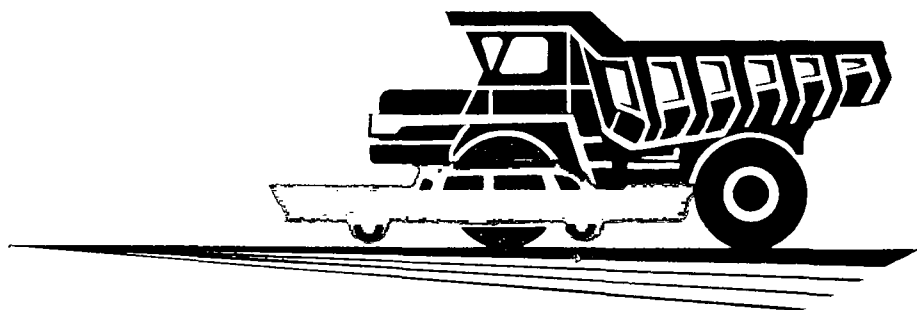


ISSN 0005-2337

А **ВТОМОБИЛЬНАЯ** **ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1979

5



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- В. Д. Безрукавый, А. Т. Богдановский** — Автоматизированные склады комплек-
тующих изделий сборочного конвейера 1

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- М. А. Григорьев, Б. М. Коган** — О разрушении абразивных частиц загрязнения
масла в двигателе 2
- Б. Ф. Лямцев, Е. Н. Зайченко, В. Ф. Крылов, С. А. Бардов, П. Д. Касич** — Особен-
ности подачи масла к узлу подшипников турбокомпрессора при пуске дизеля 4
- А. Я. Тарасов, В. В. Баганов** — Исследование колебаний системы выпуска газов
автомобиля 7

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- М. И. Ипатов** — Некоторые проблемы технико-экономического анализа
проектируемых автомобилей 9
- А. А. Токарев** — Приемистость автомобиля 11
- А. Х. Лефаров** — О затратах мощности при движении автомобиля с блокиро-
ванным межосевым приводом 14
- П. Л. Браильчук, С. С. Малов, В. С. Титаренко, В. Г. Барвинок, А. Ф. Жигарь** —
Приборный контейнер для метрологического обеспечения эксперименталь-
ных исследований 15
- В. С. Устименко, С. В. Платонов** — Вибронагруженность кабины и сиденья води-
теля автомобилей с системой вторичного поддрессоривания 17
- Г. С. Виноградова, В. И. Коноплянко, К. Н. Сачков** — Светосигнальные приборы
автомобилей с управляемым светораспределением 19

ТЕХНОЛОГИЯ

- Г. А. Гороховский** — Полимерные технологические материалы и задачи их внед-
рения в автомобильной промышленности 20
- А. А. Симонов, В. К. Савельев** — Влияние процесса шевингования на цикличес-
кую погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых колес 21
- Ю. Д. Яшин, М. И. Шевченко, Р. М. Гудкова, А. Л. Старикова** — Опыт примене-
ния легкообрабатываемых сталей 23
- И. Л. Беспалый** — Технология электроэрозионного удаления сломенного
инструмента 25
- В. З. Стрелецкий, Б. И. Купчинов, В. П. Игнатов** — Разработка роликов из отходов
древесины и полимеров для ленточных транспортеров 26

ИНФОРМАЦИЯ

- И. А. Зайцев**—Влияние требований безопасности на форму легковых автомобилей 27
- В. В. Горбатьюк, В. А. Набоких, Л. М. Регельсон** — Основные тенденции развития
электронных систем управления карбюраторными двигателями 29
- В. П. Кочулов** — Электромобили за рубежом 31
- Б. Д. Колубаев** — Газобаллонные автомобили Японии 33
- А. Н. Саверина** — Механизация и автоматизация сборочных работ в машино-
строении 35
- Р. Т. Халиков** — Семинар по гидромеханическим передачам автомобилей 36
- Н. С. Позднева** — Автомобилестроение за рубежом 37
- Новости в технологии машиностроения за рубежом 38
- Памяти Виталия Андреевича Грачева 40
- Рефераты 3-я стр. обл.

