки обеспечивает опережение подготовки прибора к регистрации необходимых параметров относительно момента начала торможения.

Чтобы оценить характер нарастания давления воздуха в секциях тормозного крана и в тормозных камерах, а также изменение скорости за время срабатывания тормозов, необходимо увеличить опережение включения регистрирующего прибора. С этой целью выключатель B_{K6} ставится в положение

руты и были выбраны для испытаний автобуса ЛАЗ-695Е, оборудованного описанной выше аппаратурой.

Путем непосредственной обработки осциллограмм для каждого торможения определялись следующие параметры: продолжительность, скорости в начале и в конце торможения, среднее замедление, давление воздуха в тормозных камерах и температуры накладок на расстоянии 0,8 мм от поверхности трения. По тарифовочным графикам и давлениям воздуха оценивался коэффициент β_0 , а по данным о длине и продолжительности оборотного рейса — среднее число торможений в единицу времени и на единицу пути. Для каждого испытательного заезда строились полигоны распределения за-

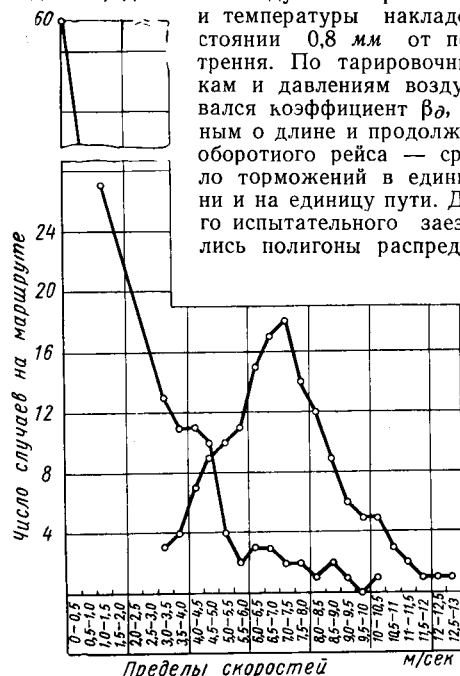


Рис. 2. Полигоны распределения скоростей автобуса ЛАЗ-695Е в начале и в конце торможения на маршруте № 3:

1 — в начале торможения; 2 — в конце торможения.

медлений и скоростей в начале и в конце торможения, а также графики изменения температур фрикционных накладок.

Некоторые результаты испытаний, представленные на рис. 2 и 3 в табл. 2, показывают, что число торможений на 1 км пути колеблется от 4,7 до 5,7. Значение этого параметра меняется с изменением интенсивности движения в течение дня. В частности, после 19 ч (маршрут № 40, испытание № 2) число торможений на 1 км снизилось до 3,9. Для подавляющего числа торможений замедления укладываются в интервал 1,2—3 м/сек². Среднее взвешенное значение замедления не превышает 2 м/сек². Скорости автобуса в начале торможения для большинства случаев составляют 20—38 км/ч.

Энергию, поглощаемую тормозами за один оборотный рейс, с достаточной точностью можно определить из выражения

$$\sum E_{\tau} = K_E \frac{G_a}{2g} \left[\sum_{i=1}^k b_i v_{ni}^2 - \sum_{i=1}^{k'} b'_i v_{ki}^2 \right], \quad (6)$$

где $\sum E_{\tau}$ — энергия, поглощенная тормозами;

K_E — коэффициент распределения, учитывающий затрату части энергии на преодоление сопротивлений качению, воздуха и в агрегатах трансмиссии;

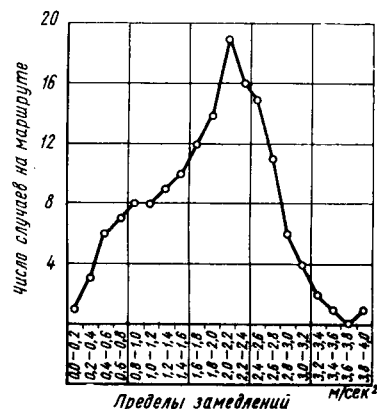


Рис. 3. Полигон распределения замедлений при торможениях автобуса ЛАЗ-695Е на маршруте № 3.

Таблица 2

Параметры, характеризующие режим работы и энергонагруженность тормозов автобуса ЛАЗ-695Е на маршрутах № 3 и № 40

Параметры	Испытание на маршруте № 3					Испытание на маршруте № 40			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	Среднее значение	№ 1	№ 2	№ 3	Среднее значение
Число торможений за один оборотный рейс:									
общее n	170	158	168	174	168	137	94	113	115
с эффективностью $> 0,2$ м/сек ² n_{Σ}	153	141	158	152	151	118	88	95	100
до полной остановки n_0	60	53	55	57	54	37	34	32	34
Среднее число торможений на 1 км пути:									
общее n_s	5,15	4,79	5,1	5,27	5,1	5,68	3,9	4,7	4,76
с эффективностью $> 0,2$ м/сек ² $n_{s\Sigma}$	4,64	4,27	4,79	4,61	4,57	4,9	3,65	3,95	4,17
до полной остановки n_{s0}	1,82	1,61	1,67	1,73	1,63	1,55	1,42	1,33	1,42
Среднее число торможений в минуту:									
общее n_t	1,39	1,295	1,38	1,43	1,37	1,52	1,04	1,25	1,27
с эффективностью $> 0,2$ м/сек ² $n_{t\Sigma}$	1,25	1,155	1,295	1,245	1,24	1,31	0,98	1,05	1,11
до полной остановки n_{t0}	0,49	0,435	0,45	0,467	0,443	0,4	0,38	0,355	0,38
Средневзвешенные значения:									
скорость в начале торможения в м/сек Mv_n	7,06	6,42	6,7	6,79	6,65	6,32	7,08	6,86	6,77
скорость в конце торможения в м/сек Mv_k	2,32	2,67	2,14	2,33	2,36	2,67	2,11	3,28	2,69
замедление в м/сек ² Mj_{τ}	1,87	1,72	2,0	1,91	1,87	1,95	1,94	1,73	1,84
Средняя энергия, поглощаемая тормозами за одно торможение, в кдж:									
общая $E_{\tau n}$	20 300	13 800	17 500	14 100	16 400	15 000	17 100	18 100	16 700
на 1 т полного веса $E_{\tau n_{\text{уд}}}$	2 030	1 380	1 750	1 410	1 640	1 500	1 710	1 810	1 670
Средняя энергия, поглощенная тормозами за 1 мин, в кдж:									
общая $E_{\tau t}$	25 400	15 900	22 600	17 500	20 300	19 700	16 700	19 100	18 500
на 1 т полного веса $E_{\tau t_{\text{уд}}}$	2 540	1 590	2 260	1 750	2 030	1 970	1 670	1 910	1 850

- v_{ni} — среднее значение i -того интервала полигона распределения скоростей в начале торможения;
 b_i — число случаев, для которых скорость в начале торможения укладывается в i -тый интервал;
 v_{ki} — среднее значение i -того интервала полигона распределения скоростей в конце торможения;
 b'_i — число случаев, для которых скорость в конце торможения укладывается в i -тый интервал;
 k и k' — количества интервалов в полигонах.

При $f=0,02$, $j_\tau=2,5$ м/сек² и торможении автомобиля с отключенным двигателем значение K_E не превышает 0,9. Поэтому формула (6) и данные испытаний разрешают оценить как ΣE_τ , так и средние значения энергий, поглощаемых тормозами за одно торможение в 1 мин на пути в 1 км.

Согласно результатам расчетов, приведенным в табл. 2, в городах с интенсивным уличным движением тормозные механизмы автобусов работают в условиях высокой энергонагруженности. Температуры вблизи поверхностей трения тормозных механизмов автобусов ЛАЗ-695Е достигают 210—250°, т. е. значений, при которых наблюдается заметное снижение коэффициента трения и, следовательно, эффективности торможения.

Приведенные данные не являются исчерпывающими. Имеется настоятельная необходимость в проведении широких испытаний с целью накопления объективной информации о режиме работы тормозов в условиях городов с интенсивным уличным движением. Тем не менее уже сейчас можно высказать некоторые рекомендации по установлению норм энергоемкости тормозных механизмов, работающих в напряженном повторно-кратковременном режиме, и методике воспроизведения этого режима при лабораторных испытаниях на энергоемкость.

Для установления норм энергоемкости и упрощения программирования стендовых испытаний тормозных механизмов целесообразно действительный режим работы заменить эквивалентным по энергонагруженности условным режимом, характеризующимся постоянством значений $v_{нэ}$, j_τ и интервалов между торможениями. Из условия равенства энергий, поглощаемых тормозными механизмами, при работе в действительном и в эквивалентном режимах

$$E_{\tau i} = n_{\partial} \frac{G a v_{нэ}^2}{254} \text{ кгм},$$

где $v_{нэ}$ и n_{∂} — соответственно скорость в начале торможения и число торможений в минуту для эквивалентного режима работы.

Тогда число торможений в минуту и интервал между торможениями определяются из выражений

$$n_{\partial} = \frac{254 E_{\tau i}}{G a v_{нэ}^2}; \quad (7)$$

$$t_{\partial} = \frac{60}{n_{\partial}}, \quad (8)$$

где t_{∂} — интервал между торможениями для эквивалентного режима в сек.

Формулы для определения средних мощностей, которые должны поглощать тормозные механизмы в течение заданного времени (3—5 сек) с заданным интервалом t_{∂} , можно записать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} N'_{\tau_1} &= \beta_{\partial} \frac{G a v_{нэ} j_{\tau \partial}}{10\,600} \text{ л. с.}; \\ N'_{\tau_2} &= (1 - \beta_{\partial}) \frac{G a v_{нэ} j_{\tau \partial}}{10\,600} \text{ л. с.} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Можно рекомендовать принимать для эквивалентного режима $v_{нэ} = 36$ км/ч и $j_\tau = 2-3$ м/сек².

Таким образом, при наличии объективных данных об энергонагруженности тормозных механизмов в городских условиях можно по формулам (7)–(9) оценить необходимые значения N'_{τ_1} и N'_{τ_2} и задать режим стендовых испытаний на энергоемкость.

Выводы

1. В настоящее время нет объективных измерителей, характеризующих тормозные системы автомобилей с точки зрения надежности в условиях высокой энергонагруженности.
2. В качестве одного из измерителей, характеризующего соответствие тормозной системы данному автомобилю, должна быть принята энергоемкость тормозного механизма. Для каждого автомобиля необходимо установить нормы энергоемкости.
3. Предложены зависимости, позволяющие установить необходимую энергоемкость переднего и заднего тормозного механизма с учетом действительного значения коэффициента распределения суммарной тормозной силы.
4. Создан прибор, позволяющий объективно оценивать энергонагруженность тормозных механизмов автомобилей в различных условиях эксплуатации.

УДК 629.11.012.8.001.5

Некоторые особенности конструкции подвески автомобиля ЗАЗ-966

Канд. техн. наук А. М. ГОЛОМИДОВ, В. П. СТЕШЕНКО

Запорожский машиностроительный институт им. В. Я. Чубаря, Запорожский автозавод «Коммунар»

ЗАПОРОЖСКИЙ автозавод ведет подготовку к выпуску новой модели легкового микролитражного автомобиля ЗАЗ-966. Этот автомобиль по форме и конструкции отдельных узлов приближается к лучшим образцам современных автомобилей данного класса.

По отношению к предшественнику автомобиль ЗАЗ-966 имеет лучшую комфортабельность и плавность хода, что определяется новыми конструктивными решениями при создании подвески автомобиля.

Передняя подвеска (рис. 1), независимая двухрычажная, торсионно-пружинная, смонтирована на передней оси, состоящей из двух стальных труб 1, сваренных друг с другом с помощью штампованных кронштейнов 2. Ось шестью болтами прикрепляется к кузову автомобиля. Основными упругими элементами подвески являются два пятипластинчатых торсиона 3. Торсионы от проворачивания удерживаются втулками с прямоугольными отверстиями, а от осевого смещения — сто-

порными болтами с контргайками. Торсионы закручиваются двумя коваными рычагами 4, которые надеты на торсионы и качаются в подшипниках скольжения 5, запрессованных в трубы.

Рычаги к торсионам прикрепляются болтами с контргайками. Чтобы смазка не вытекала из полости труб, между рычагами и трубами установлены резиновые сальники и уплотнительные резиновые чехлы 6, обеспечивающие полную герметизацию труб и рычагов передней подвески. Чехол на рычаге удерживается при помощи натяга, а на трубе — с помощью специального хомута.

Дополнительным упругим элементом, предусмотренным для снятия с торсиона чрезмерных напряжений, является пружина 7, которая подключена параллельно к торсиону и смонтирована на амортизаторе 8. Верхний конец пружины опирается на чашку, приваренную к съемному защитному кожуху амортизатора, а нижний — на чашку, приваренную к корпусу амор-

тизатора. Верхний конец амортизатора прикрепляется к кузову с помощью резиновых подушек 9, а нижний — к пальцу поворотного кулака при помощи резиновых конических втулок 10 и конических сухариков 11, обеспечивающих распор массы резины.

Управляемое колесо устанавливается на оси посредством цельнокованого поворотного кулака 12 с двумя гнездами для

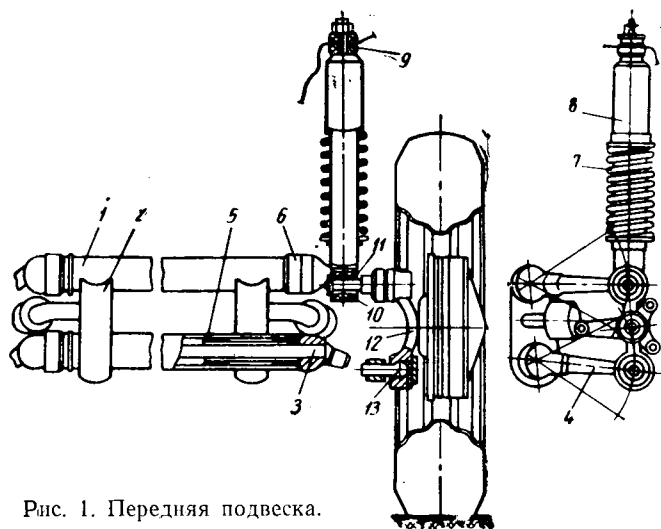


Рис. 1. Передняя подвеска.

шаровых опор, двух шаровых пальцев 13, которые своими сферическими поверхностями опираются на бронзовые сферические вкладыши с одной стороны и плавающие сухари, поджимаемые регулировочными гайками с контргайками, с другой стороны. Таким образом, обеспечивается нормальный зазор в паре трения шаровой палец — вкладыш.

Цилиндрический хвостовик пальцев выходит через горизонтальный прорез в гнезде кулака и зажимается клеммовым соединением в головке рычага передней подвески. Зажимной болт входит в зацепление со спиральной канавкой на пальце. Это дает возможность регулировать в нужных пределах угол развала колеса путем проворота хвостовика пальца с помощью специальной лыски на нижнем пальце и внутреннего шестигранника с торца хвостовика верхнего пальца. Полость между кулаком и рычагом закрывается специальным резиновым чехлом, предохраняющим вытекание смазки, попадание пыли, грязи, воды.

Задняя подвеска (рис. 2) автомобиля независимая, пружинная, однорычажная. Сваренный из двух штампованных половинок рычаг 1 коробчатого сечения прикрепляется шарнирно к кронштейнам подвески посредством резино-металлических сайлент-блоков 2. Кронштейны жестко монтируются на кузов при помощи болтов.

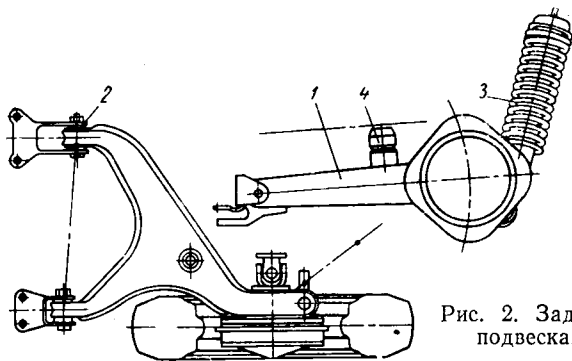


Рис. 2. Задняя подвеска.

Пружина 3, смонтированная в один узел с амортизатором, устанавливается на несколько большем удалении от оси качения рычага, чем центр колеса. Это дает возможность уменьшить нагрузку на пружину и соответственно на кузов. Пружина опирается на верхнюю съемную чашку и нижнюю чашку, приваренную к корпусу амортизатора. Нижний конец амортизатора монтируется с помощью резино-металлического шарнира на кронштейне, вваренном в рычаг подвески. Верхний

конец амортизатора прикрепляется к кузову посредством двух резиновых сферических подушек.

Для исключения жесткого удара в кузов при ходе колеса вверх в подвеске используется резиновый буфер 4, установленный в центре рычага и закрепленный болтом, одновременно стягивающим верхнюю и нижнюю половинки рычага.

На кафедре «Автомобили» Запорожского машиностроительного института проведены аналитический расчет и натурные испытания описанной подвески для груженого автомобиля.

Расчет проводился по уточненной методике, предложенной Р. В. Ротенбергом и Д. В. Гельфгатом [1, 2], при этом определялись собственные частоты, амплитуды и ускорения вертикальных колебаний автомобиля и зона максимального галопирования. Для расчета приняты следующие конструктивные параметры:

База автомобиля в мм	2160
Вес автомобиля в кг	1050
Вес поддрессоренных частей в кг:	
на передние колеса	400
на задние колеса	560
Вес неподдрессоренных частей в кг:	
на передние колеса	40
на задние колеса	50
Жесткость подвесок, приведенная к центрам колес, в кг/см:	
передней	33
задней	35
Статический прогиб подвесок, приведенный к центрам колес, в мм:	
передней	133
задней	150
Жесткость шин в кг/см:	
передних колес	180
задних колес	240
Размер шин	5,20—13

Испытания проводились на опытном образце автомобиля ЗАЗ-966 в лабораторных и дорожных условиях. При лабораторных испытаниях определялся радиус инерции поддрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, снимались характеристики подвесок и определялись частоты собственных колебаний. Радиус инерции определялся маятниковым способом, для чего поддрессоренные части автомобиля устанавливались на специальной платформе, подвешенной на призмах.

Для определения частоты собственных колебаний поочередно передняя и задняя части кузова автомобиля поднимались на 60—80 мм и быстро опускались. При этом под колеса устанавливались специальные платформы, допускавшие свободное перемещение их в поперечной плоскости. Пятикратные опыты проводились как с подключенными, так и с отключенными амортизаторами.

Параметры	Подвески	
	передняя	задняя
Собственная частота колебаний кузова в 1/сек:		
расчетная	8,7	7,3
опытная:		
ЗАЗ-965	12,5	7,85
ЗАЗ-966	8,9	7,8
Относительный коэффициент затухания колебаний:		
расчетный:		
без учета трения в торсионе	0,2	0,2
с учетом трения в торсионе	0,41	—
опытный	0,39	0,23
Радиус инерции поддрессоренных масс в см	106,8	106,8

Результаты лабораторных испытаний груженого автомобиля сведены в таблицу. Для некоторого сопоставления подвесок автомобиля ЗАЗ-966 и серийного автомобиля ЗАЗ-965 в таблице приведены также опытные данные по частотам колебаний автомобиля ЗАЗ-965, полученные в НАМИ. Сравнение данных показывает, что автомобиль ЗАЗ-966 имеет более низкие частоты собственных колебаний, чем серийный автомобиль ЗАЗ-965.

Испытания в дорожных условиях включали запись ускорений вертикальных колебаний кузова и колес и определение зоны максимального галопирования при переезде через неровности. Испытания проводились на прямолинейном горизонтальном участке с искусственными неровностями. Длина и высота

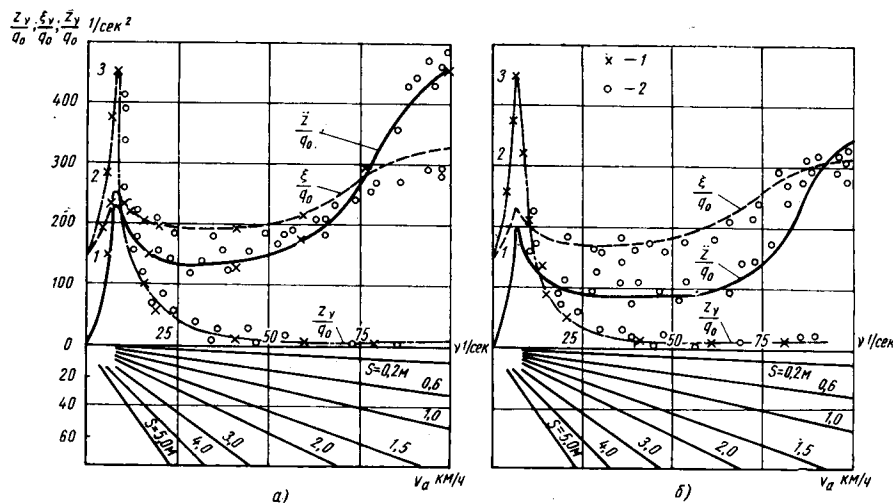


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики:

a — передней подвески; b — задней подвески; 1 — расчетные точки; 2 — опытные точки;

$\frac{z_y}{q_0}$ — относительные амплитуды вертикальных колебаний поддресоренных масс;

$\frac{\xi_y}{q_0}$ — относительные амплитуды вертикальных колебаний неподдресоренных масс;

$\frac{q_y}{q_0}$ — относительные ускорения вертикальных колебаний поддресоренных масс.

неровностей измерялись перед началом испытаний, скорости движения автомобиля определялись по спидометру. Частота воздействия неровностей на колеса автомобиля вычислялась по длине неровности и скорости движения автомобиля. Для записи ускорений акселерометр устанавливался в кузове автомобиля над передней и задней осями и на рычагах передней и задней подвесок. Амплитуды колебаний определялись двойным интегрированием ускорений.

Для определения зоны максимального галопирования использован гироскоп, который устанавливался на полу кузова и ориентировался относительно продольной и поперечной плоскостей автомобиля. На рамках гироскопа закреплялись ползунки, свободные концы которых скользили по виткам потенциометров. Потенциометры являлись плечами измерительных мостов, питаемых от источников тока. Продольные или попе-

речные колебания автомобиля вызывали разбаланс соответствующего измерительного моста. Для записи измеряемых процессов использовался осциллограф Н-700.

В процессе испытаний каждый опыт повторялся 3—5 раз. При обработке осциллограмм выпавшие точки из дальнейших расчетов исключались.

По данным аналитического расчета построены амплитудно-частотные характеристики (рис. 3), на которые также нанесены точки, полученные при дорожных испытаниях.

Из амплитудно-частотных характеристик видно, что зона низкочастотного резонанса соответствует скоростям, не имеющим практического значения при эксплуатации автомобиля. Межрезонансная зона характеризуется низкими ускорениями и малыми амплитудами, выгодно вытянута по частотам и охватывает широкий диапазон длин неровностей (1,5—7,0 м). при скоростях 60—80 км/ч. При этих же скоростях и длинах неровностей 1—1,5 м автомобиль попадает в зону высокочастотного резонанса, в этих условиях получены максимальные относительные значения ускорений 370—430 $1/\text{сек}^2$.

Зона максимального галопирования для исследуемого автомобиля соответствует длинам неровностей 3—3,7 м и скоростям движения 12—17 км/ч.

Выводы

1. Конструкцию подвески исследуемого автомобиля можно считать удовлетворительной.

2. Для снижения степени затухания колебаний, а значит, и максимальных значений ускорений вертикальных колебаний кузова над передней осью целесообразно снизить трение в передней подвеске.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания, 1960.
2. Гельфгат Д. В. «Автомобильная промышленность», 1949, № 3.

УДК 629.115.001.5

Об углах поворота управляемых колес многоосных автомобилей

Канд. техн. наук Д. А. АНТОНОВ

ВОПРОСАМ кинематического соотношения углов поворота левого и правого управляемых колес при повороте автомобиля посвящено много работ различных исследователей и накоплен определенный статистический материал. Поэтому при дальнейшем рассмотрении будем считать, что закон распределения углов поворота между левыми и правыми колесами известен. Необходимо определить соотношения между углами поворота управляемых колес по осям автомобиля, считая углы средними между углами поворота левого и правого колес. На рис. 1 дана схема принятых обозначений.

За положительное направление углов принято направление, в котором отклоняется вектор скорости движения оси при воздействии на нее центробежной силы. Следовательно, угол δ_l всегда положителен, угол δ_r всегда отрицателен; $a_l > 0$, если ось лежит впереди проекции центра тяжести по ходу автомо-

биля, и $a_l < 0$, если ось — сзади; $L_l > 0$, если ось лежит впереди проекции мгновенного центра поворота, и $L_l < 0$, если сзади.

Для удобства рассуждений предположим сначала, что задняя ось неуправляемая. В связи с тем, что многоосные автомобили высокой проходимости проектируются обычно так, что нормальные нагрузки на оси назначаются примерно одинаковыми, то все дальнейшие рассуждения будут исходить из этого предположения.

Закон изменения углов поворота управляемых колес второй, третьей и т. д. осей сравнительно с углами поворота управляемых колес передней оси может быть различным в зависимости от типа и назначения автомобиля. Он может выбираться, исходя из условий обеспечения равномерного износа шин колес различных осей, либо из условия обеспечения максимального поворачивающего момента и т. д.

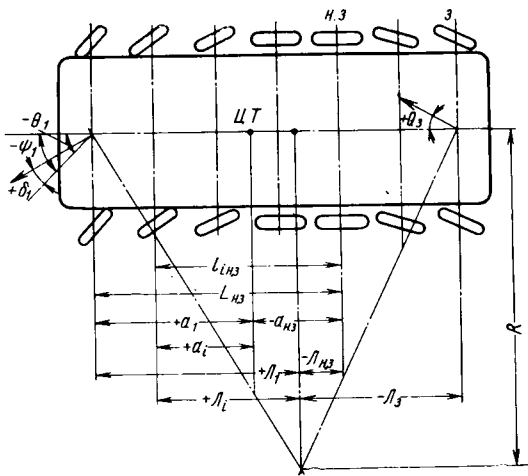


Рис. 1. Схема приняты обозначений:

a_i — расстояние от проекции центра тяжести на продольную ось автомобиля до оси номера i ; L_i — расстояние от проекции мгновенного центра поворота на продольную ось до оси i ; θ_i — угол поворота управляемых колес i -той оси; ψ_i — угол между вектором скорости центра оси номера i и продольной осью автомобиля; δ_i — угол увода i -той оси; R — расстояние от мгновенного центра поворота до продольной оси автомобиля; $L_{n.з}$ — расстояние от передней оси до последней неуправляемой оси; L_{ij} — расстояние между осями i и j ; индекс «1» означает принадлежность к передней оси; индекс «з» означает принадлежность к задней оси; индекс «н.з» означает принадлежность к последней неуправляемой оси; индекс « i » означает принадлежность к i -той оси.

Рассмотрим следующие случаи выбора закона соотношения углов поворота управляемых колес i -той и первой осей:

а) исходя из условий обеспечения линейного закона распределения углов увода по осям;

б) исходя из условий равенства износа шин колес управляемых осей;

в) исходя из условий обеспечения максимального поворачивающего момента, создаваемого колесами управляемых осей.

Выведем уравнение соотношения углов поворота колес первой и i -той оси при линейном законе распределения углов увода по управляемым осям автомобиля. Для этого напомним уравнение расстояния от проекции центра поворота на продольную ось автомобиля до i -той оси:

$$L_i \approx -R \psi_i,$$

считая при этом, что $\operatorname{tg} \psi_i \approx \psi_i$. Тогда из уравнения $\psi_i = \theta_i + \delta_i$ определяем

$$\theta_i = -\frac{L_i}{R} - \delta_i.$$

Так как вывод производится в предположении линейного закона распределения углов увода по осям, то

$$\delta_i = \delta_1 + (\delta_{н.з} - \delta_1) \frac{a_1 - a_i}{L_{н.з}}.$$

Следовательно,

$$\theta_i = -\frac{L_i}{R} - \left[(\delta_{н.з} - \delta_1) \frac{a_1 - a_i}{L_{н.з}} + \delta_1 \right] \quad (1)$$

и

$$\theta_1 = -\frac{L_1}{R} - \delta_1. \quad (2)$$

Рассматривая уравнения (1) и (2), можно заметить, что сравнение θ_i и θ_1 методом соотношения не даст желаемых результатов. В структуре формул есть одинаковые слагаемые, которые могут уничтожиться в случае разностного сравнения, поэтому

$$\theta_1 - \theta_i = \frac{-L_1 + L_i}{R} + (\delta_{н.з} - \delta_1) \frac{a_1 - a_i}{L_{н.з}}.$$

Учитывая, что $a_1 - a_i = L_1 - L_i$, можно написать

$$\theta_1 - \theta_i = \frac{a_1 - a_i}{L_{н.з}} \left[(\delta_{н.з} - \delta_1) - \frac{L_{н.з}}{R} \right]. \quad (3)$$

Заменим выражение в квадратных скобках равной ему величиной θ_1 и перепишем уравнение (3) в виде соотношения углов θ_i и θ_1 :

$$\frac{\theta_i}{\theta_1} = 1 - \frac{a_1 - a_i}{L_{н.з}} = \frac{a_i - a_{н.з}}{L_{н.з}}. \quad (4)$$

Рассматривая полученную формулу, можно увидеть, что при линейном законе распределения углов увода по осям соотношения углов поворота зависят только от геометрического расположения осей на продольной оси автомобиля. В этом случае угол увода i -той оси будет заметно меньше угла увода передней оси δ_1 . В работах ряда исследователей утверждается, что износ шин находится в квадратичной зависимости от величины угла увода¹, поэтому ось i будет поставлена в более выгодные условия с точки зрения износа, чем, например, передняя ось, что нерационально. Кроме того, при равенстве коэффициентов сопротивления уводу осей боковая сила, действующая на ось номера i , будет меньше. Это создаст меньший поворачивающий момент, чем можно было бы иметь, что, несомненно, отразится на величине минимального радиуса поворота.

Итак, выбранный закон соотношения углов поворота управляемых колес i -той оси не является достаточным. Колеса i -той оси при этом не достигают намеченного угла поворота, качества автомобиля по поворачиваемости используются неполностью, износ шин управляемых колес неравномерен. Полученное уравнение имеет явное достоинство: оно имеет простую форму и, главное, устанавливает ограничение в выборе величины соотношения углов поворота, т. е. оно определяет нижнюю границу значений углов поворота i -той оси, меньше которых углы поворота i -той оси не должны быть, иначе колеса i -той оси не достигают намеченного угла поворота.

Выведем другое уравнение для определения соотношения углов поворота управляемых колес i -той оси, исходя из условия равенства углов увода управляемых осей, т. е. равномерности износа управляемых колес всех осей.

$$\text{Если } \delta_i = \delta_1, \text{ то } \theta_i = -\frac{L_i}{R} - \delta_1.$$

Следовательно,

$$\theta_1 - \theta_i = \frac{-L_1 + L_i}{R}.$$

Заменяя $-L_1 + L_i$ равным ему выражением $-a_1 + a_i$, получим

$$\theta_i = \theta_1 - \frac{a_i - a_1}{L_{н.з}} \cdot \frac{L_{н.з}}{R}.$$

Подставляя выражение $(\delta_{н.з} - \delta_1 - \theta_1)$ вместо $\frac{L_{н.з}}{R}$, после преобразований напомним соотношение углов θ_i и θ_1 в относительной форме:

$$\frac{\theta_i}{\theta_1} = 1 - \frac{a_1 - a_i}{L_{н.з}} + \frac{a_1 - a_i}{L_{н.з}} \left(\frac{\delta_{н.з} - \delta_1}{\theta_1} \right). \quad (5)$$

В этом случае соотношение углов поворота управляемых колес зависит также и от качества избыточной или недостаточной поворачиваемости, т. е. фактически от скорости движения автомобиля и от характера силового воздействия на него. При сравнении формул (4) и (5) видно, что первые два слагаемых обеих формул одинаковы, а третье слагаемое формулы (5) зависит от разности углов увода передней и задней осей. Следовательно, при жестком кинематическом приводе заданное соотношение углов поворота управляемых колес может быть удовлетворено лишь для определенных условий движения, для других условий движения оно не будет оптимальным.

Если автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью, то разность $\delta_{н.з} - \delta_1$ равна нулю и, следовательно, формулы (4) и (5) не отличаются друг от друга. Если автомобиль обладает избыточной или недостаточной поворачиваемостью, то расчеты конкретных трех- и четырехосных автомобилей показывают, что абсолютная величина разности $\delta_{н.з} - \delta_1$ не превышает 2°. Следовательно, при угле поворота передних управляемых колес $-\theta_1 = 24^\circ$, третий член составляет не более 8,3%

¹ Schallamach A. «ATZ», 1961, № 2.

от второго члена, который, в свою очередь, для четырехосного автомобиля составляет примерно 33,3% от первого (для второй управляемой оси). Таким образом, третий член может как максимум составлять всего лишь 2,75% от первого члена.

Формулы (4) и (5) дают несильно различающиеся результаты, поэтому формула (4), хотя и является недостаточной, все же может быть использована при практических расчетах.

Разберем последний случай соотношения углов поворота управляемых осей, исходя из условий использования максимального поворачивающего момента.

Чтобы получить больший поворачивающий момент (например, для получения меньших радиусов поворота или выхода из глубокой колеи), углы поворота управляемых колес всех осей должны быть увеличены. Несомненно, что по конструктивным соображениям вряд ли удастся сделать максимальный угол поворота управляемых колес i -той оси больше, чем у первой управляемой оси. Это связано с тем, что угол поворота первой управляемой оси обычно делают максимально возможным, исходя из компоновки корпуса или рамы, либо исходя из возможностей конструкции карданного шарнира привода колес. Поэтому в зоне максимальных значений углов поворота передних управляемых колес зададим следующее уравнение зависимости углов поворота i -той управляемой оси от угла поворота передней управляемой оси:

$$\theta_i = \theta_1.$$

При этих условиях углы увода управляемых осей не будут одинаковыми. Определим величины углов увода, которые будут при этом возникать на оси номера i .

Так как $\psi_i = \theta_i + \delta_i = \theta_1 + \delta_i$,

$$\delta_i = -\frac{L_i}{R} - \theta_1 = -\frac{(a_i - a_{н.з}) - L_{н.з}}{R} - \frac{L_{н.з} - L_{н.з}}{R} + \delta_1 = -\frac{a_i + a_{н.з} + a_1 - a_{н.з}}{R} + \delta_1 = \frac{a_1 - a_i}{R} + \delta_1.$$

Подводя итог, можно сказать, что закон изменения углов поворота управляемых колес любой из осей не может быть единым для всех автомобилей вне зависимости от ее назначения. Для колесных автомобилей, от которых требуются высокие транспортные качества, а также высокая проходимость и маневренность, закон изменения углов поворота должен обеспечивать как максимальную поворачивающую силу в диапазоне больших значений углов поворота колес, так и равномерный износ шин всех управляемых колес в диапазоне малых

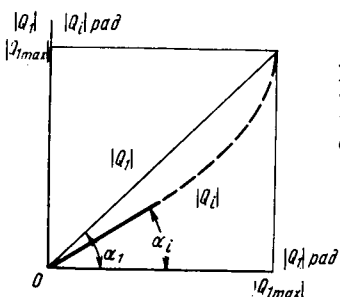


Рис. 2. Рекомендуемый характер изменения угла поворота колес i -той оси в зависимости от угла поворота колес передней управляемой оси ($\operatorname{tg} \alpha_1 = 1$;

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{L_{и.з}}{L_{н.з}}).$$

значений углов поворота управляемых колес. Средний диапазон углов поворота колес является переходным от одного закона к другому. Следовательно, соотношение углов поворота θ_i и θ_1 должно удовлетворять неравенству (рис. 2)

$$\frac{a_i - a_{н.з}}{L_{н.з}} \leq \frac{\theta_i}{\theta_1} \leq 1. \quad (6)$$

Теперь рассмотрим вопрос об углах поворота задних управляемых колес. Закон изменения углов поворота задних управляемых осей номера i в зависимости от угла поворота колес концевой задней управляемой оси также можно избирать, исходя из равенства углов увода или из условия получения максимального значения поворачивающего момента.

Остается пока невыясненным вопрос соотношения между величинами углов поворота крайней передней и крайней задней оси. Если подходить к выбору углов поворота задней управляемой оси без учета особенностей автомобилей с задними управ-

ляемыми колесами, то можно получить автомобиль с явно выраженной неустойчивостью движения. Задние управляемые колеса не оказывают влияния на динамическую устойчивость стационарного движения, но ухудшение устойчивости прямолинейного движения при задних управляемых колесах наблюдается. Это связано со стабилизацией задних управляемых колес. При нестационарном движении на задних управляемых колесах может изменяться направление действующей в контактом стечатке реактивной силы. Как указывается в теории устойчивости движения двухосных автомобилей, ни при каких положениях шкворня принципиально нельзя добиться того, чтобы стабилизирующий момент на задних управляемых колесах оставался положительным для всех углов поворота колес. Используя средние оси многоосного автомобиля как опорные в боковом направлении, а задние управляемые колеса лишь в качестве вспомогательного механизма поворота, необходимо добиться того, чтобы боковая реакция в контакте шин задних управляемых колес не меняла своего направления, тогда ухудшения устойчивости движения из-за стабилизации задних управляемых колес не будет. В данном случае под использованием задних управляемых колес в качестве вспомогательного механизма поворота понимается такой режим их движения, когда на задних управляемых колесах создается угол поворота такой величины, чтобы задние колеса не создавали поворачивающего момента, а лишь снимали момент сопротивления повороту, который они могли бы создать, если бы двигались в режиме неуправляемых колес. Рулевой привод на задние колеса должен быть спроектирован так, чтобы колеса катились либо без увода, либо даже с некоторым положительным уводом, создавая незначительное сопротивление повороту. Чтобы задние управляемые колеса никогда не переходили в режим движения с отрицательным уводом и не меняли направления действующей реактивной силы, необходимо задавать следующие соотношения углов поворота передних и задних управляемых колес:

$$\theta_3 = \frac{L_3}{L_1} (\theta_1 + 0,1). \quad (7)$$

Это равенство подтверждается следующими расчетами:

$$-\frac{L_1}{R} = \operatorname{tg} (\theta_1 + \delta_1); \quad -\frac{L_3}{R} = \operatorname{tg} (\theta_3 + \delta_3);$$

$$\frac{L_1}{L_3} \approx \frac{\theta_1 + \delta_1}{\theta_3 + \delta_3}. \quad (8)$$

В последнем уравнении заменим значения углов увода δ_1 и δ_3 соответственно величинами 0,1 и 0. Оно будет соответствовать случаю отсутствия реакции на задних колесах при движении передних управляемых колес с уводом 5—6°, и, следовательно, уравнение (8) примет вид

$$\frac{L_1}{L_3} \approx \frac{\theta_1 + 0,1}{\theta_3}.$$

Тогда, например, для трехосного автомобиля с крайними управляемыми осями, где мгновенный центр поворота лежит на продолжении средней оси, уравнение для определения угла поворота задней управляемой оси будет иметь вид

$$\theta_3 = \frac{L_3}{L_1} (\theta_1 + 0,1) = \frac{L_{23}}{L_{12}} [|\theta_1| - 0,1],$$

где $|\theta_1|$ — абсолютная величина угла поворота θ_1 .

Учитывая, что угол θ_3 всегда положителен, для обеспечения устойчивости движения желательно иметь отсутствие по-

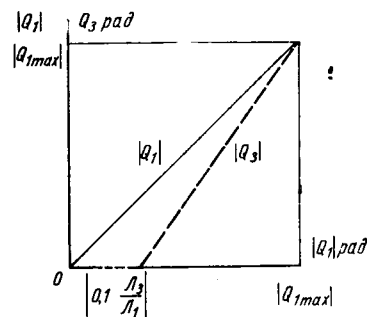


Рис. 3. Рекомендуемый характер изменения угла поворота колес задней управляемой оси в зависимости от угла поворота колес передней управляемой оси

ворота задних управляемых колес вплоть до $-\theta_1 \approx 5^\circ$. При дальнейшем повороте передних управляемых колес величина поворота задних управляемых колес должна определяться из уравнения (7). Для автомобилей высокой проходимости при движении с весьма малыми радиусами поворота, т. е. в зоне максимальных величин поворота передних управляемых колес, где требуется создать максимальный поворачивающий момент, необходимо иметь $\theta_2 = |\theta_1|$ или $\theta_2 > |\theta_1|$, если это позволяет компоновка.

Таким образом, выбор угла поворота задней управляемой оси нужно назначать, исходя из следующего неравенства (рис. 3):

$$\frac{L_2}{L_1} (\theta_1 + 0,1) \leq \theta_2 \leq |\theta_1|. \quad (9)$$

Выводы

1. Соотношение углов поворота управляемых колес различных осей должно зависеть от типа и назначения автомобиля.
2. Для транспортных автомобилей, у которых долговечность

является наиболее важным качеством, соотношение углов поворота управляемых колес различных осей должно обеспечивать минимальный износ шин, и, следовательно, определяться по формуле (5) либо (4).

3. Для автомобилей специального назначения, у которых проходимость и преодоление препятствий являются не менее важными качествами по сравнению с долговечностью, закон изменения соотношения углов поворота управляемых колес, различных осей должен обеспечивать максимальный поворачивающий момент при максимальных углах поворота передних управляемых колес, а также обеспечивать равенство износа при незначительных углах поворота передних колес. Закон изменения соотношения углов поворота управляемых колес во всем диапазоне их изменения должен определяться в этом случае неравенством (6).

4. Для обеспечения устойчивости движения многоосных автомобилей закон соотношения углов поворота передних и задних управляемых колес должен определяться неравенством (9). и рис. 3.

УДК 629.113.001.45

Ускоренные полигонные испытания грузовых автомобилей

Канд. техн. наук С. С. ДМИТРИЧЕНКО, А. И. ШЕВЧЕНКО

НАТИ, МВТУ имени Ваумана

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ испытания грузовых автомобилей по ГОСТу 6875-54 (не менее 25 тыс. км по дорогам различных типов) не дают возможности достаточно полно оценить их прочность и долговечность [1]. К основным недостаткам этих испытаний относятся:

- а) большая продолжительность (8—12 мес. для испытания одного автомобиля);
- б) невозможность сопоставления полученных результатов вследствие нестабильности выбранных дорожных условий и режимов испытаний;
- в) невозможность выявления ряда «слабых мест» автомобилей (основные поломки деталей и узлов возникают по истечении испытательного срока).

Ускоренные испытания автомобилей на полигонах в сочетании со стендовыми испытаниями позволяют в десятки раз сократить время, необходимое для оценки новых образцов и уменьшить стоимость испытаний [1, 2, 3]. Полигонные испытания прочно вошли в практику зарубежного автомобилестроения и в настоящее время являются одним из основных видов испытаний долговечности несущих и ходовых систем. Например, в США для ускоренных испытаний имеется несколько государственных (преимущественно военных) полигонов и более 20 полигонов фирм.

Целью полигонных испытаний грузовых автомобилей ЗИЛ на одном из треков полигона Одесской станции НАТИ являлось ускоренное выявление слабых мест в конструкциях автомобильных рам старой модели ЗИЛ-164А для обоснования режимов испытаний новых конструкций.

При выборе режима испытаний учтены основные положения о методах и особенностях испытаний усталостной прочности [1, 4, 5], использован также опыт НАТИ по испытанию большого числа колесных и гусеничных машин на треках полигона [2]. Поскольку детали рамы автомобиля работают в условиях случайных переменных нагрузок, выбор режима ускоренных испытаний является сложной задачей и требует специального рассмотрения.

Ускоренные испытания на практике выполняются:

- а) при программном нагружении, воспроизводящем спектр (или часть спектра) эксплуатационных нагрузок;
- б) при циклическом нагружении с постоянной амплитудой, эквивалентном по разрушающему условию совокупности эксплуатационных циклов с переменными амплитудами;
- в) при одном из типичных эксплуатационных циклов нагружения, наиболее характерном для выбранных условий эксплуатации и оказывающем в этих условиях наибольшее разрушающее действие;
- г) при нескольких типичных эксплуатационных циклах нагружения, чередующихся в определенной последовательности;

д) при условной нагрузке, отличающейся от эксплуатационной.

Критерием правильности выбора того или иного режима является совпадение вида и характера разрушения детали при испытаниях на полигоне и в эксплуатации. Это условие существенно ограничивает число возможных вариантов режима испытаний.

Практика машиностроения показала, что в применении к деталям, работающим в условиях нестационарных нагрузок, наиболее точный результат испытаний достигается при программном нагружении, воспроизводящем спектр эксплуатационных переменных нагрузок. Однако при организации ускоренных испытаний в большинстве случаев либо неизвестна статистическая характеристика эксплуатационных нагрузок, либо имеющееся оборудование не позволяет выполнять программное нагружение. В таких случаях следует воспроизводить один или несколько типичных эксплуатационных режимов нагружения, чередующихся в определенной последовательности. Часть вариантов нагрузки при этом исключается, что влечет за собой некоторую погрешность, но такое упрощение неизбежно в применении к автомобилям, у которых условия эксплуатации и соответственно нагрузки изменяются в весьма широком диапазоне.

Типичным видом нагружения автомобильной рамы в эксплуатации является закручивание рамы и вертикальный изгиб лонжеронов при наезде автомобиля на неровности и при попадании колес автомобиля в выбоины [6, 7]. Поэтому в качестве метода ускоренных полигонных испытаний прочности автомобильных рам был выбран проезд препятствий, расположенных в шахматном порядке (рис. 1). Такое расположение препятствий обеспечивает закручивание рамы с одновременным изгибом лонжеронов в вертикальной плоскости при наезде одного из колес на препятствие.

Для выбора режима ускоренных испытаний и параметров трека полигона были построены спектры напряжений по основным датчикам для эксплуатационных и полигонных режимов [7]. Сравнение спектров напряжений, зарегистрированных на полигоне и в эксплуатации, показало, что наиболее близкими по напряженности в эксплуатации являются режимы, при которых автомобиль двигался со скоростями 9,4—13,8 км/ч по треку полигона с препятствиями высотой 160 мм, шагом 6,25 м. При этом было отмечено, что на полигоне частоты повторений малых амплитуд (меньших предела выносливости детали) для большинства датчиков были ниже частоты таких напряжений в эксплуатации, в то время как частоты напряжений, превышающих предел выносливости, были завышены. Вследствие этого можно было полагать, что при полигонных испытаниях получатся такие же разрушения, как в эксплуатации, но значительно быстрее (что и требуется).

Сравнение спектров нагрузок также подтвердило известное испытателям обстоятельство: невозможно подобрать такой режим ускоренных испытаний, при котором во всех точках сложной конструкции переменные напряжения большого числа эксплуатационных режимов совпали бы с напряжениями,

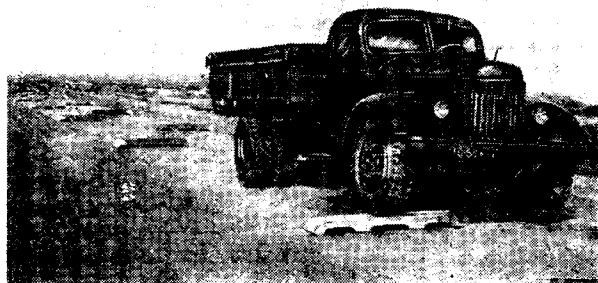


Рис. 1. Движение автомобиля ЗИЛ-164А по треку полигона.

полученными при испытаниях на полигоне. В этом случае необходимо получить близкое совпадение амплитуд максимальных напряжений при основных эксплуатационных режимах и при ускоренных испытаниях в наиболее нагруженных основных элементах конструкции [4].

Тензометрирование и последующий статистический анализ амплитуд переменных напряжений при движении автомобиля на полигоне привели к выбору следующего режима ускоренных полигонных испытаний рамы автомобиля ЗИЛ-164А: движение автомобиля своим ходом со скоростью 10,5 км/ч с нагрузкой в кузове 4 т.

Испытанию на полигоне были подвергнуты два автомобиля ЗИЛ-164А. В процессе испытаний систематически контролировалось давление в шинах, равномерность распределения груза по платформе и действительная скорость движения. В среднем за 1 ч испытаний совершались 1400 переездов препятствий.

Таблица 1

Эксплуатационный номер автомобиля	Количество переездов препятствий при испытаниях	Продолжительность испытаний в ч
198	144500	98
204	230900	168

В табл. 1 приведены данные о продолжительности испытаний до их прекращения в связи с разрушением второй поперечины в зоне соединения с нижней полкой лонжерона, разрушением раскосов пятой поперечины и значительным развитием трещин стенок лонжеронов в зоне отверстий под заклепки крепления кронштейнов подпрессорников. В качестве измерителя долговечности при ускоренных испытаниях было принято число переездов препятствий.

В табл. 2 приведены данные о видах и сроках начала появления основных разрушений элементов рам автомобиля ЗИЛ-164А, выявленных при полигонных испытаниях. Виды разрушений основных элементов рам показаны на рис. 2, 3.

Анализ полученных усталостных поломок элементов рам автомобилей ЗИЛ-164А на полигоне показал, что разрушения совпали с эксплуатационными не только по характеру и местам расположения, но и по очередности появления. По отчетным данным Московского автозавода имени Лихачева, НАМИ, Научно-исследовательского института автомобильного транспорта и др., в начальной стадии эксплуатации автомобилей ЗИЛ-164А возникают ослабления и разрушения заклепочных соединений поперечин с лонжеронами рам, затем происходят поломки второй поперечины по нижним полкам в зонах соединения с лонжеронами и поломки раскосов пятой поперечины, а после замены указанных деталей (при ремонте рам) наблюдаются усталостные поломки лонжеронов в зонах соединения с поперечинами.

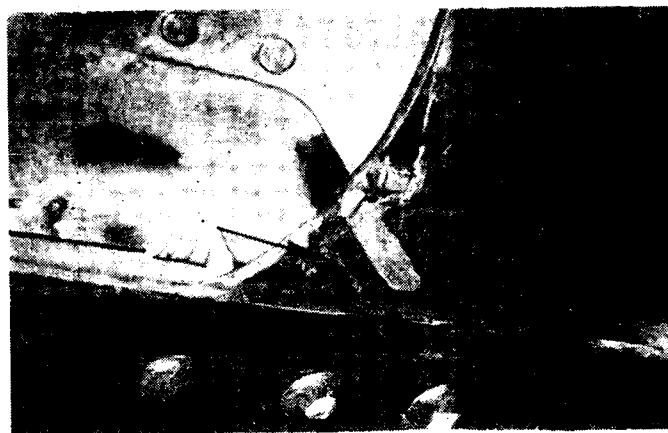


Рис. 2. Трещина нижней полки второй поперечины в зоне соединения с лонжероном.

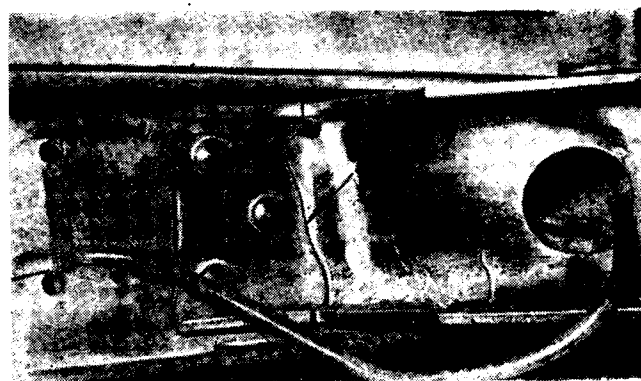


Рис. 3. Излом раскоса пятой поперечины в зоне соединения с лонжероном.

Таблица 2

Основные повреждения и неисправности рам на полигоне	Среднее количество переездов препятствий до появления разрушений (по двум образцам)
Срез головок заклепок кронштейнов подпрессорников	22 820
Излом заклепок соединения четвертой поперечины с правым лонжероном	47 770
Ослабление и излом заклепок соединения верхней и нижней частей третьей поперечины	52 600
Трещина нижней полки второй поперечины (рис. 2)	119 490
Излом правого раскоса пятой поперечины в зоне соединения с лонжероном (рис. 3)	119 490
Трещина правого конца четвертой поперечины в зоне перехода стенки в верхнюю полку	119 490
Трещины стенок лонжеронов в зонах отверстий под заклепки кронштейнов подпрессорников	124 350
Излом заклепок соединения второй поперечины с нижними полками лонжеронов	168 760

Малое число испытанных автомобилей и отсутствие достоверных данных о величине пробега до разрушения тех же элементов в эксплуатации не позволили оценить рассеивание долговечности элементов рам на полигоне и получить точные значения коэффициентов перехода от результатов полигонных испытаний к эксплуатации; приближенный подсчет показал, что примерно пять переездов препятствий на полигоне эквивалентны по разрушающему действию 1 км пробега в тяжелых эксплуатационных условиях.

Результаты ускоренных полигонных испытаний автомобилей ЗИЛ-164А, впервые проведенных в СССР, позволяют заключить, что для автомобильных рам в короткие сроки на тре-

ке полигона с одним лишь типом препятствий получены основные виды разрушений, характерных для обычной эксплуатации, чем подтверждена правильность выбора режима испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз, 1961.

2. Дмитриченко С. С., Кугель Р. В., Макаров Н. Н., Нейченко В. Г. «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 7.

3. Beauvais R., Sorenson R. «SAE Journal», 1964, № 8.

4. Кугель Р. В. «Вестник машиностроения», 1954, № 5.
5. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдеро-вич Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Машгиз, 1963.

6. Гельфгат Д. Б., Ошноков В. А. Рамы грузовых автомобилей. Машгиз, 1959.

7. Дмитриченко С. С., Александров А. В., Никулин В. Н., Шевченко А. И. «Автомобильная промышленность», 1966, № 1.

УДК 629.113.001.5

Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебаний автомобиля

В. Л. АФАНАСЬЕВ, д-р техн. наук А. А. ХАЧАТУРОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

В ПОСЛЕДНИЕ годы для изучения вертикальных колебаний автомобиля, вызываемых дорожными неровностями, все шире применяются методы статистической динамики [1]. Эти методы в сочетании с электронными вычислительными машинами дают возможность теоретически решать такие задачи о взаимодействии автомобиля с дорогой, которые при учете движения автомобиля по реальному микропрофилю не поддаются решению детерминистическими методами.

К этим задачам относятся оценка плавности хода и выбор оптимальных параметров подвески, анализ работы и подбор оптимальных характеристик отдельных элементов ее и другие аналогичные задачи.

В работе [2] рассмотрены некоторые весьма значительные результаты работ, проведенных в НАМИ, по применению статистических методов экспериментального исследования колебаний автомобиля. При этом записывались ускорения характерных точек автомобиля при его натурных испытаниях с последующей статистической обработкой этой записи.

Метод электро моделирования с помощью аналоговых вычислительных машин (АВМ) позволяет получить статистические характеристики колебаний автомобилей и автопоездов с использованием записей микропрофиля дороги на магнитную ленту [3]. Применение этого метода при исследовании колебаний автомобиля позволяет значительно уменьшить объем натурных испытаний, которые могут применяться главным образом для проверки и уточнения результатов, полученных с помощью электро моделирования.

Для получения статистических характеристик колебаний автомобиля с помощью АВМ на ней набирается его математическая модель, на вход которой подается функция воздействия дорожных неровностей. Колебания этой модели, представленные в виде электрического напряжения, статистически обрабатываются на анализирующих устройствах. Моделирование колебаний автомобиля с помощью АВМ позволяет весьма просто менять характеристики элементов подвески и проводить сравнение различных вариантов.

Ввод в модель функции воздействия дорожных неровностей осуществляется с помощью записей микропрофилей дорог с различными типами и степенью изношенности дорожного покрытия. Аппаратура для записи микропрофилей автомобильных дорог, разработанная на кафедре теоретической механики Московского автомобильно-дорожного института, позволяет записывать дорожные неровности при движении со скоростью 60 км/ч при высокой точности записи [3]. При этом полоса частот, записываемая аппаратурой, значительно шире, чем полоса частот, практически воспринимаемая подвеской автомобиля. Поэтому запись микропрофиля, сделанная при скорости 60 км/ч, позволяет исследовать на модели поведение автомобиля в диапазоне скоростей 40—120 км/ч.

Эти записи могут быть использованы также и для определения статистических характеристик микропрофиля, которые применяются для расчета параметров подвески автомобиля

и оценки ровности дорожной поверхности. Обычно для этих целей применяют функцию распределения высот неровностей и функцию спектральной плотности дисперсии воздействия микропрофиля.

Обе эти функции, а также аналогичные функции колебаний автомобиля могут быть определены с помощью электрических анализаторов, так как и запись микропрофиля и любой параметр колебаний модели автомобиля на АВМ представлены в виде электрического напряжения постоянного тока. Такие анализаторы, амплитудный и спектральный, могут быть набраны и на АВМ.

Рассмотрим статистические характеристики функций воздействия микропрофилей и колебаний автомобиля на этих микропрофилях, полученные методом электро моделирования.

Методика определения с помощью АВМ точек функции распределения достаточно подробно изложена в работе [4]. Там же указана и применяемая для этого аппаратура.

На рис. 1 приведены функции распределения высот дорожных неровностей $F(Q)$, полученные обработкой записей микропрофилей участков следующих дорог:

- 1 — скоростной дороги автодрома (цементобетон), $\sigma_q = 4,3$ мм;
- 2 — Московской кольцевой дороги (цементобетон), $\sigma_q = 8,3$ мм;
- 3 — Дмитровского шоссе (асфальтобетон), $\sigma_q = 14$ мм;
- 4 — грунтовой дороги автодрома, $\sigma_q = 16,5$ мм;
- 5 — дороги Углич—Рыбинск (булыжник), $\sigma_q = 22,8$ мм.

Запись микропрофиля была выполнена при скорости 40 км/ч (запись микропрофиля грунтовой дороги при скорости 20 км/ч).

Многие авторы [1, 5] отмечают, что распределение дорожных неровностей (а также колебаний автомобиля) близко к нормальному закону распределения. Рис. 1 позволяет считать это утверждение правильным. Параметр такого распределения — среднеквадратичная высота неровностей σ_q — может быть определена по графику: в качестве величины σ_q можно принять значение абсциссы точки кривой для ординаты 0,84 или 0,16. Математическое ожидание, естественно, равно нулю, что следует из определения микропрофиля и метода его записи.