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГЯН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Еченстов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаузов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, Ю. М. Немцов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фигтерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор *Л. П. Гордеева*

Корректор *А. П. Озерова*

Сдано в набор 07.03.79.
Формат 60×90¹/₄.
Тираж 15 449 экз.

Подписано в печать 19.04.79.
Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0.

Т-06377.
Уч.-изд. л. 8,85.

Заказ 900

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

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

Автомобильная промышленность

5
МАЙ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1979

Год издания XLV



УДК 629.113.658.78.06

Автоматизированные склады комплектующих изделий сборочного конвейера

В. Д. БЕЗРУКАВЫЙ, А. Т. БОГДАНОВСКИЙ

Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины

В СВЯЗИ с темпами развития народного хозяйства в десятой пятилетке и все увеличивающимся грузооборотом требуется постоянное совершенствование средств и методов перемещения, а также складирования грузов на базе широкого внедрения комплексной механизации и автоматизации всех технологических процессов и ликвидации тяжелого ручного труда, сокращения числа рабочих, занятых на транспортно-складских работах.

Претворяя в жизнь решения XXV съезда КПСС, коллектив Кременчугского автозавода им. 50-летия Советской Украины разработал и внедрил комплекс автоматизированных складов для комплектующих изделий сборочного конвейера автомобилей КраЗ. Склады размещены во втором ярусе над главным сборочным конвейером, они состоят из подвесных цепных конвейеров толкающего типа, подающих и опускных секций, системы автоматического управления складами и ЭВМ для учета изделий и информации о их наличии в складах.

В целях соблюдения техники безопасности второй ярус отделен от главного сборочного конвейера металлическими сетками, закрепленными на швеллерах. В этом ярусе расположены: склад двигателей, склад колес, склад средних и задних мостов, склад передних мостов, склад раздаточных коробок, склад балансиров, склад колесодержателей, кольцевой раздаточный конвейер, конвейер подачи кабин с окрасочного комплекса на конвейер сборки.

Каждый склад оборудован самостоятельными подвесными цепными конвейерами толкающего типа, предназначенными для транспортирования грузовых тележек; подвесными грузовыми тележками для транспортирования изделий; накопительными линиями для хранения тележек с изделиями по определенному типу исполнения; переводными стрелками, предназначенными для перевода движущихся тележек по заданному маршруту; устройствами для остановки или выпуска подвесных тележек с накопительных линий или на опускную (подъемную) станцию; подъемными (загрузочными) секциями для подъема комплектующих изделий на склад, секциями для опускания комплектующих изделий со склада на конвейер сборки автомобилей в районе их установки на собираемый автомобиль; бес-

контактными датчиками типа БСП, служащими для подачи сигналов о состоянии механизмов и движении тележек соответствующего склада на бесконтактную станцию управления; бесконтактными станциями управления, предназначенными для выполнения всех логических и блокировочных операций по технологическому циклу.

Маршрут следования тележки, т. е. выбор накопительной линии соответствующего склада, задается оператором загрузочной станции с пульта управления в кодированном виде. На тележке имеется адресующее устройство, состоящее из металлических пластинчатых адресатов, которые вводятся в рабочее состояние электромагнитами. Каждый пункт перевода стрелок на накопительную линию склада имеет свой адрес, который задается соответствующей установкой бесконтактных датчиков БСП-2. На этот адрес настраивается адресующее устройство, и тележка при движении сама подготавливает себе путь на заданную адресом-задатчиком накопительную линию, воздействуя металлическими пластинчатыми адресатами на бесконтактные датчики БСП-2, установленные на пути следования (у стрелок).

Вызов тележки с изделиями со склада к сборочному конвейеру осуществляется автоматически, по команде оператора с пультов управления опускных секций.

Цель подвесного толкающего конвейера замкнута и приводится в движение электродвигателями, которые управляются с центрального диспетчерского пульта управления или со станции управления.