Функция распределения высот дорожных неровностей относительно просто получаемая обработкой записи микропрофиля, дает в качестве характеристики ровности дорожной поверхности среднеквадратичное отклонение. Этот параметр оценивает лишь величину (амплитуду) возмущающего воздействия дорожных неровностей на автомобиль, но не учитывает частотные свойства этого воздействия, что существенно снижает значение такой характеристики.

Более полно свойства микропрофиля характеризует функция спектральной плотности дисперсии воздействия дорожных неровностей на автомобиль. Эта функция $S_q(\omega)$, называемая также спектром мощности, энергетическим спектром и просто спектром, показывает распределение плотности дисперсии

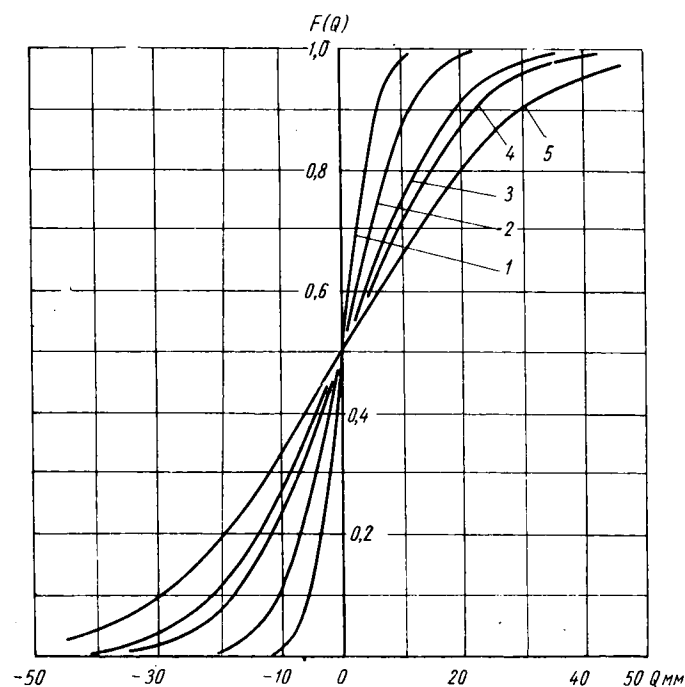


Рис. 1. Экспериментальные функции распределения микропрофилей (номера кривых соответствуют номерам участков).

в частотном диапазоне, занимаемом анализируемым процессом. Площадь под кривой функции $S_q(\omega)$ равна дисперсии случайного процесса, в данном случае дисперсии высот дорожных неровностей, корень из которой дает среднеквадратичную высоту неровностей. Таким образом, эта функция характеризует количественно и частотные свойства воздействия микропрофиля, и величину этого воздействия.

Экспериментально точки функции спектральной плотности определяют с помощью спектрального анализатора, состоящего из набора частотных полосовых фильтров с тесно примыкающими границами и устройств для определения дисперсии. Из всех составляющих микропрофиля $q(t)$, поданного на анализатор, выходной сигнал каждого фильтра $q_i(t)$ будет содержать лишь те составляющие, частоты которых лежат в пределах полосы пропускания фильтра. Определив дисперсию в пределах каждой частотной полосы и разделив ее на ширину этой полосы, получают ряд точек кривой спектральной плотности, по которым проводится и вся кривая. Сумма дисперсий по всем частотным полосам дает дисперсию микропрофиля в исследуемом диапазоне частот, который в данном случае лежит в пределах от 1,39 до 141 Гц/сек (или 0,221—22,45 гц).

Дисперсия в пределах частотной полосы может быть определена следующим преобразованием:

$$D_i = \frac{1}{T} \int_0^T q_i^2(t) dt,$$

где T — время наблюдения реализации случайного процесса.

Структурная схема получения дисперсии для одной полосы приведена на рис. 2, а.

Дисперсия в пределах i -той частотной полосы подсчитывается по формуле

$$D_i = \frac{U_{ui} a_q^2}{K_{ui} K_{\phi i} K_{\phi i}^2 T},$$

где a_q — масштаб записи микропрофиля.

При известном виде функции распределения дисперсия может быть определена более простым способом, без возведения реализации в квадрат. Так как распределение неровностей микропрофиля подчиняется нормальному закону распределения, то для определения дисперсии можно воспользоваться

соотношением между средним арифметическим $q_{ср.а}$ и среднеквадратичным σ_q :

$$\frac{\sigma_q}{q_{ср.а}} = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \approx 1,252.$$

Определив среднее арифметическое $q_{ср.а.i}$ и умножив его на 1,252, получим среднеквадратичное σ_{qi} ; квадрат последнего дает дисперсию D_i . При определении дисперсии этим методом отпадает необходимость в квадраторах, которые заменяются

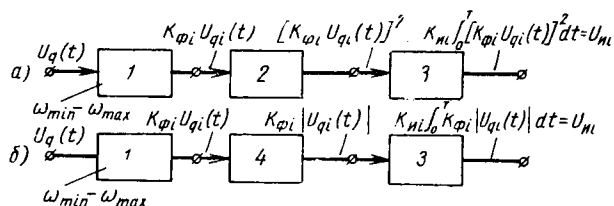


Рис. 2. Структурные схемы получения дисперсии:

а — с помощью квадратора; б — с помощью диодов; 1 — полосовой фильтр; 2 — квадрататор; 3 — интегратор; 4 — диоды; $U_q(t)$ — напряжение, представляющее запись микропрофиля; $U_{qi}(t)$ — составляющая микропрофиля, лежащая в i -той полосе; $K_{\phi i}$ — коэффициент усиления i -того фильтра; K_{ui} — коэффициент передачи i -того интегратора; U_{ui} — выходное напряжение i -того интегратора.

диодами. Это существенно упрощает аппаратуру, и структурная схема приобретает вид, показанный на рис. 2, б. В этом случае дисперсия в пределах i -той полосы подсчитывается по формуле

$$D_i = \left(\frac{U_{ui} a_q 1,252}{K_{\phi i} K_{ui} T} \right)^2.$$

При определении точек кривой спектральной плотности были использованы полосовые фильтры от спектрометра типа СИЧ. Так как полосовые фильтры спектрометра СИЧ не позволяют анализировать частоты менее 1 гц, то на АВМ был набран еще ряд полосовых фильтров, которые позволили

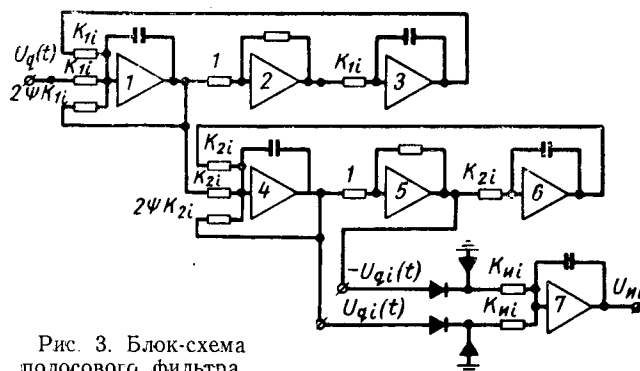


Рис. 3. Блок-схема полосового фильтра.

расширить диапазон анализируемых частот до 0,221 гц. Блок-схема полосового фильтра, набираемая на АВМ, показана на рис. 3. Она состоит из двух колебательных звеньев, собранных на усилителях 1—3 и 4—6, сопротивлений и конденсаторов входных цепей и обратных связей. Там же показаны диоды и интегратор на усилителе 7.

Результаты спектрального анализа записей микропрофилей упомянутых участков приведены на рис. 4 в виде графиков в логарифмических координатах. На графиках экспериментальные точки условно соединены прямыми линиями, чтобы показать, какие точки к какому дорожному участку (кривые 1—5) относятся. Сравнение среднеквадратичных высот, определенных по функции спектральной плотности и по функции распределения для одного и того же участка, показало, что максимальное расхождение между ними не превышает 10%. Это свидетельствует о вполне удовлетворительной работе анализаторов, набранных на АВМ.

Для аппроксимирования экспериментально полученных спектральных плотностей дробно-рациональными функциями был применен метод приближения, основанный на замене логарифмической кривой прямолинейными сопрягающимися

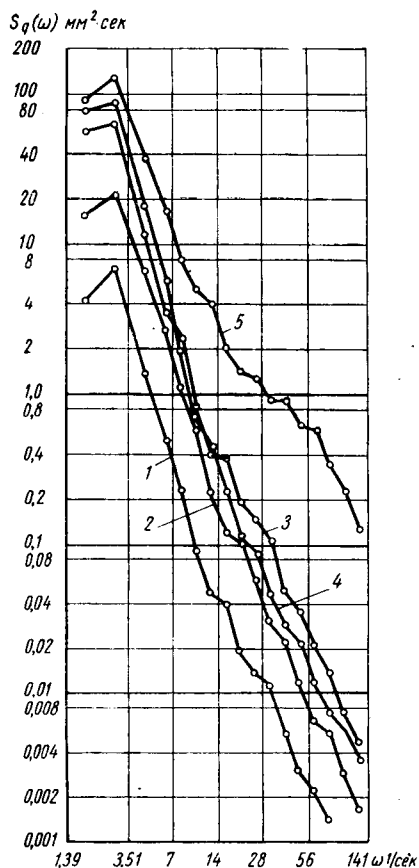


Рис. 4. Экспериментальные функции спектральной плотности микропрофилей.

отрезками. Ниже приведены аналитические выражения спектральных плотностей воздействия дорожных неровностей упомянутых участков:

$$S_{q1}(\omega) = \frac{7,65(\omega^2 + 97,8)}{(\omega^4 + 3,74)};$$

$$S_{q2}(\omega) = \frac{30,6(\omega^2 + 97,8)}{(\omega^4 + 3,74)};$$

$$S_{q3}(\omega) = \frac{72,9(\omega^2 + 61,7)}{(\omega^4 + 3,74)};$$

$$S_{q4}(\omega) = \frac{43,4(\omega^2 + 155)}{(\omega^4 + 3,74)};$$

$$S_{q5}(\omega) = \frac{1928(\omega^2 + 19,45) \cdot (\omega^2 + 621)}{(\omega^4 + 3,74) \cdot (\omega^2 + 2490)}.$$

Эти функции могут быть использованы для получения расчетным путем спектра вертикальных колебаний автомобиля при линейизации его упругих и демпфирующих характеристик. Однако при учете реальных нелинейных характеристик автомобиля расчет спектра его вертикальных колебаний по спектру возмущающего воздействия микропрофиля невозможен. В этом случае для получения статистических характеристик приходится проводить анализ самих колебаний автомобиля.

Рассмотрим в качестве примера получение с помощью записей микропрофиля и АВМ статистических характеристик вертикальных колебаний грузового автомобиля ЗИЛ-130 при его движении по упомянутым участкам дорог. Расчетная схема, согласно которой на АВМ набиралась математическая модель автомобиля, была составлена с учетом

нелинейности характеристик амортизаторов, рессор и сухого трения в них, нелинейности характеристик шип и потерь в них, возможности отрыва колес от дороги и ограничителей хода рессор.

В качестве обобщенных координат системы приняты ξ_1 и ξ_2 , z_1 и z_2 и z — вертикальные координаты осей колес, точек кузова над осями колес и вертикальная координата центра масс водителя, причем индекс «1» относится к передней части автомобиля, а индекс «2» — к задней. Эти координаты отсчитываются от положений соответствующих масс, в которых они находились бы при недеформированных шинах, рессорах и подушке сиденья водителя. При этом вертикальные колебания автомобиля описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\ddot{\xi}_1 = 2 \frac{F_{ш1}}{m_1} - 2 \frac{F_{p1}}{m_1} - g;$$

$$\ddot{\xi}_2 = 4 \frac{F_{ш2}}{m_2} - 2 \frac{F_{p2}}{m_2} - g;$$

$$\ddot{z}_1 = 2 \frac{F_{p1}}{m_1^*} - 2 \frac{F_{p2}}{m_3^*} - \frac{F_c}{L} \left(\frac{d}{m_1^*} - \frac{c}{m_3^*} \right) - g;$$

$$\ddot{z}_2 = 2 \frac{F_{p2}}{m_2^*} - 2 \frac{F_{p1}}{m_3^*} - \frac{F_c}{L} \left(\frac{c}{m_2^*} - \frac{d}{m_3^*} \right) - g;$$

$$\ddot{z} = \frac{F_c}{m} - g,$$

где

$$m_1^* = \frac{M\rho^2}{a^2 + \rho^2};$$

$$m_2^* = \frac{M\rho^2}{b^2 + \rho^2};$$

$$m_3^* = \frac{M\rho^2}{ab - \rho^2};$$

ρ — радиус инерции кузова автомобиля с грузом, исключая водителя;

a и b — расстояния от центра масс кузова до передней и задней оси соответственно;

c и d — расстояния от центра масс водителя до передней и задней оси соответственно;

$F_{ш}$, F_p и F_c — полные динамические реакции шины, рессоры и подушки сиденья водителя, включающие упругие и демпфирующие составляющие.

Автомобиль ЗИЛ-130 с грузом 4000 кг, водителем и двумя пассажирами как колебательная система характеризуется следующими числовыми значениями параметров [4]: $m = 0,232$ кг·сек²·см⁻¹; $m_1 = 0,551$ кг·сек²·см⁻¹; $m_2 = 1,07$ кг·сек²·см⁻¹; $M = 7,05$ кг·сек²·см⁻¹; $L = 380$ см; $a = 279$ см; $b = 101$ см; $c = 110$ см; $d = 270$ см; $\rho = 162,5$ см.

В процессе работы особое внимание было уделено вопросам точности результатов, получаемых с помощью электро моделирования. Так как ранее и точность записи микропрофиля, и полнота соответствия принятой расчетной схемы действительному автомобилю проверялись только теоретически и косвенными методами, то было проведено прямое сравнение колебаний математической модели автомобиля на записи микропрофиля и его действительных колебаний на дороге. Для этого были проведены на одном из дорожных участков натурные испытания автомобиля ЗИЛ-130 и получены осциллограммы ускорений кузова и прогибов рессор. Одновременно на этом участке была проведена запись микропрофиля, по которой затем «прокатывалась» математическая модель этого автомобиля, и также были получены осциллограммы ускорений кузова и прогибов рессор. Сравнение осциллограмм, полученных при натурных испытаниях и на модели, показало их вполне удовлетворительную сходимость. Это сравнение подтверждает не только точность моделирования, но и точность записи микропрофиля. Следовательно, результаты исследования вертикальных колебаний автомобиля, полученные моделированием с помощью записанного микропрофиля,

можно считать вполне достоверными и опираться на них при формулировании тех или иных выводов.

Для оценки погрешности определения функций спектральных плотностей дисперсий вертикальных колебаний автомобиля, помимо нелинейной, была рассмотрена и линеаризованная расчетная схема. Функции спектральной плотности дисперсии ускорений кузова, прогибов рессор и шин для линеаризованной расчетной схемы были получены с помощью моделирования на АВМ и анализирующего устройства, а также расчетным путем. Максимальные расхождения ординат точек функций спектральной плотности колебаний линеаризованной схемы, полученных этими двумя способами, не превышают 10%. Исходя из этого, можно ожидать, что погрешность определения этих функций и для нелинейной схемы, представляющей реальный автомобиль, не будет превышать этой величины.

Статистические характеристики вертикальных колебаний грузового автомобиля ЗИЛ-130 при его движении со скоростью 40 км/ч по упомянутым участкам (1—5) дорог приведены на рис. 5, 6 и 7. На рис. 5 показаны кривые спектральной плотности ускорений точки кузова над передней осью. На кривых имеются два максимума: первый в районе собственных частот колебаний кузова и второй, меньший, в районе собственных частот колебаний колес. Поскольку плавность хода автомобиля оценивается по ускорениям его кузова, то графики на рис. 5 могут служить основанием для такой оценки.

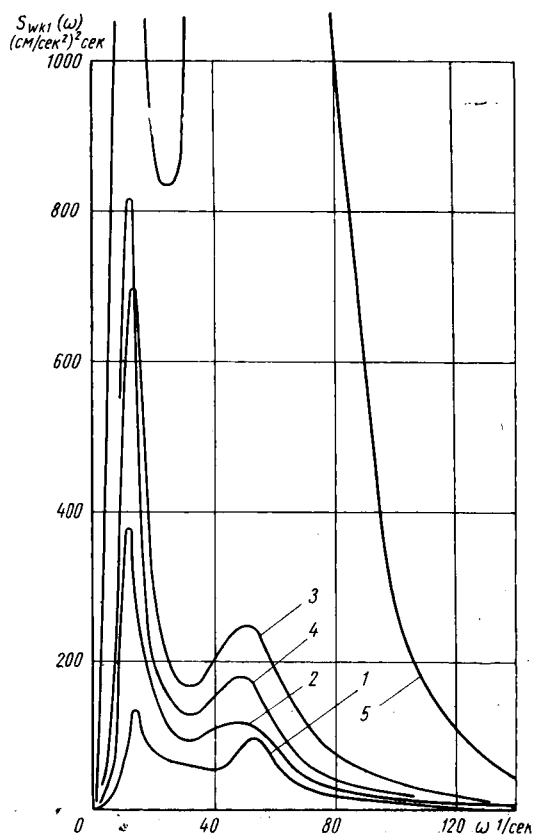


Рис. 5. Спектральные плотности ускорений кузова.

На рис. 6 показаны кривые спектральной плотности дисперсии прогибов передних рессор. Основная масса дисперсии сосредоточена в районе собственной частоты кузова. Собственная частота колес на дисперсию прогибов рессор почти не влияет, за исключением участка 5. На рис. 7 показаны кривые спектральной плотности дисперсии прогибов шин передних колес. Графики на рис. 6 и 7 могут быть использованы для расчета рессор и шин на усталость, а рис. 7 — также и для определения спектра вертикальных давлений колеса на дорожную поверхность, так как он получается умножением спектра прогибов шины на квадрат ее жесткости.

С помощью функций распределения колебаний автомобиля могут быть определены вероятности превышения допустимых

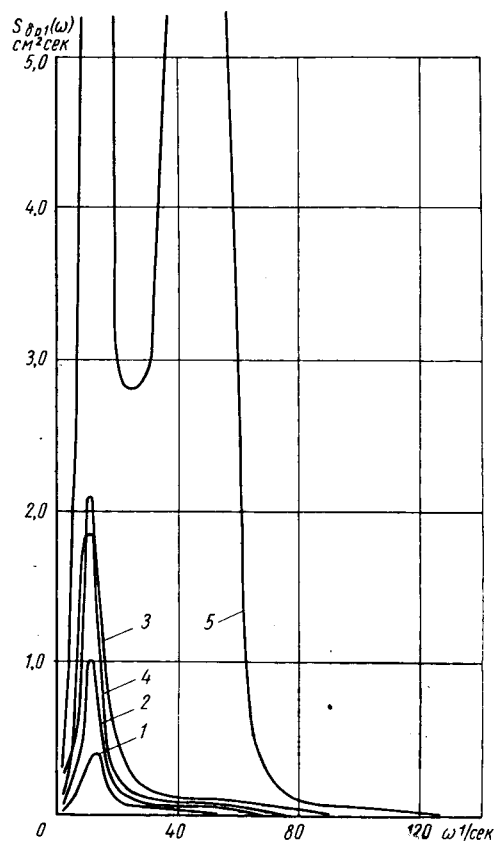


Рис. 6. Спектральные плотности прогибов рессоры.

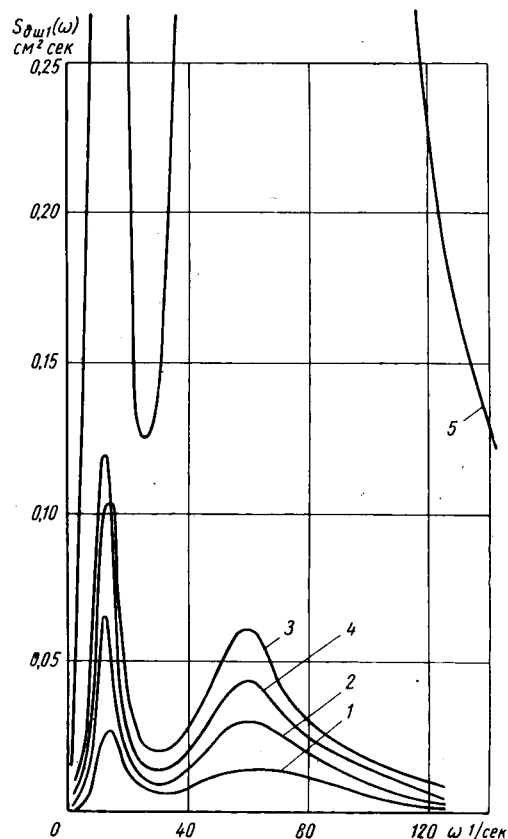


Рис. 7. Спектральные плотности прогибов шин.

ускорений кузова, пробоев подвески и отрывов шин от дороги. Например, построение функции распределения прогибов передней шины автомобиля ЗИЛ-130 показало, что при скорости 40 км/ч вероятность отрыва переднего колеса от дороги с булыжным покрытием равна 20%.

В работе [6] приведены некоторые результаты статистического исследования колебаний автомобиля на АВМ при идеализированной линейной расчетной схеме. Для выяснения погрешности, вносимой линеаризацией в исследование автомобиля, было проведено сравнение спектральных плотностей колебаний нелинейной и линеаризованной расчетных схем при «прокатывании» их по одному и тому же участку дороги. На рис. 8 приведены графики спектральных плотностей

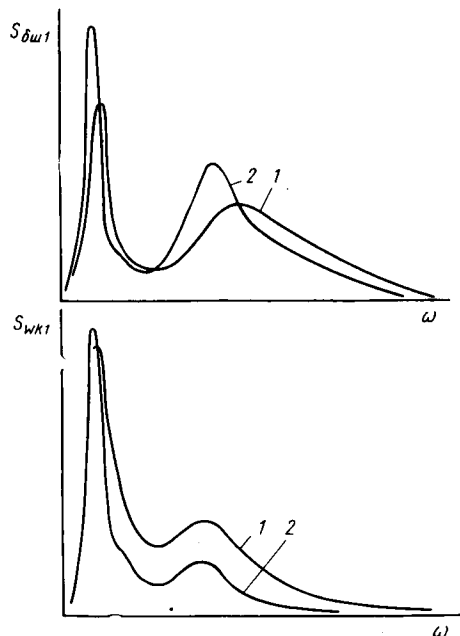


Рис. 8. Спектральные плотности действительной нелинейной 1 и идеализированной линейной 2 схем.

стей ускорений точки кузова над передней осью и прогибов шины переднего колеса. Из графиков видно, что линеаризация существенно изменяет форму кривых спектральных плотностей и, следовательно, дает искаженное представление о действительных колебаниях автомобиля. Поэтому при решении задач о взаимодействии автомобиля с дорогой линеаризованная схема может рассматриваться лишь как первое приближение, так как нелинейности играют существенную роль в колебательных процессах автомобиля.

Статистическое исследование процессов взаимодействия автомобиля с дорогой дает объективные данные для оценки

качества автомобильной подвески и ровности дорожного покрытия. Оценка качества подвески осуществляется сопоставлением статистических характеристик колебаний различных автомобилей или различных вариантов одного автомобиля при их движении по одному и тому же участку дороги. Сопоставление статистических характеристик колебаний одного и того же автомобиля при его движении по различным дорогам позволяет оценить относительную ровность их покрытий. Например, в таблице приведены абсолютные и относительные среднеквадратичные величины высот неровностей микропрофиля дорожных участков 1—5 и характеристик колебаний автомобиля ЗИЛ-130 на них, полученные с помощью АВМ.

Номера участков	Высота неровностей микропрофиля σ_q		Ускорения кузова σ_k		Прогибы рессоры σ_p		Прогибы шины $\sigma_{ш}$	
	в мм	в относительных единицах	в см/сек ²	в относительных единицах	в мм	в относительных единицах	в мм	в относительных единицах
1	4,07	1	80,2	1	2,32	1	1,57	1
2	7,95	1,95	110	1,37	3,65	1,57	1,61	1,03
3	12,94	3,18	113,6	1,42	4,49	1,93	1,8	1,15
4	15,2	3,74	117,3	1,46	5,19	2,24	1,98	1,26
5	21,15	5,2	552	6,89	29,3	12,6	12,96	8,26

В настоящее время в Московском автомобильно-дорожном институте проводится определение аналогичных величин и для других типов автомобилей при различных скоростях их движения по дорогам с разными типами покрытий. Это позволит определить оптимальную область числовых характеристик ровности, в которой интенсивность колебаний автомобиля не будет превосходить наперед заданной величины. Однако нормирование таких числовых характеристик требует накопления данных статистического исследования микропрофиля и колебаний автомобиля, а также технико-экономических обоснований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Силаев А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. Машгиз, 1963.
2. Вильперт К. И., Певзнер Я. М., Тихонов А. А., Юдин Б. В. «Автомобильная промышленность», 1965, № 4.
3. Афанасьев В. Л., Хачатуров А. А. «Автомобильные дороги», 1964, № 9.
4. Пчелин И. К., Хачатуров А. А. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.
5. Rapin P. «Revue française mécanique», 1963, w. 7—8.
6. Пархиловский И. Г., Зайцева Н. Ф. «Автомобильная промышленность», 1964, № 1.

УДК 629.113.62—58.001.5

О физиологических критериях плавности хода автомобиля

Д-р техн. наук Р. В. РОТЕНБЕРГ, Н. И. БУРЛАЧЕНКО

В О ВСЕХ случаях, когда приходится создавать автомобили или другие средства наземного транспорта для перевозки людей, необходимо знать те критерии плавности хода, которые определяются ощущениями человека.

Известно большое число работ, направленных на отыскание подобных критериев. Распространена следующая схема исследования: людей подвергают гармоническим колебаниям на платформе, а затем спрашивают об ощущениях в соответствии с той или иной оценочной шкалой. В дальнейшем субъективные ощущения людей стремятся выразить через амплитуду и частоту колебаний платформы.

До настоящего времени не установлено определенных критериев плавности хода, удобных для расчета плавности хода ав-

томобилей и подобных им средств наземного транспорта. Это объясняется следующими особенностями большинства известных работ:

1. Возмущения, сообщаемые человеку, носят искусственный характер. Без достаточных оснований предполагается, что гармонические колебания являются естественным движением для человека. В действительности привычный для человека режим — ходьба, представляет собой последовательность подъемов и падений, сопровождаемых толчками при постановке ноги на землю. Нет оснований полагать, что вертикальные перемещения тела человека подчиняются гармоническому закону.
2. Различные исследователи принимают различные шкалы ощущений, что мешает накоплению опытных данных.

3. Предлагаемые часто в качестве критериев плавности хода различные сочетания амплитуды и частоты приводят к искусственным измерителям, непригодным для непосредственных измерений при испытании, например, автомобилей.

4. При испытаниях не дифференцируются допустимые воздействия на человека, направленные вверх или вниз.

5. Обычно рекомендаций ограничиваются периодическими колебаниями. Между тем известно, что на ощущения водителя и его последующие действия влияют воздействия значительных по размерам единичных неровностей. В некоторых случаях испытания автомобиля на плавность хода проводятся на единичных неровностях. Поэтому полезны критерии плавности хода, учитывающие действие единичного возмущения на человека.

Чтобы хоть частично преодолеть перечисленные трудности, неоднократно делались попытки собрать воедино все известные исследования по плавности хода. Одно из таких сопоставлений, проведенное Дж. Л. Коффманом [1], выявило противоречивый характер существующих данных и трудность сведения их к единым рекомендациям.

В связи с этим целесообразно попробовать отойти от обычной схемы решения задачи и выбрать другой путь для отыскания физиологических критериев, пригодных для оценки плавности хода автомобилей или другого вида наземного транспорта.

Практикой установлено, что удобной величиной, характеризующей плавность хода, может служить ускорение. Это обосновано существующей схемой восприятия колебаний человеком и действием вестибулярного аппарата [2]. Вместе с тем наиболее естественным видом повторяющихся движений для человека является ходьба. Величины, характеризующие привычные для человека движения, могут быть приняты допустимыми по плавности хода и для автомобиля.

Переходя к предлагаемым критериям, следует дополнить эти два положения третьим: чтобы колебания какой-либо платформы удовлетворяли требованиям плавности хода, ускорения платформы не должны превышать ускорений тела человека при привычных для него условиях движения, прежде всего при ходьбе.

Для отыскания на этой основе физиологических критериев плавности хода были проведены испытания с 36 мужчинами в возрасте от 20 до 50 лет. Регистрировались вертикальные ускорения на голове и на спине, возникающие в различных

условиях движения. При испытаниях датчики ускорений (МП-22 и МП-66) прикреплялись один к голове с помощью легкого шлема, а второй лямками к спине. Сигналы от датчиков передавались по проводам на осциллограф.

Первый цикл испытаний был связан с периодическими воздействиями, возникавшими при ходьбе с различной скоростью и беге. Второй цикл включал испытания с единичными воздействиями, создававшимися прыжками (падениями) с различной высоты.

Примерные кривые вертикальных ускорений (акселерограммы), записанные при ходьбе и беге, приведены на рис. 1.

Из приведенных кривых видно, что вертикальные ускорения человека мнутся по закону, отличному от гармонического, причем изменение частоты шагов меняет не только амплитуды ускорений, но и сам характер их изменения. Постановка стопы на землю сопровождается толчком, и, видимо, это одна из причин, по которой ускорения, направленные вверх, больше, чем ускорения, направленные вниз. Колебания головы не повторяют колебаний спины из-за пружинящего действия шеи.

Акселерограммы различных людей, подобные представленным на рис. 1, дали большое число разных по величине значений частоты шагов и соответствующих амплитудных значений ускорений.

Для их обработки пришлось воспользоваться статистическими методами.

Частоты шагов в секунду, которые можно уподобить частотам воздействия в герцах, разбиваются на три участка, соответствующие естественной для людей частоте ходьбы (практически 1,7—3,0 гц), замедленной частоте ходьбы (ниже 1,7 гц), которая оказалась для людей непривычной, частоте бега (начинающейся для большинства людей от 3 гц). Статистическая обработка частот была проведена для трех режимов движения: спокойной ходьбы, ускоренной ходьбы, бега. Хотя эти градации движений носят субъективный характер, их определение для испытуемых легче, чем отточенных ощущений при колебаниях.

Результаты испытаний приведены на рис. 2, где даны плотности распределения частот. Распределение частот достаточно

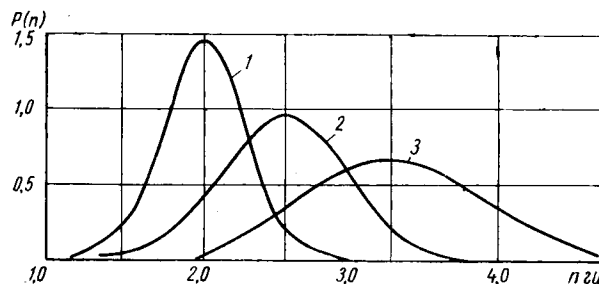


Рис. 2. Распределение частот, соответствующее различным режимам движения человека:

1 — спокойная ходьба ($\sigma=0,27$); 2 — ускоренная ходьба ($\sigma=0,41$); 3 — бег ($\sigma=0,60$).

близко подчиняется нормальному закону и, основываясь на математическом ожидании, можно считать в среднем частотами спокойной ходьбы 2 гц, ускоренной — 2,6 гц и бега — 3,3 гц. По мере отхода от привычного режима спокойной ходьбы средние квадратичные отклонения растут, т. е. увеличивается разброс частот у разных людей, соответствующих одинаковому ощущению. Из кривых видно, что одну и ту же частоту шагов, например, 2,6 гц, большинство считает ускоренной ходьбой, а незначительное число людей либо спокойной ходьбой, либо, наоборот, бегом.

Обработка наибольших значений (размахов), измеренных по кривым ускорений, позволила получить графики, приведенные на рис. 3.

Математическое ожидание для ускорений, направленных вверх (движение вниз) и вниз (движение вверх), оказывается существенно различным для туловища (спины) и довольно близким для головы. Средние квадратичные значения ускорений σ , характеризующие разброс точек относительно математического ожидания, для туловища возрастают по мере отхода от наиболее привычного режима спокойной ходьбы. Для колебаний головы такой четкой закономерности нет, видимо, из-за упругости шеи, сглаживающей разницу в ускорениях головы у разных людей.

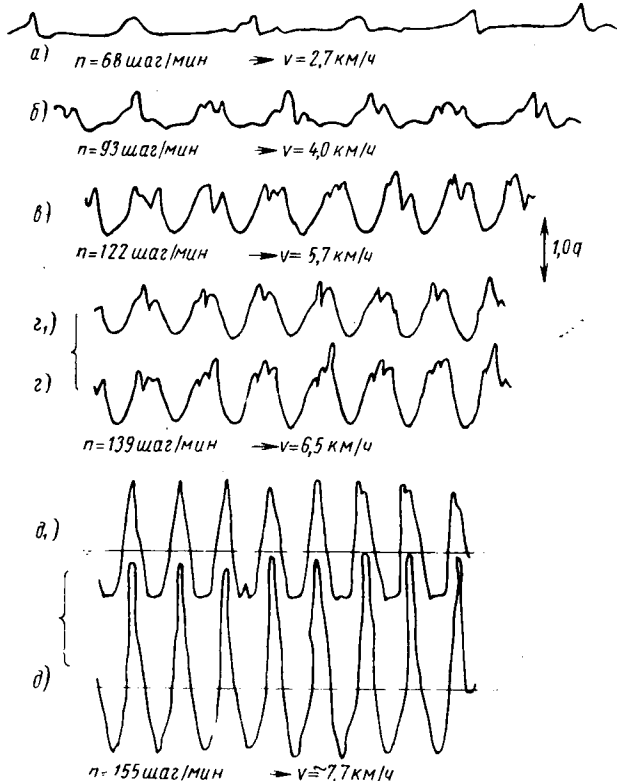


Рис. 1. Акселерограммы человека, соответствующие ходьбе (а, б, в, г), бегу (д, д1) и измерениям для туловища (кривые а, б, в, г, д) и головы (кривые г1, д1).

На основании полученных величин математического ожидания можно построить зависимость размахов ускорений, испытываемых человеком при движении, от частоты его шагов

Приведенные кривые показывают, что если при расчете плавности хода основываться на субъективных ощущениях людей во время их испытания на качающихся платформах, т. е. из кривых ускорений головы, то это приведет к излишнему завышению требований, предъявляемых к подвеске. Достаточно исходить из ускорений, допустимых для спины (туловища).

Основываясь на приведенных данных, можно установить шкалу критериев плавности хода для оценки качества подвески автомобилей и для других подобных случаев.

Примем в качестве границ зон плавности хода ускорения спины (туловища). Будем считать границей комфорта ускорения $\pm 0,25$ g, соответствующие примерно точке А (рис. 4), т. е. предельной частоте замедленной ходьбы; пределом для удобной езды можно принять точку В, т. е. ускорения $\pm 0,75$ g, выбранные по направленным вниз ускорениям, соответственно средней частоте ускоренной ходьбы; допустимым пределом ускорений при непродолжительном их действии будем считать ускорения при переходе к бегу, соответствующие точке С, т. е. $\pm 1,1$ g. Если различать ускорения по направлению, то предельно допустимыми можно считать значения 1,1 g для движения вниз и 1,7 g для движения вверх (точка D).

Чтобы установить предельно допустимое значение единичного воздействия, регистрировались вертикальные ускорения, вызванные прыгиванием человека с различной высоты.

Пример акселерограммы, соответствующей высоте 46 см, дан на рис. 5. При падении тела ускорение направлено вниз и близко к ускорению силы тяжести. Наибольшее ускорение направлено вверх и возникает в момент приземления. При обработке акселерограмм учитывались как размахи, так и продолжительность приземления t_{np} .

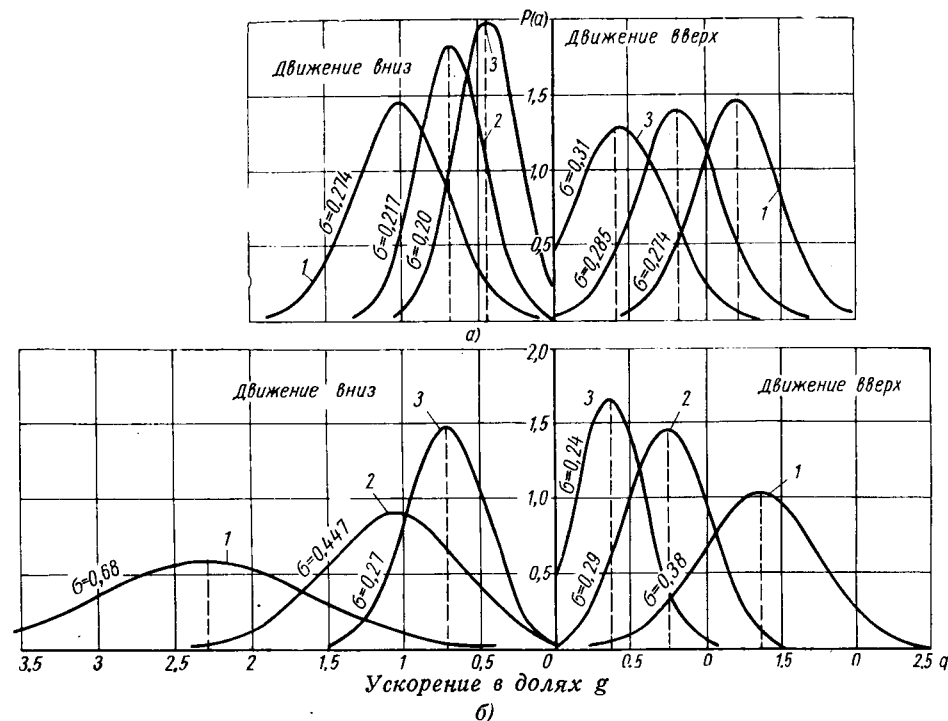


Рис. 3. Распределение ускорений, соответствующее различным режимам движения человека:

а — для головы; б — для туловища; 1 — бег; 2 — ускоренная ходьба; 3 — спокойная ходьба.

(рис. 4). Основанием для такого построения явился подсчет коэффициентов корреляции, составляющих 0,56—0,70 для спины и 0,50—0,62 для головы.

Из кривых видно, что при искусственно замедленной ходьбе ускорения, испытываемые человеком, существенно снижаются. Наоборот, они резко растут при переходе к ускоренной ходьбе

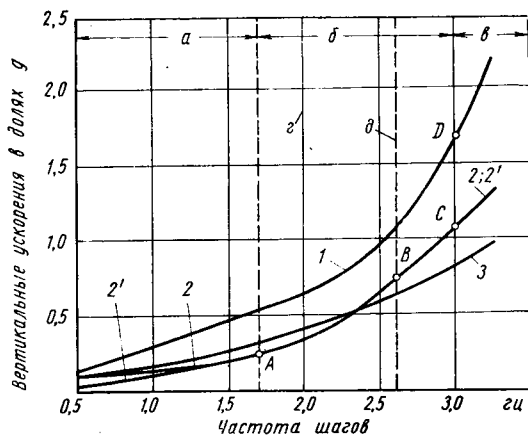


Рис. 4. Зависимость ускорения, испытываемого человеком, от частоты его шагов и зоны плавности хода:

а — зона замедленной ходьбы; б — зона ходьбы; в — зона бега; г — средняя спокойная ходьба; д — средняя ускоренная ходьба; 1 — для туловища при движении вниз; 2 — для туловища при движении вверх; 2' — для головы при движении вверх; 3 — для головы при движении вниз.

и бегу, особенно направленные вверх ускорения спины (кривая 1). Сравнение ускорений туловища (спины) и головы указывает на своеобразную роль шеи. Ускорения, направленные вниз, передаются голове, практически не смягченные (кривая 2). Наоборот, значительные ускорения тела, направленные вверх (кривая 1), смягчаются весьма эффективно (кривая 3). Эту особенность следует учитывать при расчете сидений.

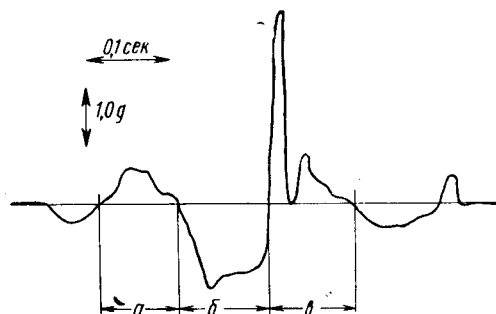


Рис. 5. Акселерограмма туловища человека при прыгивании (падении) с высоты 0,46 м:

а — полет; б — падение; в — приземление.

Полученные результаты представлены на рис. 6, причем точки на кривых 1 и 2, соответствующие одинаковой высоте прыгивания Н, соединены штриховыми линиями.

Из рисунка видно, что для туловища и головы существует близкая к линейной зависимость ускорения от продолжительности приземления t_{np} . Благодаря упругости шеи ускорение, испытываемое головой, меньше, чем ускорение, испытываемое туловищем. Эта разница уменьшается с увеличением высоты прыгивания Н. Так, при $H=0,15$ м ускорения головы составляют лишь 0,65 от ускорений туловища, а при $H=0,75$ м — уже 0,88.

Следуя принятому ранее методу, можно считать верхним допустимым пределом ускорения при единичном воздействии порядка 2,8—3,0 g.

Приведенные количественные соотношения не следует рассматривать как окончательные. Увеличение числа участников, расширение контингента, в частности, за счет включения женщин, накопление статистических данных должны дать уточнение приведенных рекомендаций. Представляет интерес, например, исследование действия тренировок и привыкания, а также запись и других компонентов ускорения, т. е. использование трехкомпонентных датчиков ускорения.

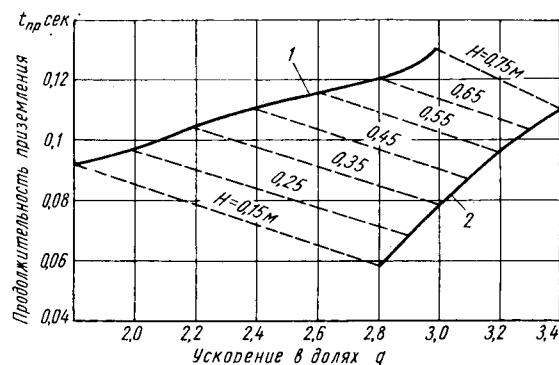


Рис. 6. Связь между ускорениями человека при прыгивании и продолжительностью приземления:

1 — голова; 2 — туловище.

Проведенная работа не исключает необходимости в комплексных исследованиях человека, при которых регистрация величин, характеризующих движение человека вне и внутри транспортных средств, сочетается с медико-физиологическими исследованиями.

Выводы

1. В качестве физиологического критерия плавности хода автомобиля удобно принять ускорения, испытываемые человеком при привычных для него видах движения.

2. Ощущения человека определяются движением головы, а при езде в автомобиле колебания передаются непосредственно туловищу. Шея представляет собой упругую связь, ограничивающую передачу ускорений от туловища головы по-разному, в зависимости от направления ускорений.

3. Чтобы не завышать требования к плавности хода автомобиля, следует ориентироваться на допустимые ускорения туловища, а не головы.

4. Наиболее естественное движение человека — ходьбу можно уподобить периодическому воздействию возмущения с частотой 1,7—3,0 гц. Закон изменения ускорений человека при ходьбе существенно отличается от гармонического.

5. В качестве границы комфорта можно принять вертикальные ускорения, испытываемые человеком при спокойной ходьбе; в качестве предела удобной езды — ускорения при среднем темпе ускоренной ходьбы; в качестве верхнего предела ускорений, действующих непродолжительное время, — ускорения при переходе на бег, а для единичных воздействий — ускорения, испытываемые человеком при прыгивании с небольшой высоты.

6. Количественные рекомендации (мужчины 20—50 лет): предел комфорта $\pm 0,25$ g; предел удобной езды $\pm 0,75$ g; допустимые пределы для плавности хода при кратковременном действии 1,1 g (движение туловища вверх) и 1,7 g (движение туловища вниз); верхний допустимый предел для единичного воздействия 2,8—3,0 g (движение туловища вниз).

7. Работа была выполнена с целью оценки плавности хода автомобилей, однако приведенные материалы могут быть полезны и в ряде других случаев.

ЛИТЕРАТУРА

1. Koffman J. L. «Automobile Engineer», 1957, February.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания, Машгиз, 1960.

УДК 629.1.066.001.5

Влияние электрических нагрузок цепи высокого напряжения батарейного зажигания на развиваемое напряжение

А. А. КУЛИКОВ

НИИ Автоприборов

ПОД электрической нагрузкой понимаются факторы, которые снижают напряжение и энергию искры между электродами свечи двигателя внутреннего сгорания. Эти факторы в основном определяются тремя параметрами высоковольтной цепи: рассредоточенной емкостью вторичной цепи C_2 , сопротивлением потерь r_n и сопротивлением утечки тока по изолятору свечи $r_{ш}$.

Емкость вторичной цепи приблизительно равна сумме емкостей отдельных ее участков. В реальных системах зажигания эта емкость может меняться от некоторой минимальной величины, равной примерно $(60-80) \cdot 10^{-12}$ ф, до максимального значения — $(180-200) \cdot 10^{-12}$ ф [1].

Минимальной емкостью обладают неэкранированные системы зажигания с проводами небольшой длины, расположенными сравнительно далеко от массы автомобиля. Наибольшей емкостью обладают экранированные системы зажигания, особенно при длинных высоковольтных проводах.

В реальной системе батарейного зажигания с одной и той же катушкой емкость вторичной цепи может меняться в 2—3 раза. Для автомобилей одного типа она примерно одинакова.

Сопротивление потерь — это некоторое сопротивление схемы замещения батарейного зажигания, потери энергии в котором будут такими же, как и потери во всех элементах реальной системы, за исключением свечи. Физически это потери энергии в стали и меди (на вихревые токи, перемагни-

чивание, в активном сопротивлении вторичной цепи), а также потерь в диэлектрике (при утечке тока через изоляцию вторичной цепи, между пластинами конденсатора первичной цепи, диэлектрический гистерезис в изоляции).

В основном величина этого сопротивления определяется активными материалами, применяемыми в системе зажигания. Предварительный аналитический расчет величины этого сопротивления в настоящее время практически невозможен и определяется она экспериментально по изменению вторичного напряжения системы во времени. За те несколько лет, которые прошли со дня выпуска первых современных катушек зажигания до настоящего времени, величина сопротивления потерь в них выросла в среднем в 2 раза; для наиболее массовой катушки зажигания Б1 с наименьшим коэффициентом трансформации 56, величина r_n выросла с 1,5—2 до 3—4 Мом, а для катушек Б13 с коэффициентом трансформации 96, это сопротивление выросло с 3—4 до 7—8 Мом. Величина сопротивления потерь, так же как и величина емкости вторичной цепи, примерно одинакова для всех автомобилей, оборудованных одинаковой системой зажигания.

Наоборот, величина сопротивления утечки тока по изолятору свечи (шунтирующее сопротивление), имитирующего нагар на ее изоляторе, зависит от сорта бензина, эксплуатационных факторов и может меняться в весьма широких пределах: от долей Мом до бесконечно большого значения

даже для одного и того же автомобиля. Техническими условиями на незранированные системы зажигания с отечественными катушками установлено предельное значение сопротивления «утечки свечи», равное 1 Мом, а для экранированных систем — 3 Мом.

При проектировании системы зажигания или ее оценке нельзя не учитывать эти нагрузки. В противном случае неизбежны серьезные ошибки.

Представляет интерес количественная оценка влияния электрических нагрузок системы зажигания на ее выходные характеристики, в первую очередь на развиваемое катушкой напряжение, а также оценка некоторых существующих систем батарейного зажигания.

Расчеты проведены для общепринятой и проверенной практикой схемы замещения, на аналоговой вычислительной машине типа МН-7 по методике, опубликованной в литературе [2], и аналитически.

Эквивалентное активное сопротивление схемы замещения, приведенное к первичной цепи,

$$r = \frac{r_n r_{ш}}{r_n + r_{ш}} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2, \quad (1)$$

где ω_1 и ω_2 — числа витков соответственно первичной и вторичной обмотки катушки зажигания.

Эквивалентная емкость системы приведенная к первичной цепи

$$C = C_1 + C_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2, \quad (2)$$

где C_1 — емкость конденсатора.

В случае колебательного процесса зависимость максимального напряжения от параметров системы известна [3] и ею широко пользуются на практике.

Однако при больших электрических нагрузках в системе, особенно при сильно загрязненных свечах, возможно неравенство

$$\frac{4r^2C}{L_1} < 1, \quad (3)$$

где L_1 — индуктивность первичной обмотки катушки зажигания.

Тогда процесс в системе зажигания будет носить аperiodический характер и широко известная формула для определения максимального напряжения в системе теряет смысл.

Введя обозначения

$$\sqrt{\frac{4r^2C}{L_1} - 1} = j \sqrt{1 - \frac{4r^2C}{L_1}}$$

и сделав ряд преобразований с учетом того, что

$$\operatorname{arctg} j \sqrt{1 - \frac{4r^2C}{L_1}} = j \operatorname{arth} \sqrt{1 - \frac{4r^2C}{L_1}},$$

можно получить аналитическое выражение для максимального напряжения, развиваемого системой при аperiodическом процессе:

$$U_{2 \max} = I_p \cdot K_{св} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \sqrt{\frac{L_1}{C}} e^{-\frac{\operatorname{arth} \sqrt{1 - \frac{4r^2C}{L_1}}}{\sqrt{1 - \frac{4r^2C}{L_1}}}}, \quad (4)$$

где I_p — ток разрыва.

Время, при котором вторичное напряжение при аperiodическом процессе достигает своего максимума, выразится равенством

$$t_{U_{2 \max}} = \frac{\operatorname{arth} 2rC \sqrt{\frac{1}{(2rC)^2} - \frac{1}{L_1C}}}{\sqrt{\frac{1}{(2rC)^2} - \frac{1}{L_1C}}}. \quad (5)$$

Как показывают расчеты, время, необходимое для того, чтобы вторичное напряжение при аperiodическом процессе

достигло своего максимума, будет для отечественных систем на 20—50% меньше соответствующего времени при колебательном процессе. Однако скорость нарастания вторичного напряжения при обоих процессах будет практически одинакова. Время снижается в основном за счет уменьшения напряжения, развиваемого системой.

Предельное значение сопротивления утечки, при котором колебательный процесс переходит в аperiodический, может быть подсчитано по формуле, выведенной из приравненного нулю подкоренного выражения для корня характеристического уравнения:

$$r_{ш.пр} = \frac{r_n \cdot \sqrt{L_1}}{2r_n \sqrt{C} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 - \sqrt{L_1}}. \quad (6)$$

Расчеты показывают, что $r_{ш.пр}$ при сопротивлениях потерь, равных 1 Мом и выше (т. е. при реальных потерях системы), будет для систем с катушкой Б1 равно примерно 0,2 Мом, а для систем с катушкой Б13 — 0,4 Мом.

Как следует из формул (1) и (2), эквивалентные электрические нагрузки системы существенно зависят от коэффициента трансформации катушки. Поэтому наибольший интерес представляет анализ систем с катушками, у которых коэффициент трансформации минимален (типа Б1) и максимален (типа Б13).

Катушка зажигания Б1, предназначенная в основном для тихоходных четырех- или шестицилиндровых двигателей, имеет в настоящее время следующие параметры: $\omega_1 = 320$; $\omega_2 = 18\,000$; $L_1 = 0,0096 \div 0,011$ гн; $r_n = (3 \div 4) \cdot 10^6$ ом.

Катушка Б13, предназначенная для быстроходных многоцилиндровых двигателей имеет $\omega_1 = 270$; $\omega_2 = 26\,500$; $L_1 = 0,0075$ гн; $r_n = (7 \div 8) \cdot 10^6$ ом.

Обе катушки работают с конденсатором первичной цепи емкостью $C_1 = (0,20 \div 0,25) \cdot 10^6$ ф.

На рис 1 приведена зависимость эквивалентного активного сопротивления системы с обеими катушками от шунтирующего сопротивления. Из кривых видно, что хотя у катушки Б13 сопротивление потерь в 2 раза больше, чем у катушки Б1, эквивалентное сопротивление системы с катушкой Б1 почти в 2 раза выше. Из этого следует, что система с катушкой Б13 при нагрузках будет снижать развиваемое напряжение значительно сильнее, чем система с катушкой Б1.

Так как напряжение, развиваемое системой, прямо пропорционально величине тока разрыва, увеличение которого

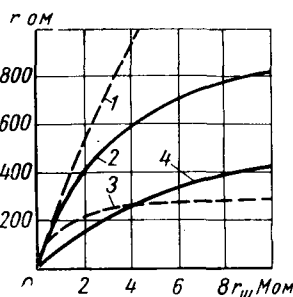


Рис. 1. Зависимость эквивалентного приведенного к первичной цепи активного сопротивления системы зажигания в функции сопротивления утечки по изолятору свечи:

- 1 — катушка Б1, $r_n = 10$ Мом;
- 2 — катушка Б1, $r_n = 3,5$ Мом;
- 3 — катушка Б1, $r_n = 1$ Мом;
- 4 — катушка Б13, $r_n = 7$ Мом.

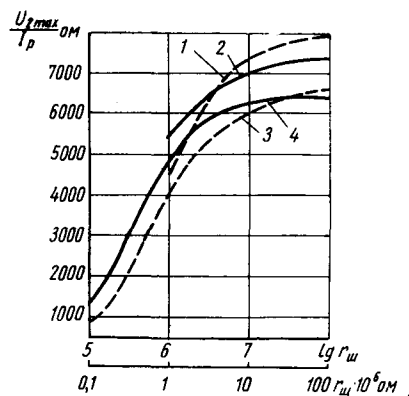


Рис. 2. Зависимость коэффициента тока систем зажигания с катушками Б1 и Б13 в функции сопротивления утечки по изолятору свечи:

- 1 — катушка Б13, $C_2 = 50$ пф, $r_n = 7$ Мом;
- 2 — катушка Б1, $C_2 = 50$ пф, $r_n = 3,5$ Мом;
- 3 — катушка Б13, $C_2 = 90$ пф, $r_n = 7$ Мом;
- 4 — катушка Б1, $C_2 = 90$ пф, $r_n = 3,5$ Мом.

нежелательно потому, что это снижает надежность и срок службы прерывателя, то все дальнейшие расчеты приведены для системы при $I_p=1$, т. е. для так называемого коэффициента тока

$$\frac{U_{2 \max}}{I_p}$$

На рис. 2 приведена зависимость коэффициента тока системы зажигания с катушками Б1 и Б13 при реальных сопротив-

ных нагрузках, которые имеют современные системы батарейного зажигания, оптимальный коэффициент трансформации лежит в пределах 50—60. Этот вывод наглядно подтверждает рис. 3, на котором даны зависимости коэффициента тока системы зажигания в функции коэффициента трансформации при записанном в технических условиях сопротивлении утечки свечи $r_{ш}=1 \text{ Мом}$, некотором среднем для систем сопротивлении потерь, равном 5 Мом, предельных значениях емкости вторичной цепи (50—200 пф) и индуктивности первичной цепи 0,005—0,015 гн.

Таблица 1

Тип катушки зажигания	Электрическая нагрузка	Ток разрыва I_p в а при скорости вращения валика прерывателя в об/мин			Максимальное напряжение $U_{2 \max}$ в кв при скорости вращения валика прерывателя в об/мин			$\frac{U_{2 \max}}{I_p}$ в ком
		300	1000	1900	300	1000	1900	
Б1	—	3,47	3,12	2,44	—	—	—	—
	$C_2 \approx 40 \cdot 10^{-12} \text{ ф}; r_{ш} = \infty$	—	—	—	26,4	24,4	20,4	7,62—8,36*
	$C_2 \approx 90 \cdot 10^{-12} \text{ ф}; r_{ш} = \infty$	—	—	—	21,8	20,1	15,9	6,3—6,26**
	$C_2 \approx 40 \cdot 10^{-12} \text{ ф}; r_{ш} = 10^6 \text{ ом}$	—	—	—	20,7	19,4	15,3	5,96—6,26**
Б13	—	3,65	3,32	2,7	—	—	—	—
	$C_2 \approx 40 \cdot 10^{-12} \text{ ф}; r_{ш} = \infty$	—	—	—	28,3	27,1	23,2	7,75—8,6*
	$C_2 \approx 90 \cdot 10^{-12} \text{ ф}; r_{ш} = \infty$	—	—	—	21,4	20,0	16,85	5,86—6,24**
	$C_2 \approx 40 \cdot 10^{-12} \text{ ф}; r_{ш} = 10^6 \text{ ом}$	—	—	—	18,6	17,25	14,0	5,1—5,2**

Примечание. Одной звездочкой обозначены строчки, цифры которой характерны для электрических нагрузок при испытании системы зажигания в лаборатории; двумя звездочками — для условий эксплуатации.

Поэтому при максимальных нагрузках системы зажигания с катушкой Б13 развивает напряжение ниже напряжения, развиваемого системой с катушкой Б1, не только при одинаковых токах разрыва, но даже при больших токах. Вместе с тем вторичная обмотка катушки Б13 имеет на 8500 витков больше, чем катушка Б1, причем этот провод более тонкого сечения. Стоимость катушки Б13 в производстве в 1,5 раза дороже катушки Б1.

Таким образом, при тех электрических нагрузках, которые даны в технических условиях и имеются в эксплуатации, системы зажигания с катушками Б13 работают в режимах, далеких от оптимальных.

Имея в виду требования многоцилиндровых, высокоскоростных двигателей к системе зажигания, а также вопросы унификации изделий этих систем, более рациональной была бы катушка с первичной обмоткой та-

кой же, как у катушки Б13, а вторичной — такой же, как у Б1.