Система автоматического управления склада включает в себя центральный пульт управления, пульта управления опускными секциями, бесконтактные станции управления, бесконтактные датчики положения и релейно-контактную силовую аппаратуру.

Центральный пульт управления общий для всех складов. Он оснащен органами управления и мнемосхемой для каждого склада, которая сигнализирует о состоянии механизмов и о наличии изделий на накопительных линиях, об остановках конвейеров и аварийном состоянии механизмов. Бесконтактные станции управления представляют собой шкафы, рамы в ко-

торых выполнены в виде сот, где размещаются блоки.

Блоки управления собирают по функциональному признаку из бесконтактных транзисторных элементов системы «Логика» серии «Логика-Т», они воспринимают командные сигналы от бесконтактных датчиков БСП-2 и с пультов управления, выполняют логические операции и блокировочные зависимости, предусмотренные программой и технологической последовательностью выполнения работ, выдают результирующие усиленные сигналы напряжением 24 В на реле и пускатели, которые установлены на штативах и включают силовые цепи исполнительных механизмов конвейеров, остановов, стрелок. Однотипные блоки, собранные по функциональному признаку из элементов «ЛогикаТ», взаимозаменяемы, что облегчает замену неисправных блоков запасными. Чтобы учитывать наличие изделий на складах, применяют ЭВМ.

До реконструкции сборочного цеха и строительства автоматизированных складов с подвесными толкающими конвейерами комплектующие изделия, необходимые для сборки автомобилей КраЗ согласно сменной программе, хранились частично на стеллажах у сборочного конвейера и в цехах, где они изготовлялись, а также на складских площадках, и подавались к сборочному конвейеру автомобильным транспортом.

В настоящее время все основные (громоздкие) комплектующие изделия завозятся автомобильным транспортом и при помощи загрузочных секций подаются на автоматизированный склад, расположенный над главным сборочным конвейером. Здесь они и хранятся.

Все это позволило повысить ритмичность работы предприятия. Так, в 1973 г., т. е. до реконструкции завода, коэффициент ритмичности выпуска автомобилей был 0,88%, а в 1974 г. и в последующие годы после реконструкции и в связи с вводом автоматизированных складов — повысился до 0,91%. В повышении ритмичности выпуска автомобилей значительная роль принадлежит автоматизированным складам, у которых достаточный запас комплектующих изделий всех выпускаемых моди-

фикаций автомобилей, рассчитанный на двухсменную работу завода. Это дало возможность обеспечить бесперебойную и своевременную подачу необходимых комплектующих изделий непосредственно по команде оператора-сборщика, что значительно улучшило ритмичность работы главного сборочного конвейера. Благодаря наличию подвесных складов и значительной механизации сборочных работ появилась возможность перевести работу главного сборочного конвейера автомобилей с трехсменного на двухсменный режим, что улучшило условия работы трудящихся.

Повысилась культура производства, так как место у сборочного конвейера освободилось от комплектующих изделий, что позволило более рационально использовать площадь сборочного корпуса.

Подача комплектующих изделий подъемной секцией, расположенной вне корпуса, позволила уменьшить содержание вредных газов у рабочих мест, так как уменьшилось количество автомобилей, заезжающих в сборочный цех.

Улучшилось качество хранения комплектующих изделий, так как изделия содержатся в закрытом помещении на индивидуальных подвесных тележках, что исключило их коррозию и удары друг о друга.

Применение автоматизированных складов во втором ярусе сборочного корпуса условно высвободило (исключило строительство) 12000 м² складских помещений, что дало экономический эффект 1,2 млн. руб.

В дальнейшем намечено строительство подвесных толкающих конвейеров, которые будут подавать основные крупные комплектующие изделия с места их изготовления на автоматизированные склады главного сборочного конвейера.

В результате выполнения всего комплекса намеченных мероприятий условно высвободится 154 человека, работающих в складских помещениях и на транспорте, которые были необходимы при существовавших ранее способах хранения и доставки комплектующих изделий.