Расчеты показывают, что примерно при сопротивлении утечки 2 Мом и ниже такая опытная катушка будет развивать напряжение не менее напряжения системы с катушкой Б13 (рис. 4). При всех других сопротивлениях $r_{ш}$ в интервале от 2 Мом до бесконечно большого значения коэффициент тока

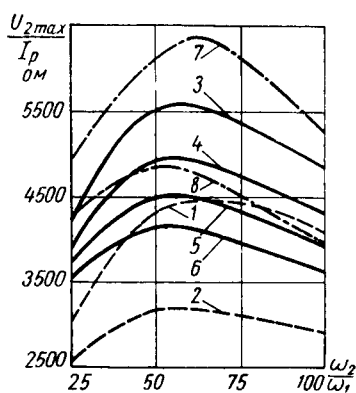


Рис. 3. Зависимость коэффициента тока систем зажигания в функции коэффициента трансформации катушки зажигания при сопротивлении утечки свечи $r_{ш}=10^6 \text{ ом}$, сопротивлении потерь $r_n=5 \cdot 10^6 \text{ ом}$ и следующих емкости и индуктивности:

- 1 — при $C_2=50 \cdot 10^{-12} \text{ ф}$ и $L_1=0,005 \text{ гн}$;
- 2 — при $C_2=200 \cdot 10^{-12}$ и $L_1=0,005 \text{ гн}$;
- 3 — при $C_2=50 \cdot 10^{-12}$ и $L_1=0,010 \text{ гн}$;
- 4 — при $C_2=100 \cdot 10^{-12}$ и $L_1=0,010 \text{ гн}$;
- 5 — при $C_2=150 \cdot 10^{-12}$ и $L_1=0,010 \text{ гн}$;
- 6 — при $C_2=200 \cdot 10^{-12}$ и $L_1=0,010 \text{ гн}$;
- 7 — при $C_2=50 \cdot 10^{-12}$ и $L_1=0,015 \text{ гн}$;
- 8 — при $C_2=200 \cdot 10^{-12} \text{ ф}$ и $L_1=0,015 \text{ гн}$;

ления потерь этих катушек и емкости вторичной цепи 50 и 90 пф, в функции шунтирующего сопротивления. Из этих кривых следует, что даже при очень небольшой емкости (всего 50 пф) катушка Б1 имеет коэффициент тока выше, чем катушка Б13 уже при шунтирующем сопротивлении 3 Мом и ниже. При увеличении емкости вторичной цепи системы до 90 пф, характерной для незранированных систем, коэффициент тока катушки Б1 больше, чем у катушки Б13, начиная примерно с 20 Мом. Данные экспериментов подтверждают результаты расчета (табл. 1).

Данные табл. 1 снимаются для обеих систем с одинаковым добавочным сопротивлением из константана величиной 1,85 ом.

Анализируя данные расчетов и эксперимента, можно сделать вывод, что при тех электри-

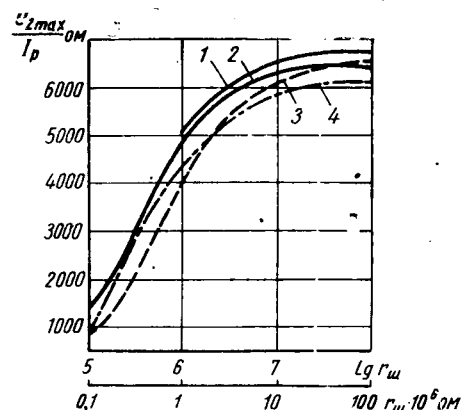


Рис. 4. Зависимость коэффициента тока систем зажигания с опытной катушкой и катушками Б1 и Б13 при нагрузках, близких к эксплуатационным:

- 1 — катушка Б1, $C_2=90 \text{ пф}$, $r_n=3,5 \text{ Мом}$, $L_1=0,011 \text{ гн}$;
- 2 — катушка Б1, $C_2=90 \text{ пф}$, $r_n=3,5 \text{ Мом}$, $L_1=0,0096 \text{ гн}$;
- 3 — катушка Б13, $C_2=90 \text{ пф}$, $r_n=7 \text{ Мом}$, $L_1=0,0075 \text{ гн}$;
- 4 — опытная, $C_2=90 \text{ пф}$, $r_n=3,5 \text{ Мом}$, $L_1=0,0075 \text{ гн}$.

Таблица 2

n, пр в об/мин	Тип катушек	I _p в а			Сопротивление утечки r _ш в Ом	U _{2max} в кв			U _{2max} /I _p в ом		I _p ² L ₁ /2 в Дж (опыт)
		Опыт	Расчет	Расхождение ΔI _p в %		Опыт	Расчет	Расхождение ΔU _{2max} в %	Опыт	Расчет	
300	Б1	3,92	4	-2,04	10*	16,1	16,8	-4,35	4,1	4,2	0,075
					∞	21,1	21,7	-2,84	5,37	5,44	
	Б13	3,59	3,6	-0,28	10*	10,8	13,95	-29,2	3,01	3,87	0,047
					∞	18,1	20,8	-14,9	5,04	5,78	
	Опытная	3,69	3,68	0,27	10*	13,3	14,8	-11,3	3,6	4,02	0,049
					∞	16,8	19,35	-15,2	4,6	5,26	
1000	Б1	3,6	3,54	1,67	10*	16,4	14,95	8,85	4,56	4,22	0,063
					∞	23,8	19,3	7,21	5,78	5,45	
	Б13	3,5	3,46	1,14	10*	11,3	13,3	-17,7	3,23	3,84	0,045
					∞	18,6	19,9	-7	5,31	5,76	
	Опытная	3,59	3,52	1,95	10*	13,4	14,1	-5,22	3,73	4	0,047
					∞	17,25	18,4	-6,67	4,81	5,23	
2000	Б1	2,92	2,63	10	10*	13	11,1	14,6	4,45	4,22	0,041
					∞	17,7	14,35	18,9	6,05	5,46	
	Б13	3,16	2,89	8,5	10*	10,2	11,2	-9,81	3,23	3,88	0,037
					∞	17,8	16,9	5,05	5,63	5,85	
	Опытная	3,24	2,94	9,2	10*	12,0	11,8	1,67	3,70	4,0	0,038
					∞	16,1	15,45	4,04	4,97	5,26	

опытной катушки меньше, чем у катушки Б13, примерно на 10%. При желании повысить коэффициент тока опытной катушки до величины коэффициента тока катушки Б13 достаточно незначительно повысить индуктивность первичной обмотки.

Для экспериментальной проверки расчетов было изготовлено несколько катушек с параметрами катушек Б1, Б13 и опытной. Некоторые результаты испытаний систем батарейного зажигания с этими катушками, а также сравнение данных расчетов и опытов сведены в табл. 2.

При этом значения электрических нагрузок были приняты характерными для условий эксплуатации: $C_2 = C\omega_2 + 99 \cdot 10^{-12}$ (где $C\omega_2$ — емкость вторичной обмотки катушки зажигания), сопротивления потерь равнялись 3,5 Мом для катушки Б1 и 7,8 Мом для катушки Б13. Значения $r_{ш}$ в пределах от 1 Мом до бесконечности даны в табл. 2.

Относительная разность между опытным и расчетным значениями тока (напряжения) определялась по формуле

$$\Delta I_p = \frac{I_{p.оп} - I_{p.расч.}}{I_{p.оп}} \cdot 100\% \quad (7)$$

Хотя разница между опытом и расчетом достигает иногда сравнительно большой величины, но общая тенденция снижения напряжения с увеличением электрической нагрузки системы выражена верно.

Результаты опыта полностью подтверждают теоретический анализ систем зажигания с катушками типа Б1 и Б13. При тех нагрузках, которыми обладают системы зажигания в реальных, эксплуатационных условиях и записаны в ТУ, коэффициент тока системы с катушкой Б13 на 17—23% меньше соответствующего коэффициента системы со значительно более дешевой опытной катушкой. При увеличении сопротивления утечки до бесконечно большого, коэффициент тока системы с катушкой Б13 на 5—10% выше, чем у системы с катушкой Б1.

Однако то, что система с катушкой Б13, при $r_{ш} \gg 10^6$ ом развивает большее напряжение, чем опытная катушка, не является ее положительным свойством. Следует подчеркнуть ту весьма важную мысль, что система зажигания, как и любая система, должна давать только то, что от нее требуется, но не больше. Если система зажигания развивает напряжение и дает энергию искры, достаточные для воспламенения рабочей смеси двигателя при $r_{ш} = 1$ Мом, то при сопротивлениях утечки, больших 1 Мом, более высокое напряжение системы, практически не улучшая условий зажигания, будет приводить к более быстрой износам высоковольтной части системы, в первую очередь изоляции высоковольтных проводов и свечей, т. е. будет снижать надежность и долговечность системы зажигания.

Выводы

1. При проектировании систем зажигания необходимо стремиться к тому, чтобы она развивала необходимые выходные параметры, в первую очередь максимальное напряжение и энергию искры при максимальных электрических нагрузках. При уменьшении нагрузок увеличение напряжения и энергии искры должно быть минимальным.

2. Необходимо провести широкую работу по унификации катушек зажигания. Следует пересмотреть обмоточные данные катушки Б13 в сторону большей унификации их с катушкой Б1. Одним из возможных вариантов является катушка с параметрами, подобными опытной катушке.

При этом первичная обмотка может быть или такой же, как у катушки Б13, или с несколько увеличенной индуктивностью.

3. При исследовании систем зажигания одной из первоочередных задач является установление экономически обоснованного минимально допустимого значения сопротивления утечки энергии по изолятору свечи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фрезинский М. Л. «Автомобильная промышленность», 1960, № 3.
2. Куликов А. А., Московский А. А. Сб. «Автотракторное электрооборудование», вып. 2, ЦИНТИАМ, 1964.
3. Чуваев С. Н. «Электричество», 1939, № 3.

К вопросу о пересмотре ГОСТа 9314-59

Н. С. БЕЗЗУБИК, Ю. П. СОРОЧАН, Л. Я. МАРЦЫНОВСКИЙ

Государственный Всесоюзный дорожный научно-исследовательский институт, Всесоюзный научно-исследовательский институт по нормализации в машиностроении

В СТАТЬЕ канд. техн. наук Н. И. Коротоношко¹ своевременно и правильно ставится вопрос о необходимости пересмотра ГОСТа 9314-59. Однако предложенное автором повышение эффективности автотранспортных средств за счет изменения нормативной осевой нагрузки с 6 до 8 т для транспортных средств группы Б является необоснованным. Принятая в ГОСТе осевая нагрузка 6 т учитывает возможности пропуска этих автомобилей по дорогам общей сети СССР, исходя из несущей способности дорожной одежды существующей сети, а также технико-экономического анализа общей себестоимости перевозок, учитывающего как автомобильную составляющую, так и дорожную².

По данным Центрального статистического управления на 1/1—1964 г. протяжение дорог общей сети СССР с твердыми покрытиями составляет 330 400 км. Из них лишь около 10%, т. е. 30 000—35 000 км, могут пропускать автомобили и автопоезда группы А. Остальная часть дорог пригодна для эксплуатации по ним автотранспортных средств с допустимой осевой нагрузкой 6,0 т.

Увеличение нагрузки на ось с 6 до 8 т, как это предлагает канд. техн. наук Н. И. Коротоношко, потребует соответствующей реконструкции дорог, причем реконструкция будет выражаться не только в усилении дорожной одежды, но и в изменении всех тех элементов дорог, которые перестанут удовлетворять параметрам новых транспортных средств.

Стоимость такой реконструкции может оцениваться не менее чем 15 млрд. руб., что во много раз превышает общие ассигнования, планируемые на 1966—1970 гг. на строительство дорог всех категорий и назначений.

Повышение эффективности автотранспортных средств должно быть достигнуто иными путями. Разрешение использования транспортных средств группы Б с осевой нагрузкой более 6 т, о чем упоминал Н. И. Коротоношко, было вызвано необходимостью дать права «гражданства» тем автобусам, которые были спроектированы и производство которых было подготовлено до 1959 г. (ЗИЛ-155, ЗИЛ-158, ЛАЗ-695), удельный вес которых был незначительным.

ГОСТ 9314-59 допускает на переднюю ось двухосных автомобилей группы А грузить 7,5 т, что соответствует 43% от полного веса автомобиля. Допускаемая нагрузка на переднюю ось автомобилей группы Б не должна превышать 4,5 т, что также составляет 43% от полного веса. В то же время у грузовых автомобилей, выпущенных до 1959 г., на переднюю ось приходится 26—28% полного веса.

У автомобилей, производство которых начато после 1959 г., нагрузка на переднюю ось увеличена до 30—32%. Однако даже на новых автомобилях еще не использованы все «внутренние резервы» стандарта.

Так, например, установленные на автомобилях ЗИЛ-130 и МАЗ-500 шины позволяют повысить нагрузку на переднюю ось соответственно до 37 и 33%. В абсолютном выражении это составит примерно 1000 кг для автомобиля ЗИЛ-130 и 800 кг для автомобиля МАЗ-500. Повышение нагрузки на переднюю ось позволит увеличить и грузоподъемность автомобилей. Аналогичное положение наблюдается и у трехосных автомобилей.

На переднюю ось трехосных автомобилей групп А и Б стандартом разрешено грузить соответственно 7 и 4 т. Фактические нагрузки значительно ниже.

В связи с изложенным, при любых рекомендациях, касающихся изменения ГОСТа 9314-59, необходимо исходить из сохранения существующих осевых нагрузок 6 и 10 т на ось.

В новом стандарте необходимо дополнительно оговорить следующее:

1. Максимально допускаемые нагрузки на одиночные управляемые оси для автомобилей, прицепов и полуприцепов. В связи с тем, что управляемые оси автомобилей выполняются

с одинарными колесами, а на прицепах и полуприцепах они могут быть как с одинарными колесами, так и сдвоенными, целесообразно дифференцировать величины нагрузок не только в зависимости от групп подвижного состава (группы А и Б), но и от вида подвижного состава (прицепной состав, автомобили).

Для автомобилей максимальные нагрузки на управляемые оси целесообразно принять для группы А 6 т и для группы Б 4,5 т, для управляемых осей прицепного состава — соответственно 10 и 6 т.

2. Максимально допускаемые нагрузки на передние двухосные управляемые тележки автомобилей. Такие тележки в зарубежной практике нашли широкое применение на четырехосных грузовых автомобилях и используются также на трехосных автомобилях. Нагрузки на двухосные управляемые оси должны равняться 12 т для транспортных средств группы А (такая нагрузка принята на автомобилях, используемых на международных перевозках 13 крупнейшими западноевропейскими странами) и 8 т для автомобилей группы Б.

3. Максимально допустимые нагрузки на двухосные тележки с различным расстоянием между осями. Зависимость допустимых нагрузок на тележки от расстояния между осями оговорена в дорожном законодательстве Франции, ФРГ, Голландии, Австрии и других стран. Постоянной комиссией по транспорту СЭВа предложено тележки по расстоянию между осями разделить на группы: первая 1,00—1,24 м; вторая 1,25—1,39 м; третья 1,4—2,0 м. Такую градацию целесообразно принять и в новом стандарте.

4. Максимально полный вес одноосных прицепов, который должен ограничиваться допускаемой нагрузкой на одиночные управляемые оси. Полный вес одноосных прицепов оговорен законодательством большинства стран и соответствует нагрузкам на одиночные управляемые оси (Англия, Бельгия, Голландия), в отдельных странах он несколько меньше.

5. Полный вес четырехосных автомобилей с передней двухосной управляемой тележкой. Четырехосные автомобили выпускаются во всех промышленно развитых странах и по сравнению с трехосными автомобилями с такой же допускаемой нагрузкой могут иметь на 2,5—4,0 т большую грузоподъемность (обычно при меньшем коэффициенте тары). Чтобы представить себе, что может дать использование двухосной управляемой тележки, сопоставим двухосный автомобиль с трехосным и четырехосным автомобилями с такими тележками. Предположим, что на всех автомобилях установлены шины размером 9,00—20, грузоподъемностью 1800 кг (такие шины установлены на автомобиле ЗИЛ-130) и нагрузки на оси и тележки не превышают 6 и 11 т по ГОСТу 9314-59 (табл. 1).

Таблица 1

Автомобиль	Полный вес в т	Ориентировочная грузоподъемность в т	Коэффициент тары
Двухосный	9,6 (3,6+6)	5	0,92
Трехосный	13,2 (3,6+3,6+6)	7,5	0,76
Четырехосный	18,2 (3,6+3,6+11)	11	0,65

Таким образом, применение трех- и четырехосных автомобилей с передней управляемой тележкой позволит, не превышая осевой нагрузки 6 т (11 т на тележку), достичь грузоподъемности, которую имеют в настоящее время автомобили типа МАЗ и КраЗ с 10 т нагрузкой на ось.

Кроме того, необходимо оговорить, что максимально допускаемый полный вес автомобилей, прицепов, полуприцепов и автопоездов определяется количеством и расположением осей (тележек) на подвижном составе.

¹ «Автомобильная промышленность», 1965, № 4.

² Хорошилов Н. Ф. «Стандартизация», 1960, № 9.

В табл. 2 приведены данные ГОСТа 9314-59 в сопоставлении с предложенными величинами полных весов и проведено уточнение некоторых формулировок. Предложенные величины могут быть в дальнейшем уточнены.

Таблица 2

Параметры	Группа А		Группа Б	
	ГОСТ 9314-59	Проект стандарта	ГОСТ 9314-59	Проект стандарта
Максимальная допускаемая нагрузка на одинарную неуправляемую ось в т	10	10	6	6
Максимальная допускаемая нагрузка на одинарную управляемую ось прицепа (полуприцепа) в т	—	10	—	6
Максимальная допускаемая нагрузка на одинарную управляемую ось автомобиля в т	—	6	—	4,5
Максимальная допускаемая нагрузка на переднюю двухосную управляемую тележку автомобиля в т	—	12	—	8
Максимальная допускаемая нагрузка на двухосную тележку в т при расстоянии между осями в м:				
1,00—1,24	18*	13	11*	9
1,25—1,39	18*	16	11*	11
1,4 и более	18*	18	11*	12
Максимальный полный вес в т:				
одноосного прицепа	—	10	—	6
двухосного прицепа	17,5	16(6+10)	10,5	10,5(4,5+6)
двухосного автомобиля	17,5	20(10+10)	10,5	12(6+6)
трехосного прицепа	25,0	24(6+18)	15	16,5(4,5+12)
трехосного автомобиля	25,0	28(10+18)	15	18(6+12)
трехосного автопоезда в составе автомобиля с прицепом	—	26(6+10+10)	—	16,5(4,5+6+6)
трехосного автопоезда в составе тягача с полуприцепом	25,0	26(6+10+10)	16,0	16,5(4,5+6+6)
четырёхосного прицепа	—	30(12+18)	—	20(8+12)
четырёхосного автопоезда в составе автомобиля с прицепом	33,0	36(6+10+10+10)	20,0	22,5(4,5+6+6+6)
четырёхосного автопоезда в составе тягача с полуприцепом	33,0	34(6+10+18)	20,0	22,5(4,5+6+12)
автопоезда в составе автомобиля с прицепом или тягача с полуприцепом (при общем количестве осей 5 и более)	40,0	40	30	30

* При расстоянии между осями менее 3 м.



УДК 621.983

Технологичность конструкции крупных изделий, получаемых холодной штамповкой из листового металла¹

(Вторая часть)

Г. Н. РОВИНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ИЗОБРАЖЕНИЕ на чертежах деталей кузовов кабин и оперения дается с привязкой к координатной сетке, по которой построена вся компоновка кузова или кабины на основном щите (плазе).

Штампы и различные приспособления применяемых в производстве облицовочных деталей автомобилей обычно изготавливаются непосредственно по шаблонам, снятым с так называемых мастер-моделей, представляющих собой точно выполненный макет изделия из дерева в натуральную величину. Мастер-модели выполняются по шаблонам, снятым с утвержденного макета кузова или со щита. Поэтому на рабочих чертежах облицовочных деталей иногда некоторые сложные поверхности не имеют детализации отдельных размеров и на чертежах делается ссылка на мастер-модель. Однако недопустимо оставлять без указания размеров такие поверхности, которые при технологической проработке должны подвергаться проверке на величину допустимой дефор-

мации. Привязка изделия к координатной сетке является важнейшим условием для возможности контроля собираемости кузова или кабины и правильной установки проверяемых деталей в пространстве в процессе контрольной сборки. Для осуществления контроля правильности изготовления изделия часто бывает необходимо определить привязку того или иного элемента конструкции изделия относительно линий координатной сетки. Простановка размеров на чертеже должна обеспечивать такую возможность также без сложных расчетов.

Важным условием в способе простановки размеров на чертежах штампуемых деталей является оставление свободы для технологов при выборе последовательности между формоизменяющими и разделительными операциями холодной штамповки. Например, допустим, что на поверхности детали имеется ряд отверстий. Эти отверстия могут быть получены несколькими способами. Они могут быть пробиты предварительно в плоской заготовке, которая затем подвергается пространственному деформированию, например, гибке по форме, заданной чертежом. В другом случае часть отверстий

¹ Первая часть опубликована в журнале «Автомобильная промышленность», 1966, № 1.

пробивается в плоской заготовке, а другая часть после ее пространственной гибки. Все отверстия могут быть пробиты после гибки. Выбор способа пробивки отверстий в значительной мере определяется тем, как поставлены размеры, привязывающие эти отверстия к контуру самой детали, и размеры, указывающие на расположение отверстий. Особое значение имеют допуски на указанные размеры. Если все отверстия привязаны размерами к какой-то одной линии отсчета на контуре детали (причем эти размеры свободные и не имеют оговоренных допусков), то для технолога в большинстве случаев возможен свободный выбор технологии. Например, имеется возможность обойтись всего двумя штампами: одним — для вырубки заготовки по внешнему контуру с одновременной пробивкой всех отверстий и вторым — для последующего изменения формы заготовки с фиксацией на ранее пробитые отверстия. Если отверстия привязаны к различным линиям отсчета, в том числе и находящимся на разных поверхностях детали, или сами отверстия расположены на разных поверхностях, то связаны между собой размерами (особенно размерами, имеющими допуски), то такие отверстия пробивать в плоской заготовке уже недопустимо. Их необходимо пробивать после формообразования детали, так как иначе точное соблюдение размеров обеспечить нельзя, этому препятствуют многие причины: деформация материала заготовки, допуски на толщину материала и другие факторы. В данном случае необходимо часть отверстий или все отверстия пробивать на отдельном штампе и, следовательно, нужны будут уже три штампа. Трудоемкость изготовления детали и первоначальные затраты на изготовление штампов в этом случае возрастают и, очевидно, если в такой простановке размеров у конструктора не было особой нужды — данное изделие нельзя считать достаточно технологичным.

Важное значение, особенно в условиях мелкосерийного производства и при выпуске большого количества конструктивно однотипных деталей, имеющих лишь отдельные специальные размеры, имеет унификация простановки размеров на однотипных деталях. Это относится как к отдельным элементам конструкции деталей (расположение отверстий, мест перегибов и др.), так и к размерам деталей в целом. Это необходимо для использования универсальной штамповой оснастки и приспособлений, благодаря которой бывает возможно при сравнительно небольшом числе штампов получать большое число различных деталей, используя методы, в принципе аналогичные штамповке по элементам. Чертежи деталей, не подвергнутые возможной унификации размеров, нельзя считать технологичными. Особо стоит вопрос о назначении допусков на размеры крупных облицовочных и каркасных деталей кузовов и кабин автомобилей. Такие детали обычно обладают небольшой жесткостью и сильно подвержены деформациям под влиянием внутренних упругих напряжений. Поэтому контрольная проверка таких изделий обычно осуществляется только на специальных контрольных приспособлениях с применением принудительной посадки в приспособление при помощи специальных рычажных прижимов. А если приспособления нет, то проверить такое изделие можно только путем жесткого фиксирования в рабочем положении на контрольной плите и проведения контрольной разметки. В этой связи назначать допуски на размер, которые могут нарушаться под действием внутренних сил упругости в материале изделия, бессмысленно.

Говоря о допусках на штампованные детали, следует отметить, что в применении к характеру штампованных деталей в автостроении вопрос о достижимой и так называемой «экономической точности» пока остается открытым и требует проведения исследований, в том числе статистического обобщения измерений штампуемых деталей.

Назначение допусков на размеры штампованных автомобильных деталей в соответствии с существующими классами точности часто приводит к практически ненужному усложнению технологии и увеличению трудоемкости обработки. На Московском автозаводе им. Лихачева разработаны рекомендации по установлению допусков на свободные размеры штампованных деталей (пределы фактических отклонений), но проделанную работу необходимо углубить.

Часто на чертежах крупногабаритных штампованных деталей оговаривается строгое соблюдение плоскостности некоторых поверхностей. Такие требования, в частности, предъявляются к деталям, имеющим фланцы, которые служат для плотного соединения с другими деталями (например, различные крышки для люков и т. п.). Однако для получения

точных плоскостей у деталей, изготовляемых из листового металла, нужно предусматривать придание этим деталям необходимой жесткости, т. е. меры, предупреждающие упругое коробление. И то и другое обеспечивается наличием ребер жесткости, расположенных строго определенным образом. На рис. 1 показаны неправильные (а и б) и правильные (в) расположения ребер жесткости.

Ребра жесткости, хотя и обходят тем технологическим недостатком, что вызывают необходимость значительного увеличения номинального усилия пресса, применяемого для штамповки той или иной детали (отсутствие нужного по мощности пресса может тут послужить органицивающим фактором), во многих случаях очень полезны. Придавая увеличенную жесткость детали, они позволяют при прочих равных условиях уменьшить толщину исходного металла, а следовательно, снизить его расход и вес конструкции. Кроме того, ребра жесткости позволяют избежать «хлопушки» на поверхностях крупных облицовочных деталей, имеющих малую кривизну, т. е. придают этой поверхности жесткость, устраняющую упругое вдавливание при нажатии на выпуклость поверхности, сопровождаемое характерным звуком — хлопком.

Требования к технологичности чертежа штампованного изделия в части возможности выбора экономически оптимального числа и последовательности технологических операций штамповки частично уже рассмотрены. Следует добавить, что применительно к сложным по форме крупным облицовочным автомобильным деталям при надлежащей технологической проработке чертежа имеются очень широкие возможности для сокращения числа отдельных операций обработки, числа отдельных дорогостоящих штампов, а при поточной обработке — также и числа отдельных прессов на линиях штамповки. Например, для возможности совместной пробивки группы отверстий в одном штампе важное значение имеет расстояние между краями ближайших отверстий или между краями отверстий и обрезаемой на той же операции наружной кромкой детали, кромкой внутреннего проема и т. п. От этого расстояния зависит ширина перемины в комбинированной матрице, определяющая ее стойкость в эксплуатации при данной толщине и твердости обрабатываемого материала¹. Очевидно, если при разработке конструкции изделия принимается во внимание необходимость минимального числа производственных операций холодной штамповки, то конструктор иногда может расположить отверстия на достаточно большом расстоянии одно от другого, обеспечивающем возможность их одновременной пробивки на одном штампе. В отдельных случаях целесообразно внести изменение даже в конструкцию детали, сопрягаемой с данной деталью, с тем расчетом, чтобы улучшить технологичность наиболее сложной и крупной детали. Конечно, сказанное имеет преимущественное значение для массового и крупносерийного производства, где важное значение имеет трудоемкость изготовления и менее важное значение — стоимость отдельного штампа. В условиях мелкосерийного производства положение может быть совершенно другим — применять сложные совмещенные штампы в таких условиях неэкономично и часто выгоднее расчленять операции с целью упрощения и удешевления отдельных штампов. Во всех случаях нужно учитывать, что при совмещенной пробивке точность взаимного расположения отверстий всегда выше, чем при раздельной пробивке, что связано с отсутствием смещений при фиксации изделия на отдельных штампах, между фиксирующими упорами которых и фиксируемым изделием должен быть какой-то зазор.

Поэтому во всех случаях конструктор должен стремиться обеспечить при конструировании изделия возможность совмещенной обработки, а окончательное решение с учетом эконо-

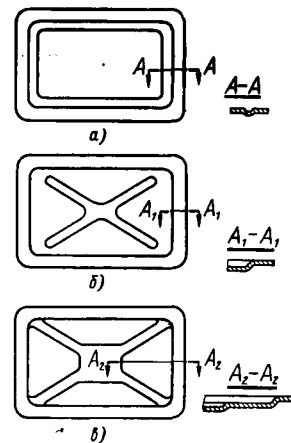


Рис. 1. Правильное и неправильное расположение выдавливаемых ребер жесткости на крышке с плоскими фланцами.

¹ Эти размеры нормализованы и указаны в справочниках и руководствах по холодной штамповке.

мической целесообразности совмещенной или раздельной обработки должно приниматься технологом. Был рассмотрен пример, относящийся к пробивке отверстий и к совмещению пробивки отверстий с обрезкой или вырезкой. Однако совмещение может также распространяться на формообразующие операции, некоторые из которых (гибку, отбортовку, формовку, а иногда и вытяжку) можно совмещать с разделительными операциями, т. е. с обрезкой, вырезкой, пробивкой и др. Соответствующие рекомендации, общие для всех видов деталей, штампуемых из листового металла, изложены в руководствах и справочниках по холодной штамповке, а крупные облицовочные детали автомобилей особой специфики в этой области не имеют. Конструктор должен постоянно помнить, что проработка технологичности конструкции может убрать многие препятствия на пути снижения трудоемкости выпуска продукции.

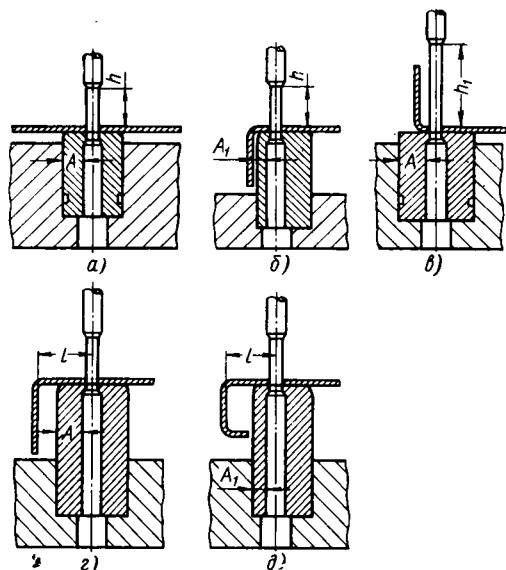


Рис. 2. Влияние конструкции изделия на эксплуатационную стойкость рабочих частей штампов:

а и з — нормальные условия штамповки; б — матрица ослаблена; в — пуансон ослаблен; д — матрица ослаблена.

Очень важное значение имеет эксплуатационная стойкость рабочих частей применяемых штампов, которая во многом определяется конструкцией обрабатываемого изделия. На рис. 2 показаны примеры влияния конструкции изделия на надежность рабочих частей штампов, т. е. примеры технологичных и не технологичных случаев.

В ряде случаев технологи предъявляют к конструкции детали ряд специальных требований. К их числу относится требование обеспечения необходимых мест базирования изделия при обработке на штампах. Иногда деталь, особенно асимметричная по форме, подлежит надежному жесткому закреплению на штампе, так как в процессе деформации (например, при гибке) действуют силы, стремящиеся сместить заготовку в штампе, что приводит к нарушению размерности готовой детали. Между тем, конструкция детали не обеспечи-

вает возможности жесткой фиксации, например: не имеется никаких внутренних проемов или отверстий, которые можно было бы использовать в качестве базы для фиксации при конструировании штампа.

В этом случае технолог вправе потребовать от конструктора введения специальных, чисто технологических отверстий, которые должны служить в качестве базы для фиксирования детали при обработке на штампах. Если отверстия конструктивно недопустимы, то в отдельных случаях они могут быть заменены специальными выдавками. Аналогичные отверстия или выдавки иногда могут быть необходимы для фиксирования деталей в рабочих частях устройств для механизированной подачи в рабочее положение на штампе, для транспортирования готовых деталей подвесными конвейерами или для транспортирования при окраске. Отверстия в полых деталях необходимы также для стекания краски при окраске окунанием. Специальные требования предъявляются также к штампуемым деталям, подлежащим контактной электросварке.

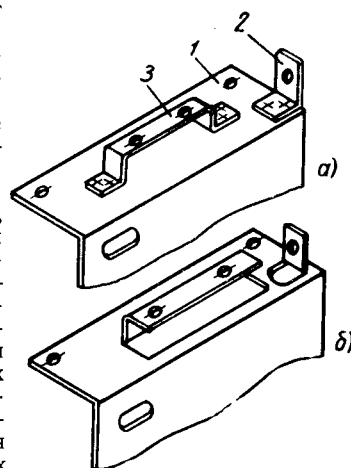


Рис. 3. Замена приварных деталей элементами контура, получаемыми штамповочными операциями:

а — было; б — стало; 1 — основная деталь узла; 2, 3 — приварные детали, замененные надрезкой и отгибкой в металле основной детали

Эти требования в основном сводятся к обеспечению возможности подвода сварочных электродов в процессе сварки, т. е. к обеспечению доступности места сварки для сварочного инструмента и к обеспечению достаточной площади для контакта между свариваемым изделием и электродом (например, достаточная ширина отогнутого бортика, привариваемого к другой детали). Кроме того, большое значение имеет сокращение номенклатуры отдельных деталей, входящих в тот или иной сборочный узел. Очень часто конструкция изделия предусматривает введение различных приварных усилителей для придания повышенной жесткости и прочности какой-либо крупногабаритной панели кузова, приварку к той же панели различных мелких кронштейнов и т. п. Часто вполне возможно приварные усилители заменить ребрами жесткости, выдавливаемыми на самой панели, а приварные кронштейны — различными отгибками, отбортовками и т. п. (рис. 3). Это дает возможность не только сократить трудоемкость сборки узла за счет отмены отдельных сварочных операций, но и получить значительную экономию металла за счет устранения приварных деталей.

Таким образом, было бы целесообразно, чтобы ведущие заводы автомобильной промышленности обобщили накопившийся у них опыт улучшения технологичности штампуемых деталей, и этот материал полезно систематизировать в ведомственных рекомендациях, обязательных для использования конструкторами, проектирующими изделия для холодной штамповки.

Основные направления механизации и конвейеризации сборочных процессов в приборостроении

И. П. СУДОПЛАТОВ

Владимирский завод «Автоприбор»

СБОРОЧНЫЕ работы в общем объеме приборостроительного производства занимают значительный удельный вес. Например, на Владимирском заводе «Автоприбор» трудоемкость сборочных работ от общей трудоемкости всех видов работ составляет 50%, в том числе по спидометрам 46%, стеклоочистителям 34%, щиткам приборов 54%. На заводе «Автоприбор» занято механизированным трудом 31,4% всех сборщиков.

За период с 1958 по 1964 г. производительность труда в целом по заводу «Автоприбор» увеличилась на 84,6%, но по сборочному цеху увеличение производительности труда составило 33,2%. Это отставание темпов роста производительности труда на сборочных работах в сравнении с темпами роста производительности труда в обрабатывающих цехах можно объяснить недостаточным вниманием технических служб заводов к вопросам внедрения поточных методов сборки и вопросам механизации трудоемких сборочных работ, а также неправильным выбором путей повышения производительности труда.

Различают частичную и комплексную механизацию и автоматизацию сборочных работ. При частичной механизации и автоматизации применяются механизированные средства лишь на отдельных сборочных работах и главным образом с целью облегчения труда сборщика. При комплексной механизации и автоматизации все основные рабочие операции выполняются посредством механизированных инструментов и автоматов.

На заводе «Автоприбор» за последние годы механизация сборочных операций развивалась в основном по линии частичной механизации сборочных процессов.

Сборочная операция состоит из основного и вспомогательного элементов.

Механизация процесса сборки в большинстве случаев велась в направлении механизации основных элементов: запрессовки деталей, навинчивания гаек, кернения деталей, завальцовки или закрепления рантов, расклепки и т. п. Создание механизированных приспособлений для этих целей не вызвало снижения трудоемкости как основных, так и вспомогательных элементов операции. К вспомогательным элементам относятся установка деталей, узлов и инструментов, перемещение инструментов или деталей и контроль сборки.

Сокращение трудоемкости на отдельной операции, выполняемой в потоке, не может способствовать увеличению выпуска изделий и высвобождению рабочего. Отсюда следует, что экономического эффекта от внедрения средств механизации при поточном методе сборки приборов можно добиться лишь при сокращении трудоемкости на всех операциях потока, а это возможно при комплексной механизации.

Проведение комплексной механизации сборки связано с большими трудностями и главным образом с удачным конструктивным решением приспособлений и полуавтоматов и т. п.

Поэтому комплексную механизацию процесса сборки целесообразно вести поэтапно, путем частичной механизации, не дожидаясь одновременного удачного решения механизации всех операций.

Если не ставить перед собой задачу проведения комплексной механизации всего процесса сборки, то частичная механизация в некоторых случаях будет нерентабельна.

Для механизации основных элементов сборочных работ применяются электрифицированные, пневматические и пневмогидравлические механизированные инструменты.

Использование такого инструмента, как правило, дает большой экономический эффект. На заводе «Автоприбор» использование механизированных электрических отверток является строго обязательным на всех операциях при навинчивании винтов.

На заводе применяются два типа механизированных отверток — отвертки, работающие от электродвигателей постоянного

тока мощностью 15 Вт через гибкий вал и червячный редуктор, и отвертки с электродвигателем постоянного тока, встроенным в корпус шестеренчатого редуктора. На заводе «Автоприбор» применяются стационарные механизированные гайковерты для завинчивания одновременно нескольких гаек.

В текущем году на заводе будут внедряться для сборки автоприборов автоматы типа ПА-60 для комплектации винтов с шайбами и загрузки их в кассету, разработанные Всесоюзным научно-исследовательским технологическим институтом приборостроения.

Механизированный инструмент применяется во многих случаях не только при сборке резьбовых соединений, но также и при других сборочных операциях: вальцевании, запрессовке, расклепке и т. п.

Для создания усилia, необходимого при сборке или разборке соединений, служат разнообразные прессы. Они делятся на универсальные и специальные. Те и другие могут быть ручными и приводными. На заводе «Автоприбор» применяются пневматические прессы прямого действия и с рычажным усилителем, а на Рижском заводе «Автоэлектроприбор» — диафрагменные пневматические прессы.

На заводе «Автоприбор» для сборочных работ используются настольные кривошипные механические прессы-полуавтоматы, оснащенные поворотным делительным столом для приспособлений. Мощность двигателя 1 кВт, усилие 500 кг, ход ползуна 16 мм. На базе этих прессов создано много специальных сборочных полуавтоматов.

Наряду с использованием универсального инструмента заводы должны создавать специальные механизированные инструменты для нужд своего производства.

Приведем примеры наиболее удачного использования специальных средств механизации из практики завода «Автоприбор».

Сборка щечек с зубчаткой для счетного узла спидометров производится на прессе-полуавтомате с поворотным столом. На поворотном столе пресса расположена нижняя часть штампа для сборки узла щечки. Во время останова стола на штамп вручную устанавливаются щечка и зубчатка в определенной последовательности. После поворота стола, когда собираемые детали окажутся против штока пресса, выполняется рабочий элемент операции — опускание верхнего пуансона штампа для отгибки и далее загибки ушков большой щечки узла.

В результате внедрения данного полуавтомата отпала необходимость предварительной загибки ушков в большой щечке в прессовом цехе.

После длительных поисков по механизации загрузки деталей узла щечки спроектирован и находится на изготовлении автомат для сборки указанного узла с использованием трех вибробункеров и автоматических рук для подачи ориентированных деталей на штамп.

Таким образом, проводимая работа являлась толчком дальнейшего усовершенствования средств механизации. Без создания простейших средств механизации и накопления опыта по механизации нельзя решить более сложные задачи механизации.

На базе пресса-полуавтомата с поворотным столом на заводе созданы полуавтоматы более чем для 20 операций. Например, на базе этих прессов были созданы полуавтоматы для расклепки двух заклепок на кронштейне реле РС-57, зачеканки колеса в корпусе счетчика мотоциклов СЧ-100, изгиба шины провода к реле РС-57 и др.

На приборостроительных заводах, в частности на заводе «Автоприбор», для намотки проводов на каркасы используют намоточные станки специального назначения.

Для намотки катушек из провода диаметром 0,1 к указателям уровня бензина на заводе используются двухшпиндельные полуавтоматы с автоматическим остановом после намотки

определенного количества витков. Работница может обслуживать два-три станка одновременно.

Для намотки крестообразных катушек логометров используются специальные станки, позволяющие сначала наматывать провода при одной установке каркаса логометра, а затем продолжать намотку на каркас при другой его установке. Производительность рассматриваемого станка небольшая — 12 катушек в 1 ч.

Учитывая предстоящий большой выпуск логометров, ВНИИАвтоприборов спроектировал и изготовил автомат для одновременной намотки шести катушек с автоматической перестановкой каркаса для получения крестообразной намотки (рис. 1). Автомат имеет специальное приспособление, обеспечивающее постоянное натяжение провода, что является необходимым условием обеспечения намоток с постоянным омическим сопротивлением. Производительность автомата 100 шт/ч.

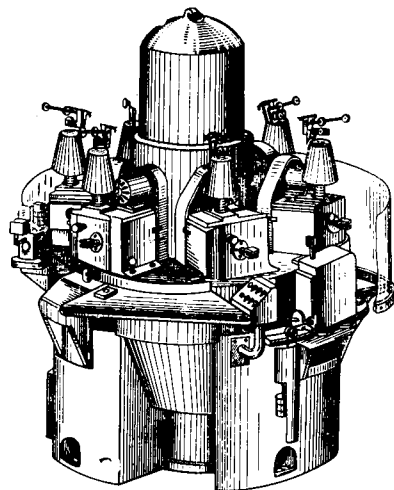


Рис. 1.

Каждому приборостроительному заводу присущи специфические сборочные операции: монтаж стекол в ранты приборов, соединение ранто с корпусами, резка стекол и капилляров, соединение деталей с помощью сварки, пайки и т. п.

На заводе для выполнения такого рода операций применяются специальные автоматы, установки, стенды и т. п. Например, внедрены полуавтомат для резки стеклянных втулок диаметром 2,5 мм абразивным кругом, установки для регулировки и контроля числа импульсов реле сигнализатора поворота РС-57 с электросчетчиками типа МЭС-54, установки для регулировки автомобильных и мотоциклетных спидометров и др.

Во многих приборах и машинах встречаются массивные детали и узлы, вращающиеся с большой скоростью. Неуравновешенные массы вращающейся части нарушают правильность работы прибора, механизма, вызывают вибрации и быстрый износ подшипников, шум и т. п. К числу таких деталей можно отнести якоря малогабаритных электрических двигателей стеклоочистителя.

Для уравнивания вращающегося якоря электродвигателя стеклоочистителя типа СЛ-108, имеющего сравнительно большую длину по отношению к диаметру, применяют динамическую балансировку.

Динамическая балансировка должна обеспечить совпадение оси вращения якоря с осью инерции всей системы.

Установка состоит из четырех основных узлов — подвижной каретки с датчиком, усилителя напряжения, стробоскопа и сигнальной лампы и осциллографа. При неуравновешенном якоре, вращающемся от шпура на каретке, колебания адаптора наводят э.д.с., которая подается через усилитель в стробоскоп и сигнальную лампу. По величине колебания луча на осциллографе судят о величине дисбаланса якоря. Балансировка осуществляется забиванием клиньев из медного провода в пазы якоря.

Основными организационными формами осуществления сборки являются серийная и поточная сборки. Эти формы имеют, в свою очередь, много разновидностей, определяемых конкретными условиями производства. В условиях серийного производства наиболее перспективным является внедрение механизированных многопредметных поточных линий как с последовательно-партиционным чередованием изделий,

так и с одновременной сборкой изделий различных наименований. Эти линии получили распространение на ряде заводов электроприборостроения.

Поточная многопредметная линия представляет собой горизонтально-замкнутый конвейер (цепь), движущийся с определенной скоростью и несущий специальные платформы-тележки.

Изделия каждого наименования устанавливаются в приспособлениях, размещенных на платформах, расположенных на равных расстояниях друг от друга. Время выполнения операции должно быть равно или кратно такту выпуска приборов. На каждом рабочем месте можно выполнять несколько операций. Например, если конвейер имеет 16 рабочих мест, а технологический процесс сборки — 64 операции, то сборка изделия будет осуществлена за четыре цикла и на каждом рабочем месте будет выполняться четыре операции. Внедрение многопредметных линий дает повышение производительности труда на 60—70%, снижение себестоимости на 18—20% и высвобождение производственной площади 20—25%.

На заводе «Автоприбор» изготовлена и внедряется многопредметная механизированная линия сборки электрических стеклоочистителей для автомобилей на годовой выпуск 450 тыс. механизмов. Количество модификаций стеклоочистителей 11. Ритм выпуска линии 0,53 мин.

В 1963 г. ВНИИАвтоприборов были изготовлены и совместно с заводом «Автоприбор» внедрены две комплексно-механизированные поточные линии сборки механизма спидометра с унифицированным основанием.

Поточные механизированные линии обеспечивают в течение года сборку 3 960 000 спидометров при двухсменной работе. При работе в одну смену в 1965 г. было выпущено 1 650 000 спидометров.

В 1966 г. на этих поточных линиях будет собираться 1 800 000 шт. спидометров.

Даже при использовании мощности конвейеров на 42% достигнуто повышение фактического месячного выпуска механизма спидометров на одного рабочего-сборщика с 3327 до 3898, т. е. на 10%. Экономия в зарплате основных рабочих на спидометрах СП-116, СП-111, СП-115 на программу 1964 г. составит 3254 руб. Технологический процесс сборки механизма спидометра включает восемь операций.

На сборке мотоциклетных спидометров занято 16 сборщиц, на сборке автомобильных спидометров 19 сборщиц.

Для механизированной поточной линии сборки спидометров были спроектированы и внедрены следующие средства механизации:

- 1) полуавтомат для сборки центрального винта с гайкой;
- 2) полуавтомат для сборки шестерни и оси барабаничков;
- 3) полуавтомат для запрессовывания экрана в основание спидометра;
- 4) полуавтомат для привинчивания крошштейна червяка к основанию спидометра;
- 5) стенд для обкатки спидометров.

Кроме перечисленных средств механизации, в поточную линию были включены ранее действовавшие установки:

- 1) установка для регулировки спидометра с синхронным двигателем;
- 2) установка для балансировки катушки спидометра.

Все внедренные средства механизации имеют вибробункеры для подачи собираемых деталей и механические отвертки.

Полуавтомат для запрессовывания экрана предназначен выполнять следующие операции: облуживание основания спидометра, запрессовывание экрана в основание, расчеканка экрана в основании и смазка центрального отверстия в основании.

Работница ставит основание спидометра в спутник, который затем устанавливается в шаговый транспортер. Шаговый транспортер перемещает деталь в позицию запрессовывания. Экран поступает из вибробункера и запрессовывается пневмопрессом.

Заслуживает внимания стенд для обкатки спидометров (рис. 2). Стенд имеет два барабана, вращающихся с разными скоростями. Один наружный загрузочный барабан имеет скорость вращения 1,55 об/ч. Ведущий барабан имеет скорость вращения при обкатке автомобильных спидометров 151,6 об/мин, мотоциклетных — 234 об/мин. Продолжительность обкатки 26 мин. За это время спидометры отсчитывают 100 км. Механизм спидометра вставляется в специальную оправку, получающую вращение от ведущих дисков стенда через ролик.

Внедрение указанных стендов позволило значительно сэкономить производственную площадь и повысить производительность до 700 узлов в час.

Для поточной сборки механизмов спидометров использован пульсирующий конвейер, который представляет автоматизированную цепную передачу, оборудованную автоматическими приемо-выдающими устройствами, загружающими и разгружающими транспортные платформы. Конструкция конвейера позволяет бесступенчато регулировать ритм работы от 4,5 до 30 сек.

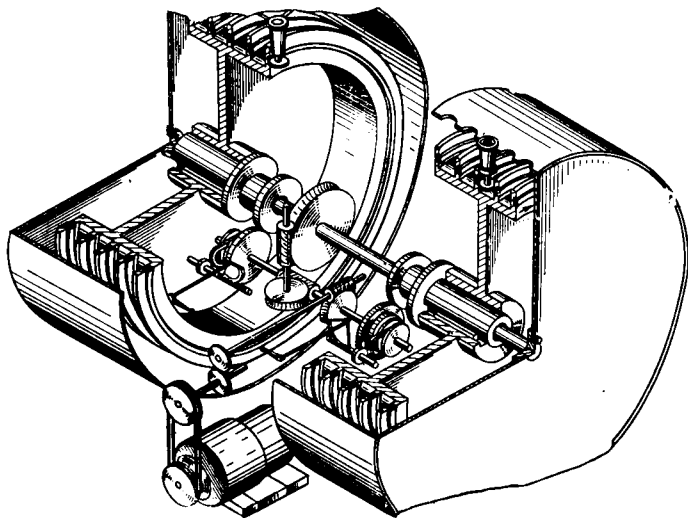


Рис. 2.

Конвейер имеет приводную станцию с двумя редукторами, оперативный и наладочный пульта управления, переключатель режима работы, счетчик числа циклов и электрооборудование.

При сборке узла катушки спидометра используется механизированная установка для статической балансировки катушки. Схема установки приведена на рис. 3.

Балансировка алюминиевой катушки производится выкусыванием металла специальными кусачками, которые перемещаются вдоль катушки в зависимости от величины дисбаланса специальным электромагнитом. Установка работает автоматически.

Небольшой опыт завода «Автоприбор» в проведении механизации сборочных работ и организации потоков позволил разработать конкретный план комплексной механизации в сборочном цехе на ближайшие два-три года. План предусматривает внедрение пульсирующих конвейеров на сборке приборов массового выпуска и многопредметных конвейеров для серийного выпуска с одновременным изготовлением сборочных полуавтоматов и механизированных приспособлений.

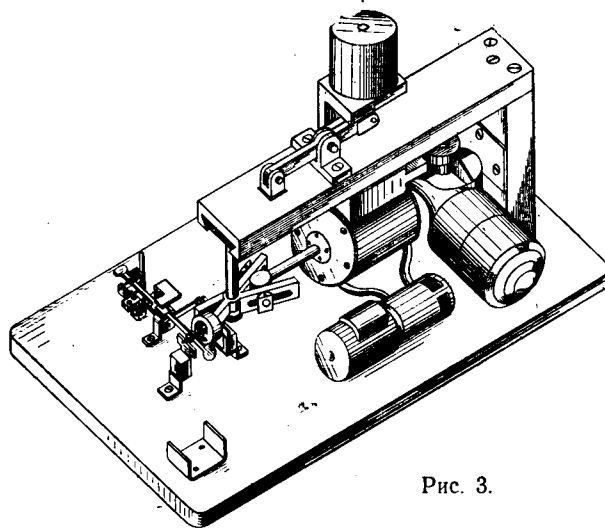


Рис. 3.

Выводы

1. Основным направлением повышения производительности труда сборочных работ в приборостроении следует считать проведение комплексной механизации и автоматизации производственных процессов и внедрение поточных методов сборки.

2. Частичная автоматизация и механизация сборочных работ должна производиться последовательно на основе перспективного плана комплексной механизации на сборочном участке. В этом случае она может после выполнения всего комплекса работ по механизации поднять пропускную способность участка и производительность труда.

3. Комплексная механизация и автоматизация сборочных работ должна выполняться в следующих направлениях:

а) использование типовых средств механизации, зарекомендовавших себя на производстве, и новых типовых средств механизации;

б) использование и разработка типового сборочного оборудования; широкое применение для сборочных автоматов вибрационных загрузочных устройств; для одновременной выдачи нескольких деталей целесообразно применять многозаходные и многоярусные чаши;

в) совершенствование конструкций изделий с целью повышения их технологичности и подготовки к механизации.

4. Внедрение поточных методов сборки изделий в виде непрерывно движущихся и пульсирующих конвейеров для массового производства и многопредметных конвейеров для серийного производства является основной формой организации сборочного производства, обеспечивающей ритмичный выпуск изделий, эффективное использование средств автоматизации и механизации, повышение общей культуры производства и качества изделий.

Уплотнение формовочной смеси в опоках с моделями методом ствольного надува

Канд. техн. наук Г. И. БОБРЯКОВ, А. С. КОРОЛЕНКО, д-р техн. наук Б. В. РАБИНОВИЧ

Минский филиал НИИТАвтомпрома, Московский автомеханический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время в разных направлениях интенсивно ведутся работы по изысканию и исследованию новых методов уплотнения литейных форм.

Сущность ствольного пескоструйного способа формовки состоит в следующем. В дозатор 1 (рис. 1) ствольной установки загружается формовочная смесь в количестве, несколько большем объема опоки. Продолжением дозатора является ствол 2,

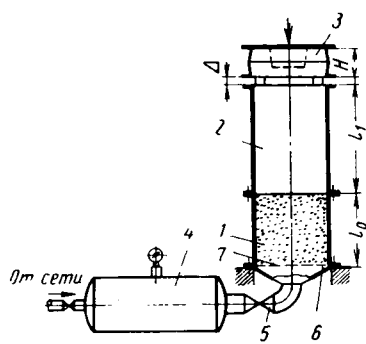


Рис. 1.

служащий для разгона смеси перед запрессовкой ее в опоку. Опока 3 с моделью жестко фиксируется у противоположного торца ствола с зазором Δ , обеспечивающим вентиляцию ствола. Для вентиляции опоки в стенках ее имеются отверстия диаметром 12—15 мм. Во время надува сжатый воздух из ресивера 4 через надувной клапан 5 устремляется в воздушную коробку 6, через сетку 7 попадает в ствол и, действуя на пакет смеси как на поршень, транспортирует его в опоку. При этом пакет смеси, двигаясь в стволе с ускорением, приобретает высокую скорость (до 35—40 м/сек), благодаря чему его кинетическая энергия, расходуемая на уплотнение смеси в опоке, оказывается весьма значительной. Высокая кинетическая энергия в данном случае достигается не только благодаря большой конечной скорости, но и за счет увеличения массы, так как разгоняется сразу весь пакет смеси. Разогнанный в стволе пакет смеси, попадая в опоку, ударяется о модельную плиту. В результате происходит уплотнение смеси. Степень уплотнения пропорциональна совершенной при этом работе деформации. Последняя, в свою очередь, определяется величиной запаса кинетической энергии пакета.

Целью настоящих исследований явилось определение степени уплотнения формовочной смеси в зазорах между моделями, между моделью и опокой и глухих болванов в углублениях моделей при ствольном надуве.

Экспериментальные исследования показали, что оптимальная удельная кинетическая энергия пакета смеси $E_{уд} = 1,0 \text{ кгм/см}^2$. Поэтому во всех опытах по исследованию уплотнения формовочной смеси в опоках с моделями процесс ствольного надува осуществлялся таким образом, чтобы в момент удара о модельную плиту удельная кинетическая энергия смеси была близкой к оптимальной (разница не более 2—3%).

Для исследований применялись модели, представляющие собой прямоугольные параллелепипеды различной высоты и одинаковых размеров в плане. Уклоны вертикальных стенок составляют 1°. На модельную плиту при помощи винтов устанавливались две модели одинаковой высоты. Расстояние b' между стенкой опоки и вертикальной стенкой модели задавалось 20; 40; 60; 70; 80; 100 и 120 мм. Расстояние b между рядом расположенными моделями равнялось 30; 40; 50; 60; 80; 100 и 120 мм. Высота моделей h составляла 60; 80; 100 и 120 мм. Размеры моделей в плане 210×100. Надув полумформ производился на экспериментальной установке, схема которой показана на рис. 1, в опоки 310×400×170.

В исследованиях применялась цеховая формовочная смесь цеха спецлиты Минского автозавода. Состав (в весовых процентах) и физико-механические свойства смеси (после предварительного просеивания и перелопачивания) следующие:

Состав смеси в %:

Отработанная смесь	85
Песок 1К020Б	10—11
Глиняная эмульсия удельного веса 1,15—1,30 г/см ³	4—5

Свойства смеси:

Влажность в %	3,9—4,4
Газопроницаемость в %	80—90
Прочность на сжатие в сыром состоянии в кг/см ²	0,60—0,65

Качество уплотнения определялось путем измерения поверхностной твердости по ладу со стороны модельной плиты, вертикальных и горизонтальных стенок, отпечатков от модели, а также поверхностной твердости по контроладу. Измерения производились твердомером модели 071.

Опыты показали, что при уплотнении методом ствольного надува качество формы определяется характером взаимного расположения моделей и расположением их относительно стенок опоки. Рис. 2 показывает, как изменяется поверхностная

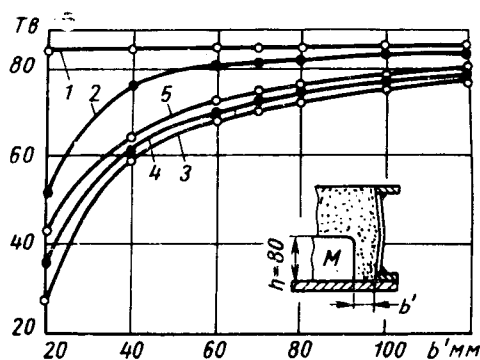


Рис. 2.

твердость формы в различных ее местах при изменении величины зазора b' между вертикальной стенкой модели и стенкой опоки для высоты модели 80 мм. Соответствующие зависимости для моделей высотой 60; 100 и 120 мм качественно не отличаются от приведенных. Кривая 1 — средняя твердость формы со стороны горизонтальной поверхности модели; кривая 2 — средняя твердость формы со стороны модельной плиты в зазоре между моделью и опокой; кривая 3 — средняя твердость вертикальной стенки формы у вершины модели; кривая 4 — средняя твердость вертикальной стенки формы на середине высоты модели; кривая 5 — средняя твердость вертикальной стенки формы у основания модели (при модельной плите).

Как видно, величина твердости горизонтальной поверхности формы со стороны модели практически не меняется с изменением значения b' (кривая 1). Поверхностная твердость формы в зазоре между опокой и моделью со стороны модельной плиты уменьшается с уменьшением величины зазора b' вначале незначительно, а затем более интенсивно (кривая 2).

Значительно меньше поверхностная твердость на вертикальных стенках (кривая 3, 4 и 5). Именно эта характеристика форм, изготавливаемых ствольным способом, будет определяющей при назначении рекомендаций по величине зазоров между опокой и вертикальной стенкой моделей b' .