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

О разрушении абразивных частиц загрязнения масла в двигателе

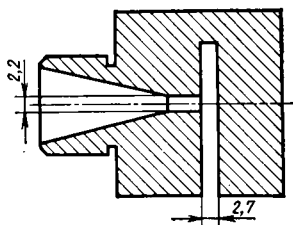
УДК 629.113:621.43.004

Кандидаты техн. наук **М. А. ГРИГОРЬЕВ, Б. М. КОГАН**
НАМИ

В СОВРЕМЕННЫХ автомобильных двигателях в основном (до 80%) износ деталей вызывается абразивными частицами минерального происхождения, содержащими 50—90% кварцевой пыли. Наибольшей абразивной агрессивностью обладают частицы кварца размером 20—40 мкм [1 и 2].

Процесс разрушения частиц размером менее 100 мкм изучен недостаточно, а это затрудняет расчет абразивного износа, обоснование требований к материалам трущихся пар и к гидродинамическим диспергаторам. В связи с этим изучение процессов дробления частиц относительно малых размеров (20—40 мкм) и возникающих при разрушении напряжений в материале частицы и поверхности детали имеет не только теоретическое, но и практическое значение для снижения абразивного износа деталей.

Дробление твердых частиц загрязнений осуществляется в специальных устройствах — гидродинамических диспергаторах, включаемых в систему смазки двигателя [3]. Типичная схема гидродинамического диспергатора приведена на рис. 1. Принцип его действия заключается в том, что струя масла со взвешенными в ней абразивными частицами ударяется о жесткую преграду.



С целью проверки эффективности работы и практического использования гидродинамического диспергатора в НАМИ были проведены его испытания на двух новых серийных двигателях с рабочим объемом цилиндров 4,25 л.

Рис. 1. Схема гидродинамического диспергатора

Испытания проводились по методике РТМ 37.001.013—75 с подачей в картерное масло кварцевой пыли с удельной поверхностью 5600 см²/г (ГОСТ 8002—74). Дисперсионный состав кварцевой пыли приводится ниже.

Интервал диаметра частиц в мкм	0—5	0—10	0—15	0—20	0—25	0—30	Свыше 30
Содержание частиц по массе в %	15	41	63	75	83	88	Остальное

Во время испытаний гидродинамический диспергатор устанавливали в систему смазки двигателя в корпусе центрифуги вместо ее ротора. Масло после гидродинамического диспергатора сливалось в картер двигателя.

Результаты испытаний оценивали тремя способами: микрометрированием, методом искусственных баз и спектральным анализом картерного масла. Скорость истечения масла из сопла диспергатора определяли по гидравлической характеристике. При давлении масла перед соплом 3,2—3,5 кгс/см² скорость истечения струи составляла 23—25 м/с.

Средние значения удельных износов (в мкм/г пыли) деталей двигателей при их работе без средств очистки масла и с различными средствами тонкой очистки масла приведены в табл. 1. Относительные скорости нарастания концентраций элементов в картерном масле двигателя приведены в табл. 2.

Из табл. 1 и 2 видно, что износы, полученные при работе двигателей с гидродинамическим диспергатором и без него, практически одинаковы. При аналогичных испытаниях с использованием вместо диспергатора фильтра тонкой очистки масла происходит значительное (в 10 раз и более) снижение износа деталей (см. табл. 1).

Таким образом, в результате проведенных испытаний на двигателях не получены убедительные доказательства того, что гидродинамический диспергатор снижает абразивный износ де-