Если принять для вертикальных стенок формы минимально допустимую величину поверхностной твердости 68—70 единиц то для исследованных значений высоты моделей h минимальная величина зазора b' должна быть следующей (табл. 1):

Таблица 1

h в мм	b' в мм
60	51—56
80	57—63
100	66—73
120	82—89

Таблица 2

h в мм	b' в мм
60	23—29
80	25—31
100	29—35
120	33—40

В случае, если зазор b' образуется не рабочей частью модели, а знаковой, в этом зазоре допустимо меньшее уплотнение смеси, соответствующее 40—50 единицам поверхностной твердости. В этом случае рекомендации будут следующие (табл. 2):

Полученные графики и числовые значения величин h и b' не дают возможности проследить какую-либо стройную зависимость величины поверхностной твердости на вертикальных стенках формы от известного [1] критерия $\frac{b'}{h'}$ (где h' — либо высота модели h , либо среднее значение высоты модели h и высоты опоки H , равное $\frac{h+H}{2}$). Поэтому в качестве практической рекомендации дается экспериментальный график, показывающий зависимость оптимального значения величины зазора b' от высоты модели h в исследованном диапазоне высоты моделей $h=60\div 120$ мм (рис. 3, кривые 1—2).

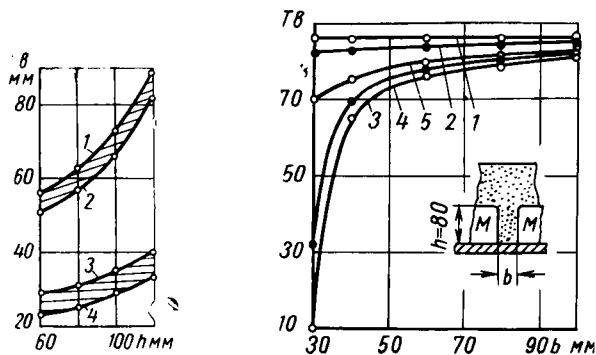


Рис. 3.

Для случая, когда зазор b' образуется знаковой частью модели, рекомендуется пользоваться кривыми 3—4 (рис. 3).

На рис. 4 показано, как изменяется поверхностная твердость формы на горизонтальной поверхности со стороны модели, в зазоре b между двумя рядом расположенными моделями, так и на вертикальных поверхностях формы при изменении величины этого зазора для высоты модели 80 мм. Соответствующие зависимости для моделей высотой 60; 100 и 120 мм качественно не отличаются от приведенных. Обозначения кривых те же, что и на рис. 2.

Как видно, изменение поверхностной твердости формы при изменении величины зазора b между двумя моделями по характеру аналогично изменению зависимостей, полученных при исследовании уплотнения смеси в зазорах b' между моделью и опокой (рис. 2). По абсолютной величине поверхностная твердость, особенно на вертикальных стенках формы (кривые 3, 4, 5), в зазорах b между двумя моделями больше, чем в зазорах b' тех же размеров между моделью и опокой. Если и в этом случае принять для вертикальных стенок формы минимально допустимую величину поверхностной твердости 68—70 единиц, то для рассмотренных значений высоты моделей h минимальная величина зазора b должна быть такой (табл. 3):

Таблица 3

h в мм	b в мм
60	39—40
80	42—45
100	47—50
120	64—69

Таблица 4

h в мм	b в мм
60	32—34
80	34—36
100	36—38
120	38—42

Если зазор b образуется не рабочими частями модели, а знаковыми, в этом зазоре допустимо меньшее уплотнение смеси, соответствующее 40—50 единицам поверхностной твердости. В этом случае минимальная величина зазора b должна быть следующей (табл. 4):

В качестве практической рекомендации дается экспериментальный график, показывающий зависимость оптимального значения величины зазора b от высоты моделей h в исследованном диапазоне высоты моделей $h=60\div 120$ мм (рис. 5, кривые 1—2).

Когда зазор b образуется знаковыми частями моделей, рекомендуется пользоваться кривыми 3—4 (рис. 5).

По предлагаемому оптимальным значениям зазоров b' и b была изготовлена партия форм методом ствольного надува на экспериментальном стенде и произведена заливка этих форм чугуном марки СЧ 18-36, температура заливки 1350°.

Разметка полученных отливок показала, что по отклонениям от размеров моделей все отливки с большим запасом укладываются в пределы допусков 7-го класса точности. Визуальное обследование показало отсутствие поверхностных дефектов. Обнаруженные при взвешивании отклонения веса соответствующих отливок друг от друга не превышали 1% абсолютной величины их веса.

Были проведены эксперименты по сравнению ствольного пескоструйного метода уплотнения с методом чистого прессования плоской колюшкой. Надув форм ствольным способом производился на экспериментальном стенде при оптимальных параметрах процесса. Прессование производилось на гидравлическом прессе с номинальным усилием прессования 100 т. Результаты опытов показали (табл. 5), что даже при удельном давлении прессования 25,5 кг/см² уплотнение формы с высокими моделями и вертикальными стенками получается хуже, чем при ствольном надуве ($E_{уд} = 1,0$ кг/см²).

Для исследований уплотнения смеси в глухих цилиндрических болванах, расположенных на открытой поверхности модели и вблизи вертикальной стенки, применялась модель, представляющая собой плиту с размерами в плане 310×180 и высотой 60 мм. Уклон вертикальных стенок составляет 1°. В плите были сделаны восемь глухих цилиндрических болванов глубиной 5; 10; 15; 20; 25; 30; 35 и 40 мм. Рабочая полость болванов образовывалась стальными вставными стаканчиками с внутренним диаметром 40 мм. Уклон вертикальных стенок в болванах равнялся 3°. Назначение вставных стаканчиков состоит в том, чтобы избежать разрушения болванов при протяжке модели и при измерениях поверхностной твердости.

Таблица 5

Высота моделей h в мм	Зазор между опокой и моделью b' в мм	Зазор между двумя моделями в мм	Средняя твердость вертикальных стенок формы	
			Уплотнение прессованием ($p_{уд}=25,5$ кг/см ²)	Уплотнение ствольным способом ($E_{уд}=1,0$ кг/см ²)
100	70	—	62,3	72,0
	80	—	63,2	64,0
	90	—	64,3	75,8
	—	50	72,1	78,0

Целью исследований было определение влияния вентиляции на уплотнение болванов. Вентиляровались лишь те болваны, отпечатки от которых в форме имели малую поверхностную твердость. Вентиляция осуществлялась через отверстия диаметром 1 мм в дне болванов.

Для выяснения влияния вертикальной стенки, расположенной непосредственно у края болвана, на уплотнение смеси в болване, на модель между двумя рядами болванов монтировалась вертикальная металлическая пластина с размерами в плане 300×45 и высотой 70 мм. Уклоны вертикальных стенок составляли 1°.

Надув форм производился на экспериментальной установке при параметрах процесса, обеспечивающих удельную энергию уплотнения $E_{уд} = 1,0$ кг/см². Результаты опытов приведены на рис. 6. По оси абсцисс откладывается высота болванов h . Кривая abc показывает, как изменяется поверхностная твердость неventилированных болванов при увеличении их глубины. Как видно, болван глубиной 30 мм уплотняется вполне удовлетворительно. Очевидно, эта величина может быть рекомендована как предельная при уплотнении глухих болванов ствольным пескоструйным способом.

Наличие вентиляции в болванах резко улучшает уплотнение смеси в них. При общей площади вентиляции в болване высотой 40 мм, равной $F_{вент} = 1,17$ см², в болване высотой

35 мм — $F_{\text{вент}} = 1,03 \text{ см}^2$ и в болване высотой 30 мм — $F_{\text{вент}} = 0,89 \text{ см}^2$ зафиксирована более высокая поверхностная твердость отпечатков от этих болванов в форме. Результаты этих опытов представлены кривой $abde$ (рис. 6). Отрезок de иллюстрирует резкое повышение поверхностной твердости при наличии вентиляции.

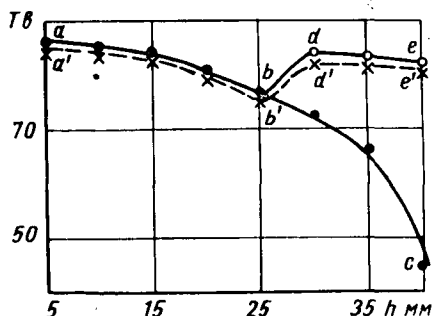


Рис. 6.

Было исследовано влияние изменения площади вентиляции болванов на поверхностную твердость отпечатков в форме. Результаты опытов позволяют заключить, что оптимальная площадь вентиляции болвана

$$F_{\text{вент}} = \frac{V_{\text{болв}} (1,0 \div 1,2)}{100} \text{ см}^2,$$

где $V_{\text{болв}}$ — объем болвана в см^3 , и что, изменяя площадь вентиляции болвана, можно регулировать твердость набивки отпечатка в форме.

Результаты опытов по исследованию влияния вертикальной стенки, расположенной в непосредственной близости от болванов, на уплотнение этих болванов показаны кривой $a'b'd'e'$ (рис. 6). Условия опытов те же, что и при исследовании зависимости, выраженной кривой $abde$. Как видно, вертикальная стенка, расположенная в непосредственной близости от глухих болванов, весьма незначительно ухудшает качество их уплотнения и может рассматриваться как вполне приемлемый элемент реальных моделей, формуемых ствольным пескострельным способом.

При рассмотренном уплотнении болванов (кривая $abde$ на рис. 6) была изготовлена партия форм и эти формы были залиты чугуном марки СЧ 18-36. Температура заливки 1350° .

Разметка полученных отливок показала, что по отклонениям от размеров моделей все болваны с большим запасом укладываются в пределы допуска 7-го класса точности. Визуальное обследование отливок, полученных в верхней полуформе, позволило обнаружить небольшие ужимки между самыми низкими болванами. Причиной этому явилась, очевидно, слишком плотная набивка в этом месте формы.

Рассмотренные варианты моделей с болванами были взяты в качестве примера для проведения экспериментов по уплотнению форм методом чистого прессования плоской колодкой для сравнения с результатами уплотнения при формовке этих же моделей методом ствольного надува.

Результаты прессования плоской колодкой форм с моделью без вертикальной стенки показаны кривой 2 (рис. 7). Удельное давление прессования $p_{\text{уд}} = 25,5 \text{ кг/см}^2$. Кривая 1 — кривая $abde$, взятая из рис. 6, характеризующая уплотнение тех же болванов методом ствольного надува. Из этих кривых видно, что ствольный способ формовки превосходит метод чистого прессования плоской колодкой даже при удельном давлении прессования $25,5 \text{ кг/см}^2$ и фактически не уступает прессованию при уплотнении низких болванов.

Результаты прессования плоской колодкой форм с моделью, имеющей высокую вертикальную стенку в непосредственной близости от болванов, представлены кривой 2' на рис. 7. Удельное давление прессования $p_{\text{уд}} = 25,5 \text{ кг/см}^2$. Кривая 1' — это кривая $a'b'd'e'$ на рис. 6, характеризующая уплотнение тех же болванов методом ствольного надува. Из этих кривых видно, что ствольный способ позволяет получить значительно более высокое уплотнение болванов, расположенных непосредст-

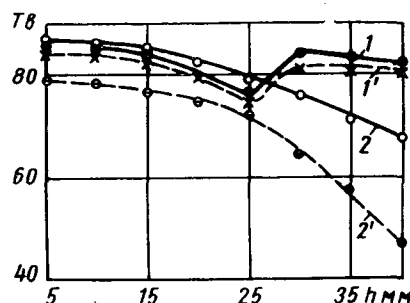


Рис. 7.

венно около вертикальной стенки модели, чем метод чистого прессования даже при удельном давлении прессования $25,5 \text{ кг/см}^2$.

Кривые 2 и 2' на рис. 7 показывают, что для метода чистого прессования плоской колодкой вертикальная стенка модели вблизи уплотняемых болванов является существенным препятствием на пути к получению удовлетворительно уплотненной формы, в то время как для ствольного метода наличие вертикальной стенки практически не является отрицательным (кривые 1 и 1' на рис. 7).

На основании проведенного исследования можно полагать, что метод ствольного надува найдет применение для уплотнения форм размером до $500 \times 600 \text{ мм}$ и высотой до 250 мм . В пределах этого габарита могут формироваться, например, такие автомобильные детали, как корпус масляного насоса, корпус масляного фильтра, корпус водяного насоса, картер компрессора, шкив вентилятора, впускные и выпускные трубы, кронштейны и др.

УДК 629.113:673.004.18

Из опыта экономии цветного металла в массовом производстве

С. Е. ВОРОНИН

Заволжский моторный завод

В АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности все шире применяется фасонное алюминиевое литье. Так, например, на четырехцилиндровом двигателе автомобиля «Волга» применяется до 52 кг фасонных алюминиевых отливок, а на восьмицилиндровом двигателе применяется уже 85 кг. Из алюминиевых сплавов отливается блок цилиндров, головки блока и другие сложные детали. Ранее вес изделия снижался за счет перевода чугунных деталей на алюминиевые, а в настоящее время снижается и вес алюминиевых деталей, так как вопрос экономии цветного металла имеет большое народнохозяйственное значение.

Коллектив литейщиков Заволжского моторного завода ежегодно добивается в своей работе экономии металла. Только в 1964 г. за счет рационализаторских предложений сэкономлено более 100 т дорогостоящего цветного металла. Кроме того, за счет правильной организации сбора отходов цех получает ежегодно десятки тонн металла, который вновь идет в производство.

В литейном цехе по производству фасонного литья, как известно, получаются еще большие отходы, часть которых используется в производстве, а часть идет в «отвал». При изго-

товлении 1 т годного алюминиевого фасонного литья в кокиль основные отходы составляют (в кг):

Горелый песок	200
Сливы, сплески, литники и брак по отливкам	500
Каркасная проволока	18
Шлак, модификатор	25
Стружка	20

На плавильном участке в процессе приготовления рабочего сплава и его доводки образуются шлак и модификатор, в которых содержатся включения алюминия. При заливке деталей получаются сливы, сплески металла и отходы стержней с каркасами. На выбивке песчаных стержней из отливок с горелой землей в отходы попадают металлические каркасы и цветной металл. На обрубном участке образуются литники, брак отливок, мелкие обрезки, стружка и небольшая часть каркасов. В стержневом отделении в отходы в основном идут бракованные стержни, в которых имеются каркасы и цветной металл, применяемый для скрепления узлов стержней.

Такие отходы, как модификатор, шлак, стружка, собираются на участках и сдаются на дальнейшую переработку. Каркасная проволока, поддающаяся рихтовке, идет вновь на каркасы, другая часть, не рихтуемая, сдается на переработку. Сливы и сплески, мелкие обрезки и металл, применяемый для скрепления узлов стержней, литники и брак отливок применяются вновь при приготовлении рабочего сплава.

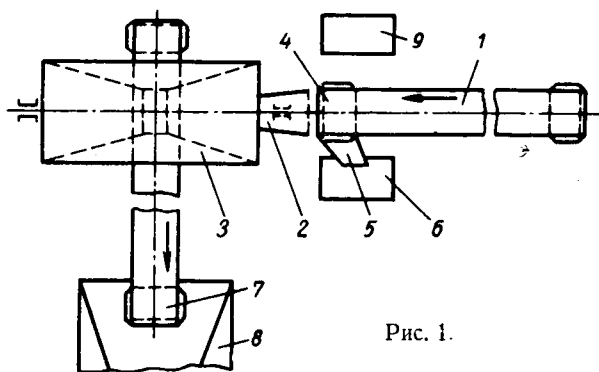


Рис. 1.

С целью правильного сбора и разделения металлических отходов от неметаллических предусмотрены специальные системы на стержневом участке при выбивке песчаных стержней и на других участках.

Типовая схема такой системы приведена на рис. 1. Отходы производства ленточным транспортером 1 и по склизу 2 подаются в размолочный барабан 3. Часть каркасов (свободных от стержней) до барабана отбираются магнитным сепаратором 4 и по склизу 5 собираются в ящике 6. В размолочном барабане песчаные стержни подвергаются дроблению. Песок через отверстия в кожухе барабана просыпается на ленточный транспортер 7, а затем в бункер 8, из которого идет в «отвал». Каркасная проволока и алюминий выбираются из барабана, разделяются и направляются в ящике 9 в производство. Для разделения каркасной проволоки от алюминия можно применить магнитную шайбу. С помощью таких систем ежедневно отбирается до 200 кг цветных отходов (без литников и брака) и до 1000 кг каркасов. В шихте для приготовления рабочих сплавов предусматривается до 50% использования алюминиевых отходов.

Изменение конструкции деталей с целью уменьшения веса в массовом производстве дает основную экономию металла. Если, например, на поршнях цилиндров для грузовых и легковых автомобилей уменьшить вес детали хотя бы на 10 г, то экономия цветного металла по стране будет составлять ежегодно десятки тонн.

Технологи литейного производства в содружестве с конструкторами провели ряд конструктивных изменений в деталях. Вес корпуса масляного насоса рационализаторы сумели уменьшить на 4 г путем изменения конструкции фланца.

В крышке распределительных шестерен новаторы изменили конструкцию детали таким образом, что она стала весить на 6 г меньше, кроме того, прибыль была уменьшена на 400 г, что сэкономило до 6 т цветного металла в год.

Немалый резерв в экономии металла лежит в совершенствовании технологии. Коллектив литейщиков внедрил в производство ряд мероприятий по снижению угара металла при пла-

ке, снижению брака, уменьшению расхода металла на литниковые системы, переводу с одного метода заливки на другой, более прогрессивный. В производстве алюминиевых сплавов такие элементы, как медь, марганец, вводятся в сплав в виде лигатуры для быстрее и полного расплавления. Для приготовления лигатуры требуется кропотливая работа — подготовка исходных материалов, загрузки шихты, плавка и разливка лигатуры.

Приготовленная лигатура после остывания идет в шихту рабочего сплава, где вновь подвергается плавке с вторичным угаром. Было предложено вводить марганец и медь непосредственно в рабочий сплав без приготовления лигатуры. Для этого брался марганец MnO , электролитная медь, разрезаемая впоследствии на мелкие куски. Опытные плавки дали положительные результаты — сплавы получались с требуемым химическим составом. Новая технология дала около 20 т экономии цветного металла в год и ликвидировала трудоемкие операции. Всего за год было сэкономлено до 25 000 руб. Для экономии металла на заливке поршней внедрена новая литниковая система.

На рис. 2, а показана отливка с литниковой системой до изменения, а на рис. 2, б — после изменения. Новая литниковая система, не ухудшая качества поршней, дает в год до 50 т экономии цветного металла.

На заводе технологами разработана рациональная конструкция литниковой системы, на которую расходуется на 30–50%

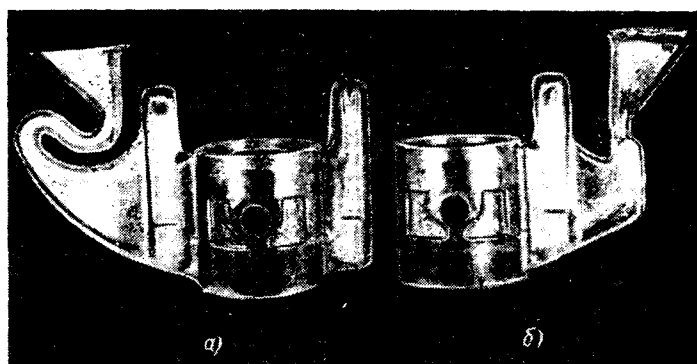


Рис. 2.

металла меньше, чем на обычные (применяемые). При новой литниковой системе металл подводится непосредственно в прибыль по системе чаша—стояк—прибыль—отливка, за счет чего уменьшаются объем прибыли и высота стояка.

Новая литниковая система внедрена на группе отливок весом от 100 г до 1,5 кг. По патрубку водяного насоса на обычную литниковую систему (рис. 3, а) расходовалось 900 г цвет-



Рис. 3.

ного металла. Кроме того, был повышенный брак по усадочным раковинам в крепежных бобышках. Применение прогрессивной литниковой системы (рис. 3, б) снижает расход металла на литниковую систему до 700 г и анулирует брак по спаю, недоливкам, усадочным раковинам в бобышках.

В 1964 г. в цехе при переплавке брака было потеряно на угаре до 70 т цветного металла. Существует прямая зависимость экономии металла от брака — чем меньше брак, тем меньше потеря металла. Для снижения брака совершенствуется технология производства отливок на всех операциях: плавке, залив-

ке, выбивке песчаных стержней, обрезке отливок и термообработке.

При заливке (1 — питатель, 2 — шлаковик) головки блока цилиндров весом 10,7 кг был брак по включениям (рис. 4, а). Изменили литниковую систему (рис. 4, б), и сплав стал поступать в форму с нижней части шлаковика (3 — шлак и окисные пленки) более спокойно, а включения стали задерживаться в верхней части шлаковика. В результате брак был снижен, а годовая экономия металла составила 13 т.

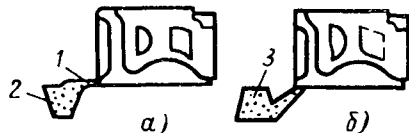


Рис. 4.

Большие резервы по экономии металла заложены в переводе производства отливок на прогрессивные методы литья. На Горьковском автозаводе ряд деталей изготовлялся в земляных формах. При переходе на литье в кокиль на Заволжском моторном заводе была получена значительная экономия металла за счет уменьшения припусков на обработку и более жестких допусков. Характерным примером рационального применения прогрессивных методов получения отливки может служить отливка восьмицилиндрового блока. Сначала блок отливался в земляную форму, отливка при этом имела увеличенный при-

пуск на механическую обработку и технологические приливы, которые удалялись при обработке. Кроме алюминиевого сплава АЛ4 при отливке расходовалось до 3 кг железной проволоки на каркасы в песчаных стержнях.

В результате совместного сотрудничества работников Заволжского моторного завода и Горьковского автозавода была внедрена технология отливки блока в кокиль без песчаных стержней. За счет уменьшения припуска на обработку, точности выдерживания габаритных размеров и уменьшения величины технологических приливов вес блока уменьшился на 8 кг и анулировался расход проволоки на каркасы. При отливке блока литьем под высоким давлением вес его снизился до 29 кг за счет минимальных припусков на обработку, а также за счет получения крепежных отверстий и масляных каналов в литье.

На некоторых отливках коэффициент использования металла литьем в кокиль равен 0,93 и литьем под давлением — 0,96. Такой коэффициент показывает, что получение литейных заготовок прогрессивными методами дает большие преимущества: заготовка по размерам приближается к готовой детали и это до минимума снижает отходы металла.

С целью экономии сплава на заливке внедряются автоматические дозаторы итальянской фирмы Сфеат и отечественного производства АДУ-1, АДУ-2 конструкции ИИИТАвтопрома (экономия за счет точности дозирования).

Большие резервы по экономии металла заложены в новом виде производства отливок — литьем под низким давлением. За счет уменьшения расхода металла на отливку, литниковую систему, сливы, сплески и за счет снижения брака выход годного литья увеличивается до 70—80%.

УДК 629.114.4:672.3.001.4

Изменение толщины металла при вытяжке топливного бака грузового автомобиля ЗИЛ-157

Е. М. ДЕВЯТОВА

Московский станкоинструментальный институт

РЕЗУЛЬТАТЫ ряда теоретических исследований [1—3] показали, что растягивающие напряжения по периметру коробчатых деталей неоднородны, причем наиболее напряженными участками являются угловые закругления, а наименее напряженными участками — прямые стенки детали. Поэтому есть основание предположить, что нарушения сплошности металла могут быть в первую очередь на участках закругления коробчатых деталей, в то время как прямые стенки в этом отношении опасности не представляют. Однако практика в ряде случаев показывает обратное.

В 1962—1963 гг. причиной массового брака корпусов топливного бака грузового автомобиля ЗИЛ-157 явился разрыв металла по малой стенке детали. В связи с этим была поставлена задача выявления наиболее деформированных и опасных с точки зрения нарушения сплошности металла зон, могущих возникнуть в детали в процессе ее вытяжки.

Исследование распределения деформаций по периметру корпуса топливного бака производилось с помощью метода делительных сеток, представляющих собой систему круглых ячеек. При проведении исследований на листовые заготовки полубаков методом трафаретной печати были нанесены делительные сетки с диаметром ячеек 20; 15; 10 мм при расстояниях между центрами ячеек соответственно 25; 20; 15 мм. Подготовленные таким образом заготовки штамповались на вытяжном прессе двойного действия «ТОЛЕДО» усилием 440 т в прессовом корпусе автозавода им. Лихачева.

Поверхность каждого отштампованного корпуса бензобака, представляющего собой прямоугольную коробчатую деталь с размерами 944×544×190 мм, была разбита на участки, внутри которых с помощью измерительной линейки с ценой деления 0,1 мм были измерены большие и малые оси эллипсов, получив-

шихся из окружностей в результате пластической деформации. Величины главных деформаций в направлении главных осей можно вычислить по формулам

$$\begin{aligned}\epsilon_u &= \ln \frac{d_u}{d_0}; \\ \epsilon_v &= \ln \frac{d_v}{d_0},\end{aligned}\quad (1)$$

где d_0 — начальный диаметр сетки;

d_u, d_v — диаметры большой и малой осей эллипсов, соответствующих наибольшей и наименьшей деформации.

Критерием оценки характера деформированного состояния, возникающего в процессе вытяжки корпусов топливного бака, предложен коэффициент m [4], значение которого можно представить в виде

$$m = \frac{2\epsilon_v + \epsilon_u}{2\epsilon_u + \epsilon_v}. \quad (2)$$

Анализ проведенных измерений и расчетов показал следующее:

1. В зонах закруглений корпуса топливного бака наблюдается растяжение со сжатием (с преобладанием последнего), в результате чего имеется утолщение металла и разрывов не происходит. Среднее значение коэффициента m равно в этом случае 1,2.

2. Малая стенка корпуса топливного бака находится в условиях растяжения и сжатия, причем преобладает растяжение.

Сжатие имеется по всей ширине стенки, в зоне, близкой к переходу ее во фланец детали. Среднее значение коэффициента m равно в этом случае 0,2—0,3.

3. Большая стенка корпуса топливного бака находится в условиях одноосного растяжения. Сжатие наблюдается лишь на небольших участках перехода зоны закругления детали в большую стенку. Среднее значение коэффициента m равно в этом случае 0,3—0,4.

4. Зона перехода участка закругления топливного бака в дно находится в условиях равномерного двухосного растяжения. Среднее значение коэффициента m равно в этом случае 0,9—1,0.

5. Зона перехода участков закругления малой и большой стенок топливного бака в дно находится в условиях неравномерного двухосного растяжения. Среднее значение коэффициента m равно в этом случае 0,5.

Потеря устойчивости при одноосном растяжении наступает, как правило, значительно раньше, чем при двухосном равномерном растяжении, так как максимальная логарифмическая деформация по толщине при одноосном растяжении в 2 раза меньше, чем при двухосном [4]. Вследствие этого, возникновения разрывов металла следует, очевидно, ожидать на большой и малой стенках корпуса топливного бака.

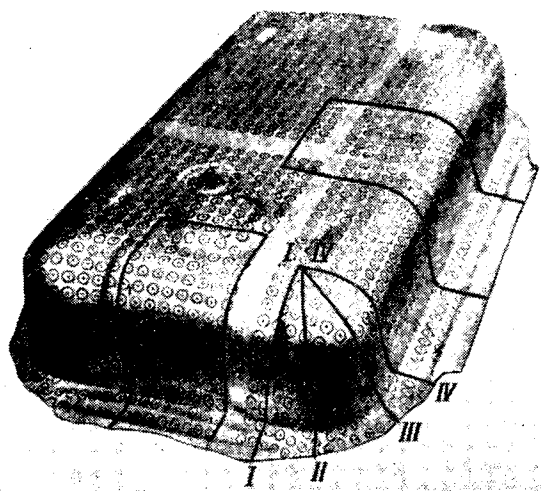


Рис. 1. Участки наибольшей деформации, толщина которых измерялась по периметру.

Чтобы убедиться в правильности сделанных предположений, было проведено исследование характера изменения толщины металла в зонах наибольших деформаций, выявленных методом делительных сеток. Для этого из малой и большой стенок, а также из зоны закругления топливного бака были вырезаны участки (рис. 1), толщина которых измерялась по всему периметру игольчатым микрометром с интервалом 3 мм (число измерений n). На основе полученных измерений были построены графики изменения толщины металла t_1 (рис. 2) в сравнении с номинальной толщиной $t_{ном}$.

Анализ графиков показывает, что максимальной степени утонение металла действительно достигает на малой и большой стенках корпуса топливного бака (рис. 2, а, б). В зоне углового закругления деформации металла по толщине значительно меньше (рис. 2, в, г, д, е).

Абсолютные значения толщины металла на малой и большой стенках корпуса топливного бака достигают 0,9—0,95 мм, в зоне равномерного растяжения углового участка 1,05—1,1 мм, в то время как толщина исходного металла составляет 1,2 мм.

Исследования микроструктуры металла в наиболее деформированных зонах корпуса топливного бака показали, что степень вытянутости зерен наибольшая в тех образцах, которые взяты из малой и большой стенок детали.

Такое парадоксальное на первый взгляд явление объясняется тем, что при вытяжке корпуса топливного бака формообразование большой и малой стенок происходит при помощи перетяжных порогов, которые отсутствуют на участках закругления. Интенсивное изменение толщины металла в указанных зонах в значительной мере определяется усилием прижима, ве-

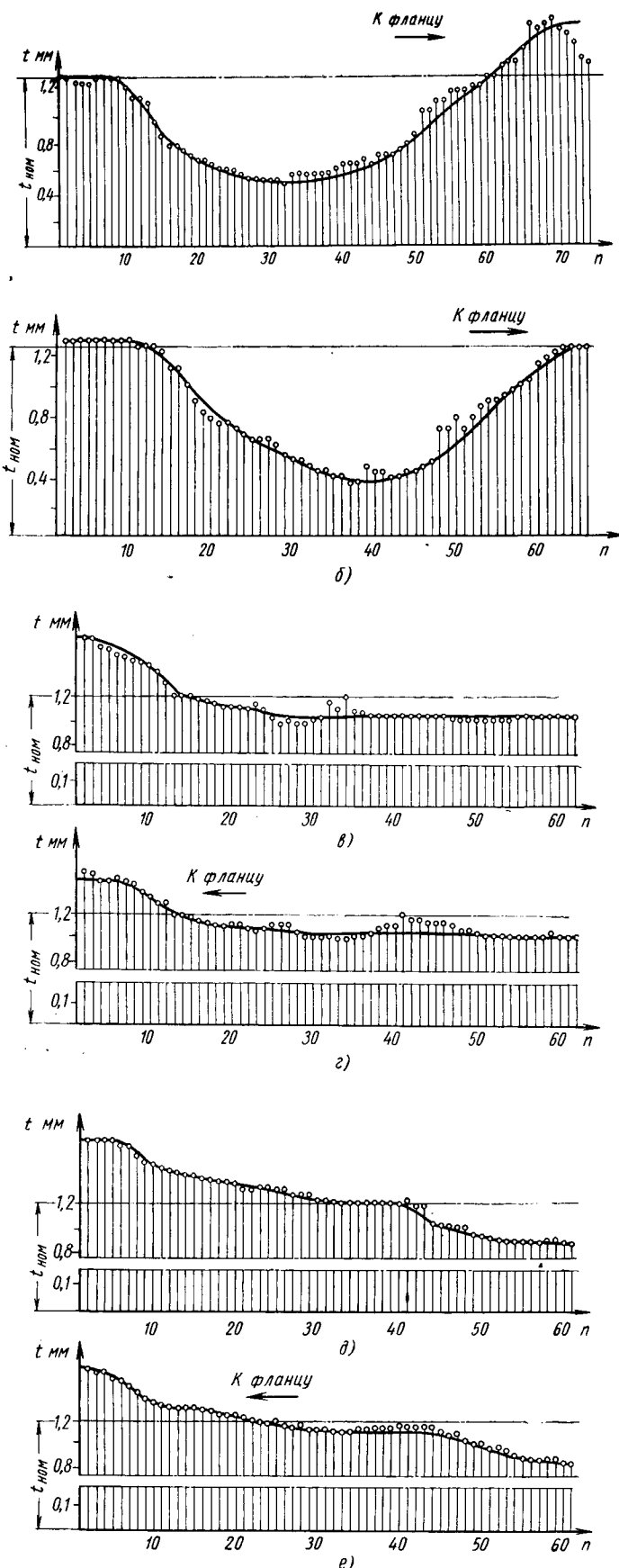


Рис. 2. Изменение толщины металла в процессе вытяжки топливного бака:

а — на малой стенке; б — на большой стенке; в — в сечении I—I (рис. 1); г — в сечении IV—IV; д — в сечении II—II; е — в сечении III—III.

личину которого в настоящее время проконтролировать невозможно.

Принимая во внимание количество рекламаций, поступающих на автозавод им. Лихачева от различных организаций по причине малой прочности и эксплуатационной надежности топливных баков, следует отметить, что в листоштамповочных цехах необходимо наладить тщательный контроль толщины металла в наиболее деформированных зонах деталей [5], а также разработать и ввести в производство технологические нормы, лимитирующие предельную степень утонения металла в наиболее деформированных зонах листоштампованных деталей, получаемых глубокой вытяжкой.

Это позволит значительно сократить случаи выхода из строя топливных баков в процессе эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Романовский В. П. «Вестник машиностроения», 1953, № 7.
2. Шофман Л. А. Теория и расчеты процессов холодной штамповки. Машиностроение, 1964.
3. Алтыкис А. В. «Вестник машиностроения», 1953, № 12.
4. Томленов А. Д. Механика процессов обработки металлов давлением. Машгиз, 1963.
5. Мещерин В. Т., Девятова Е. М. «Автомобильная промышленность», 1965, № 7.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.43.068

БОРЬБА СО «СМОГОМ» В США¹

ПРЕЗИДЕНТ США просил конгресс ассигновать 24 млн. долл. в 1965—1966 финансовом году, необходимых для борьбы со «смогом» — отравлением воздуха отработавшими газами автомобильных двигателей. Ежедневное выделение этих газов по всей стране достигает 300 000 т, что, по мнению президента, угрожает здоровью нации. Это официальное заявление означает, что автомобильные компании обязаны добиться снижения вредности отработавших и картерных газов, что в настоящее время уже получило силу закона.

Мероприятия по борьбе со «смогом» будут стоить немалых денег владельцам автомобилей: здесь и некоторое ухудшение экономичности двигателей, и необходимость обязательно устанавливать устройства для очистки отработавших газов на все модели автомобилей, выпущенных позже 1955 г., и прохождение в обязательном порядке осмотра и обслуживания систем очистки. В течение пяти лет эти мероприятия должны стать по закону обязательными не только для Калифорнии, но и по всей территории США, несмотря на то, что сейчас от «смога» особенно страдают лишь несколько городов: Лос-Анжелос, Нью-Йорк, Чикаго, Вашингтон.

Первая система принудительной вентиляции картера (ПВК) появилась на американских моделях в конце 50-х годов; в 1961 г. по закону штата Калифорния она должна была устанавливаться на всех новых моделях в этом штате, затем — в штате Нью-Йорк, а в 1963 г. автомобильные компании стали устанавливать ПВК на всех массовых моделях автомобилей. Эта очень простая система позволила приблизительно на $\frac{1}{3}$ уменьшить загрязнение воздуха и обходилась покупателю в 7 долл. Однако, когда в 1963 г. в Калифорнии законодательно была определена необходимость установки ПВК на все модели, выпущенные позже 1955 г., это вызвало сильнейшие протесты покупателей и на закон был наложен мораторий, так что эта проблема была разрешена неполностью.

Система ПВК работает ненадежно, так как дозирующий клапан, установленный в трубке, соединяющей полость картера с засоре-

нию, что приводит в конечном счете к ухудшению экономичности, усилению неравномерности работы двигателя на холостом ходу и даже к выбрасыванию масла через маслозаливной патрубков. Применение полностью герметичной системы вентиляции картера может привести к еще более серьезным осложнениям, вызванным замасливанием карбюратора, пропуском масла сальниками, коррозией картера и т. п.

Очистка систем ПВК через 10 000 км и частая смена недостаточно надежных дозирующих клапанов стоимостью 3,5 долл. не решают проблемы, так как очень многие владельцы автомобилей своевременно их не обслуживают.

Начиная с 1963 г., Крайслер, а позже Форд начали устанавливать в системе ПВК дозирующие самоочищающиеся клапаны новой конструкции (рис. 1),

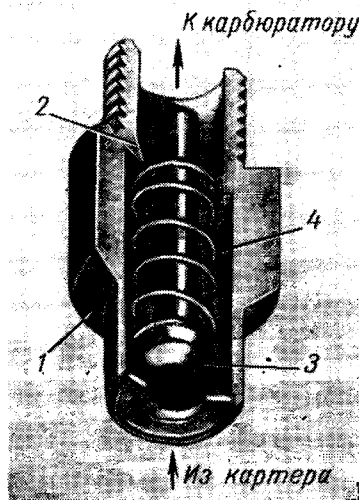


Рис. 1. Самоочищающийся клапан системы принудительной вентиляции картера: 1 — корпус; 2 — отверстие; 3 — плунжер; 4 — пружина.

способные работать без загрязнения около 60 000 км. Установка таких клапанов на старые модели может быть произведена практически без переделок существующих систем ПВК, и компании счита-

ют, что клапаны нужно заменять не чаще 1 раза в год.

Однако борьба с выделением картерных газов и усовершенствование систем принудительной вентиляции картера — лишь часть проблемы «смога». В настоящее время в Калифорнии принят закон, по которому, начиная с 1966 г., содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах автомобильных двигателей не должно быть более 0,0275%, а содержание окиси углерода — не более 1,5% (против соответственно 0,9 и 3,5% в настоящее время). Это, безусловно, потребует установки дожигателей в системе выпуска газов или большей интенсификации процесса сгорания в самих цилиндрах двигателей.

Намечается два пути решения этой задачи. Компании Форд, Дженерал Моторс и Америкэн Моторс считают возможным установить систему дожигания отработавших газов, состоящую из воздушного компрессора с ременным приводом, который подает чистый воздух под давлением через систему воздухопроводов и отверстий в зону, расположенную непосредственно за выпускными клапанами (рис. 2). Здесь при избытке кислорода и

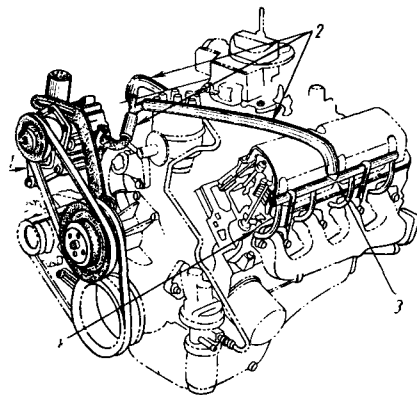


Рис. 2. Система дожигания продуктов сгорания двигателя Форд:

1 — воздушный компрессор; 2 — воздухопровод; 3 — распределительный воздухопровод; 4 — трубка подачи воздуха в выпускной патрубок.

при температуре около 650° происходит дожигание несгоревших продуктов основного цикла.

¹ «Car Life», august, 1965, стр. 22—24.

Компания Крайслер испытала на моделях 1966 г. другую систему, позволяющую обезвредить отработавшие газы за счет некоторого изменения карбюратора и установки угла опережения зажигания. В карбюраторе применяется автоматическое регулирование положения воздушной заслонки и уменьшение жиклеров холостого хода, а угол опережения зажигания на холостом ходу устанавливается на 5° позже в.м.т. Это позволяет не только улучшить сгорание богатой смеси, но позволяет также и обеднить смесь на холостом ходу.

В случае работы двигателя при глубоком дросселировании (при торможениях) в системе Крайслер вступает в действие автоматический клапан, срабатывающий при разрежении около 500 мм рт. ст. во впускном трубопроводе. В результате устанавливается максимально возможный ранний угол опережения зажигания. Хотя эта система кажется сложной, на деле она оказывается более простой, чем описанные дожигатели, а ее стоимость составляет около 10 долл., т. е. в 2,5—3 раза меньше, чем стоимость дожигателей.

Большая стоимость дожигательных систем объясняется применением воздушного компрессора коловратного типа

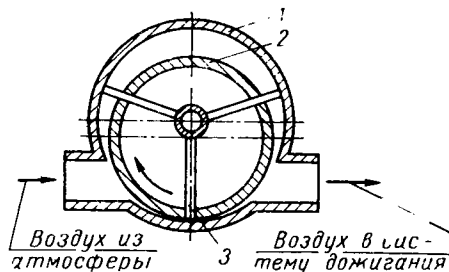


Рис. 3. Воздушный компрессор фирмы Сагинау системы дожигания продуктов сгорания:

1 — статор; 2 — ротор; 3 — лопатка.

производительностью около $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$ при давлении $1,05 \text{ кг/см}^2$ и при максимальной скорости вращения ротора 9000 об/мин (рис. 3). Для смазки применяется термостойкая силиконовая паста,

а обслуживание компрессора заключается лишь в ежегодной смене воздушного фильтра, расположенного на входе в компрессор.

Соперничающие группы считают схемы, предложенные конкурентами, либо слишком дорогими по первоначальной стоимости, либо недостаточно надежными и дорогими в эксплуатации и обслуживании.

В настоящее время в Калифорнии проводится законопроект, по которому ежегодный осмотр и обслуживание систем очистки отработавших и картерных газов с 1966 г. будет производиться только в гаражах, имеющих специальное разрешение, и с обязательной отметкой о прохождении осмотра в документах владельца автомобиля.

Пока в Калифорнии и Нью-Йорке, а затем и по всей стране борьба со «смогом» потребует более тщательного обслуживания автомобилей и дополнительных расходов.

Б. И. ХМЕЛЬНИЦКИЙ

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Л. А. Боришанский, Н. И. Слесаренко, М. Г. Черемных. **Ижевские спортивные мотоциклы. Устройство и эксплуатация.**

Удмуртское книжное издательство, Ижевск, 1964.

В РЕЦЕНЗИРУЕМОЙ книге описаны конструкции спортивных мотоциклов, выпускаемых Ижевским машиностроительным заводом, а также рассматриваются вопросы, связанные с форсированием двигателей, описывается подготовка мотоциклов к спортивным соревнованиям. Предназначена она для широкого круга читателей, но несомненно будет полезна для инженерно-технических работников мотоциклетных заводов, а также и других предприятий, связанных с изготовлением двухтактных карбюраторных двигателей малого литража.

Для конструкторов и испытателей значительный интерес представляет шестая глава книги, в которой рассматриваются пути повышения мощности двухтактных мотоциклетных двигателей.

В книге приводятся основные размеры, параметры и материал деталей кривошипно-шатунного механизма, подшипников и уплотнений, а также деталей трансмиссии Ижевских мотоциклов. Однако, несмотря на несомненную ценность, книга лишена и существенных недостатков. Теоретические положения, касающиеся главным образом рабочего процесса двигателя, изложены запутано и неверно. Так, например, ряд замечаний вызывает индикаторная диаграмма двухтактного двигателя, помещенная на рис. 59. Ознакомление с цифровыми данными системы координат PV этой диаграммы и анализ ее участка, соответствующего выпуску и продувке, указывают на несоответствие этой диаграммы действительности.

Объясняя принцип работы двухтактного мотоциклетного двигателя, авторы пользуются только одной разверткой поверхности цилиндра по окнам газораспределения, изображенной на рис. 8. Развертка снабжена излишне большим количеством таких малопонятных обозначений, как $A, A_1, A_2, A_3, B, B_1, B_2$ и др., признанных, очевидно, пояснять рабочий процесс двигателя при различном положении поршня в цилиндре. Авторы не пользуются в тексте изображенной на этом же рисунке схемой двухтактного мотоциклетного двигателя. Это затрудняет и усложняет понимание материала даже у подготовленного читателя.

Непонятно, почему индикаторная диаграмма рассматривается в шестой главе, посвященной повышению мощности мотоциклетных двигателей.

Некоторые, кажущиеся безапелляционными, утверждения авторов в действительности часто являются спорными, а иногда и просто ошибочными. Так, например, на стр. 144, отмечая преимущества продувочных каналов цилиндра, выполненных по типу сужающегося конического сопла, авторы пишут: «высокая скорость делает продувочный поток более плотным.., что позволяет пробить массу отработанных газов над поршнем и мешает им проникнуть в кривошипную камеру». Утверждение, что высокая скорость делает поток более плотным, противоречит основному закону Бернулли для жидкостей и газов. Кроме того, при продувке скорость продувочного потока не может оказать влияния на попадание отработавших газов в кривошипную камеру. При этом при прочих равных условиях попадание отработавших газов может быть уменьшено путем повышения давления продувочной смеси и увеличения предварения выпуска. Далее, на стр. 158 читаем: «При одинаковой степени сжатия и других равных условиях склонность двигателя ИЖ-56 к детонации уменьшается при применении вихревой камеры сгорания типа «жокейский картуз». Сравнительные стендовые испытания двигателей ИЖ-56, а также и других двухтактных двигателей этого типа, проведенные, например, в ЦКЭБ Мотоцикlostроения, позволяют утверждать, что при умеренной степени сжатия и прочих равных условиях головки цилиндров, у которых сфера сдвинута относительно продольной оси цилиндра, по своим антидетонационным качествам практически равноценны по сравнению с головками цилиндров, имеющими сферическую камеру сгорания. Возможно, что головки цилиндров типа «жокейский картуз» имеют преимущество в двигателях высокофорсированных по степени сжатия. Однако для подтверждения этого требуется проведение сравнительных стендовых испытаний.

Для мотоциклетных двигателей ИЖ-344 со степенью сжатия $E=17$ в качестве топлива авторы рекомендуют бензин Б-95 (стр. 159). Сомнительно, чтобы двигатели воздушного охлаждения с такой высокой степенью сжатия могли работать без детонации на бензине Б-95. Обычно для двигателей, высокофорсированных по степени сжатия, например, гоночных лодочных моторов «Дельфин» РМ-175, имеющих степень сжатия $E=16,7$, в качестве топлива используется смесь метилового

спирта (метанола) с касторовым маслом в соотношении 20 : 1. Иногда подобные высокофорсированные двигатели работают на смесях, состоящих из бензина, бензола и метанола.

Некоторые вопросы в книге излагаются противоречиво. Так, например, на стр. 137 авторы указывают: «...относительная ширина — определяется (И. Т.) отношением ширины окна к длине окружности по зеркалу цилиндра». В таблице, помещенной на этой же странице, относительная ширина окна приводится в долях от диаметра цилиндра.

В таблице, приведенной на стр. 159, указано, что для двигателей спортивного мотоцикла ИЖ-60 при работе на бензине Б-70 допустима степень сжатия $E=9$. Однако на стр. 160 авторы указывают, что при степени сжатия $E=9$ двигатель ИЖ-60 работает без детонации на бензине Б-95. Также спорным является и утверждение авторов, что: «Наиболее рациональным путем повышения мощности двигателя является увеличение ширины выпускного окна при сохранении его высоты».

Некоторые скоростные характеристики, объединенные авторами в один общий график, по которому затем они делают вывод о влиянии на мощностные показатели двигателя изменения конструктивного элемента той или иной основной детали двигателя или обслуживающего его прибора, подобраны неверно или недостаточно продуманно. Так, например, поясняя влияние объема кривошипной камеры на мощностные показатели двигателя, авторы на рис. 71 для сравнения приводят скоростные характеристики трех двигателей спортивных мотоциклов ИЖ-61К, ИЖ-347 и ИЖ-60, имеющих различные объемы кривошипных камер. Эти двигатели, как утверждают авторы, имеют одинаковые: «параметры — диаметр цилиндра, ход поршня, фазы газораспределения». Далее читаем: «Испытания указанных двигателей проводились на стенде при одинаковых условиях, а именно: степень сжатия, размеры диффузора карбюратора, опережение зажигания были постоянными». Поэтому анализ скоростных характеристик этих двигателей, приведенных на рис. 71, создает впечатление, что изменение только одного параметра — уменьшение объема кривошипной камеры при всех прочих равных условиях позволило повысить максимальную мощность двигателя ИЖ-347 на 3,5 л. с. по сравнению с двигателем ИЖ-60. Однако ознакомление с табл. 1 и 19, а также с данными, помещенными авторами на стр. 135, показывает, что двигатели, скоростные характеристики которых приведены на этом графике, отличаются не только объемом кривошипной камеры, но и некоторыми другими параметрами, существенно влияющими на максимальную мощность двигателя.

На стр. 144 приведен график, иллюстрирующий влияние формы и конструкции продувочных каналов мотоциклетного двигателя ИЖ-56 на его мощностные показатели. Помещенные на этом графике кривые, как указывают авторы, были получены при испытании на одном и том же картере двигателя двух цилиндров, которые «при всех прочих равных условиях» отличались друг от друга только различным конструктивным выполнением продувочных каналов: «У первого варианта окна и каналы круглого постоянного сечения по всей длине, а у второго — окна выполнены прямоугольными, а каналы — в виде сужающихся конусов с переменным сечением». Однако ознакомление с развертками и чертежами (рис. 68) этих двух вариантов цилиндров двигателя ИЖ-56 показывает, что они отличаются друг от друга не только формой и конструкцией продувочных каналов, но и величинами всех фаз газораспределения, а также конструкцией и размерами впускных патрубков. Поэтому в данном случае трудно представить, какие параметры оказали большее влияние на мощность двигателя. Неправильно также подобраны и скоростные характеристики для графика, помещенного на рис. 73. На этом графике, иллюстрирующем влияние конструкции глушителя на работу двигателя, «представлены результаты испытания двигателей ИЖ-57 и

ИЖ 65 с различными конструкциями выпускных систем». На основании приведенного графика авторы делают вывод, что «при работе с глушителем, конструкция которого показана на рис. 72, а (это глушитель мотоцикла ИЖ-55—И.Т.), мощность и крутящий момент двигателя значительно меньше, чем при глушителе, показанном на рис. 72, б (глушитель мотоцикла ИЖ-57М — И.Т.)». Заметим, что двигатели спортивных мотоциклов ИЖ-55 и ИЖ-57 отличаются не только конструкцией выпускной системы, но и многими другими деталями, например, конструкцией цилиндра и т. д., и поэтому имеют различную техническую характеристику.

Объясняя на стр. 142 влияние на мощностные показатели двигателя длины впускного патрубка, авторы указывают, что «при коротком патрубке точка, соответствующая максимальной мощности, смещается в сторону более высоких оборотов, а при длинном — в сторону низких». Однако график, который авторы для подтверждения этого приводят на рис. 67 (кривые 3 и 2), показывает обратное.

Некоторые разделы книги написаны излишне схематично, поверхностно. Так, например, очень бегло описан такой практически важный раздел как электрооборудование мотоциклов. В книге авторы часто приводят неточные определения и формулировки тех или иных положений. В конечном итоге это может привести к ошибочным представлениям. Так, например, на стр. 133 указывается, что коэффициент наполнения кривошипной камеры «представляет собой отношение объема всасываемой рабочей смеси, поступающей в кривошипную камеру, к геометрическому объему кривошипной камеры».

Следовало указать, что он представляет собой отношение веса смеси, практически поступившей в кривошипную камеру, к весу смеси, которая могла бы заполнить объем кривошипной камеры, если бы давление и температура в ней равнялись давлению и температуре окружающей среды. Из раздела, посвященного влиянию конструкции и параметров карбюратора на работу двигателя, читателю так и остается неизвестным, почему для двигателей спортивных мотоциклов Ижевского завода диффузор серийного карбюратора К-28Б растачивается на заводе с 24 до 27 мм. На стр. 84 приведена номограмма для определения производительности главного жиклера карбюратора в зависимости от его диаметра. Однако чем вызвана необходимость увеличения пропускной способности главного жиклера карбюратора — непонятно.

Известно, что при выборе оптимальной степени сжатия в первую очередь следует руководствоваться антидетонационными качествами используемого топлива. Однако график, приведенный на стр. 161, которым авторы рекомендуют пользоваться для определения действительной степени сжатия данного показателя топлива, не учитывает этого. Поэтому практического значения он не имеет.

Так как авторы в тексте книги употребляют термины: действительная и геометрическая степень сжатия, то вполне естественно, что их следует разъяснить. При этом необходимо привести формулы, связывающие действительную и геометрическую степень сжатия. Работа выпускной системы двухтактного мотоциклетного двигателя (стр. 149—150) изложена в книге слишком примитивно и не соответствует современным теориям.

Некоторые разделы книги написаны недостаточно доходчиво, а часто и непонятно.

В книге употребляется много нелитературных терминов и выражений.

При подготовке книги к переизданию авторам необходимо переработать ее содержание. Это несомненно позволит существенно улучшить книгу.

И. Н. ТИХОМИРОВ

Центральное конструкторско-экспериментальное
бюро мотоцикlostроения



Повышение долговечности деталей машин поверхностным наклепом. Под ред. И. В. Кудрявцева. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 212 с. (Труды ЦНИИТМАШ. Кн. 108), т. 2500, ц. 1 р. 06 к. в пер.

Результаты исследований проблемы упрочнения деталей поверхностным наклепом и областей его применения. Выбор рациональных режимов упрочнения и соответственной оснастки. Вопросы определения деформаций и остаточных напряжений при пластическом деформировании поверхностных слоев. Эффективность процесса упрочнения в зависимости от характера нагружения, температурных и других эксплуатационных условий.

Для инженерно-технических работников машиностроения.

Погарский Н. А. Универсальные трансмиссии пневмоколесных машин. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 220 с., т. 2000, ц. 84 коп. в пер.

Основы теории и методы расчета универсальных трансмиссий. Исходные данные для создания типоразмерного ряда мотор-колес. Обоснование технико-экономической целесообразности применения на пневмоколесных машинах различного назначения универсальных трансмиссий на базе электромоторных, гидромоторных и турбомоторных колес вместо механических трансмиссий.

Для инженерно-технических работников, проектирующих пневмоколесные машины.

Попов В. А. Оснастка автоматизированного холодновысадочного производства. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 176 с., т. 3000, ц. 65 коп. в пер.

Схемы автоматических линий, холодновысадочного производства. Методы расчета, конструирование и технология изготовления холодновысадочного, обрезного и накатного инструмента. Средства механизации транспортных и вспомогательных операций в холодновысадочном производстве.

Для инженерно-технических работников машиностроения.

Райцес В. Б. Технология химико-термической обработки на машиностроительных заводах. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 296 с., т. 5800, ц. 1 р. 05 к. в пер.

Методы химико-термической обработки, рекомендации по их применению на машиностроительных заводах. Способы контроля деталей после обработки. Возможности использования химико-термической обработки в условиях поточно-массового и единичного производства. Перспективы дальнейшего развития различных способов химико-термической обработки.

Для инженерно-технических работников термических цехов машиностроительных предприятий.

Хаяин Н. С., Шерстюк А. Н., Зайченко Е. Н. и др. Наддув и нагнетатели автомобильных двигателей. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 223 с., т. 2500, ц. 84 коп. в пер.

Современное состояние и перспективы применения наддува автомобильных поршневых двигателей. Влияние наддува на рабочий процесс двигателя. Методы и результаты испытаний двигателей с наддувом, агрегатов наддува и нагнетателей автомобильного типа. Методы расчета агрегатов наддува и показателей, двигателей с наддувом. Анализ конструкций агрегатов.

Для инженерно-технических работников автотракторной промышленности и автомобильного транспорта.

Борисов Н. И. Стандартизация параметров автомобилей. М., Изд-во стандартов, 1965. 182 с., т. 3000, ц. 50 коп.

Обоснование и создание типоразмерных рядов легковых и грузовых машин. Анализ и оценка норм и методов их испытаний. Вопросы дальнейшего улучшения стандартизации в автомобильной промышленности.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности.

Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Мельников Г. В. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник для специальности «Двигатели внутреннего сгорания» вузов. Под ред. Н. Х. Дьяченко. Л., Изд-во «Машиностроение», 1965. 460 с., т. 16 000, ц. 1 р. 06 к. в пер.

Устройство и принцип действия двигателей внутреннего сгорания. Теоретические и рабочие циклы двигателя. Описание процессов выпуска и прсдувки двухтактных двигателей. Вопросы смесеобразования, наддува и регулирования. Теория процесса сгорания. Теория турбопоршневых двигателей, их характеристики и режимы работы.

Каргашов И. Н. Организация перехода на новые модели машин без прекращения выпуска. Львов, Изд-во Львовского ун-та, 1965. 240 с., т. 3000, ц. 80 коп. в пер.

Методы перехода на новые модели машин и сопутствующие им мероприятия конструкторского, технологического и планового характера. Организация перемонтажа оборудования, механизации такелажных и монтажных работ.

Для инженерно-технических работников машиностроительной промышленности.

Костюк Б. И. и Носовский И. Г. Износостойкость и антифрикционность деталей машин. Киев, Изд-во «Техника», 1965. 206 с., т. 4000, ц. 49 коп. в пер.

Анализ физических, химических и механических процессов, протекающих в зоне трения в зависимости от условий нагружения, смазочной среды, материалов трущейся пары и методов их обработки. Конструкторские, технологические и эксплуатационные средства борьбы с износом деталей машин.

Для конструкторов и технологов машиностроительной промышленности.

Кривошеев Г. К. и Лебедев В. П. Автомобиль и химия больших молекул. М., Воениздат, 1965. 78 с., т. 10 000, ц. 14 коп.

Физико-химические и механические свойства пластических масс, возможности применения их в автомобилестроении. Эксплуатационные качества пластмассовых автомобильных деталей. Применение других химических материалов для повышения износостойкости и надежности в эксплуатации автомобильной техники. Перспективы получения химическим путем материалов с заданными характеристиками и свойствами.

Для широкого круга работников автомобильной промышленности и автотранспорта.

Медведев Я. И. Газы в литейной форме. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 240 с., т. 3500, ц. 88 коп. в пер.

Анализ явлений, возникающих в литейной форме в результате выделения газов из формовочной смеси. Влияние фильтрационных свойств форм и стержней на газовые потоки, скорость газообразования, газовое давление и образование газовых раковин в отливках. Технологические методы создания направленных газовых потоков. Теоретические расчеты газового режима элементов литейной формы. Рекомендации по борьбе с газовыми дефектами в отливках.

Для инженерно-технических работников литейного производства.

Назаров Г. А. Кузнечно-штамповочные автоматы. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 424 с., т. 5500, ц. 1 р. 48 к. в пер.

Кинематические, киностатические и прочностные расчеты кузнечно-штамповочных автоматов. Конструкции холодновысадочных многопозиционных и однопозиционных, обрезных, резбо-накатных, листоштамповочных, горячевысадочных, универсально-гибочных, пружинонавигационных, цепевязальных автоматов и автоматов-комбайнов. Методы их исследования и испытания.

Для инженерно-технических работников машиностроительных заводов и конструкторских бюро кузнечно-прессового машиностроения.