Детали	Средние значения износов без средств очистки масла		Средние значения износов с различными средствами тонкой очистки масла				
	с диспергатором	без диспергатора	частично-поточной центрифугой	полнопоточной центрифугой	полнопоточным фильтром с двумя фильтрующими элементами из бумаги № 1	полнопоточным фильтром с двумя фильтрующими элементами и частично-поточной центрифугой	полнопоточным фильтром с фильтрующим элементом из бумаги № 2
Гильзы цилиндров	0,65	0,70	0,13	0,09	0,12	0,07	0,13
Поршневые кольца по радиальной толщине:							
первое кольцо	0,75	0,90	0,10	0,10	0,07	0,05	0,10
второе кольцо	2,00	2,00	0,23	0,12	0,20	0,07	0,21
маслосъемные кольца	2,15	2,00	0,35	0,17	0,31	0,10	0,31
Поршневые кольца по высоте:							
первое кольцо	1,50	1,50	—	—	—	—	—
второе кольцо	2,50	1,50	—	—	—	—	—
Шейки коленчатого вала:							
коренные	1,85	2,90	0,46	0,23	0,26	0,12	0,32
шатунные	0,65	0,65	0,29	0,19	0,19	0,07	0,18

талей. Поэтому целесообразно было проанализировать возможность дробления в диспергаторе применявшейся в испытании кварцевой пыли и, в частности, частиц размером 20—40 мкм.

Таблица 2

Наличие диспергатора	Элементы					
	Железо	Медь	Олово	Хром	Никель	Алюминий
Да	1,00	0,53	0,90	0,95	0,87	1,00
Нет	1,17	0,67	0,65	1,03	1,04	1,00

Экспериментальное исследование минимальной скорости столкновения частиц кварца с жесткой преградой, достаточной для их разрушения, проводилось на специальной установке (рис. 2).

Принцип ее действия аналогичен действию гидродинамического диспергатора и отличается только тем, что для разгонки абразива используется воздух вместо картерного масла. Из баллонов 1 воздух под давлением через газовый редуктор 2, центробежный влагоотделитель 3, силикагелевый осушитель 4 и бумажный фильтр тонкой очистки 5 по трубопроводу 6 подается к эжектору 7. При открытии запорной иглы дозирующего устройства 8 пыль под действием разрежения и собственного веса проходит в эжектор и, смешиваясь с воздухом в смесительной трубе 9, через сопло 10 попадает внутрь корпуса 11. Для получения сверхзвуковых скоростей истечения использовано сопло Лавала. На пути пылевоздушной струи установлена жесткая преграда 12 из твердого сплава Т15К6, о которую уда-

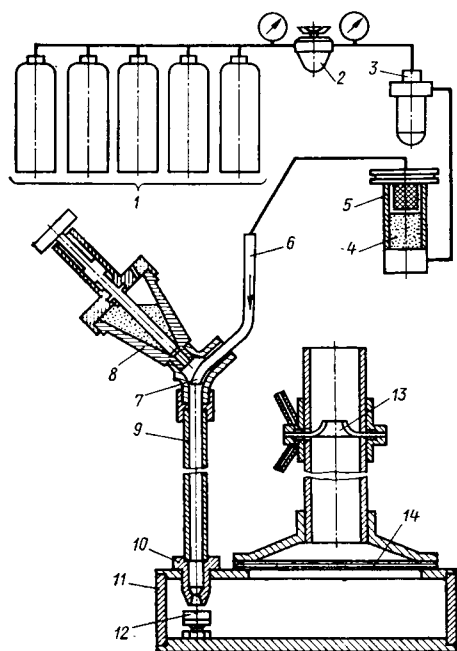


Рис. 2. Установка для разрушения абразивных частиц

ются частицы пыли. Расстояние от среза сопла до преграды составляет 4 мм. Минимальная скорость соударения частиц с преградой, при которой начинается дробление частиц, определяется по изменению удельной поверхности пыли до опыта и после него. Удельная поверхность пыли измерялась на приборе ПСХ-2.

Учитывая, что отношение объема воздуха, проходящего через сопло, к объему подмешанной к нему пыли составляло 2000—6000, на основании положений, указанных в работе [4], принималось, что скорость частиц пыли равна скорости воздушного потока. Скорость истечения пылевоздушной струи из сопла 10 определяли по расходу воздуха, измеряемому в расходомере 13, к которому отработанный воздух попадал через многослойную фильтрующую перегородку 14, выполненную из ткани Петрянова.

Для испытаний использовали кварцевую пыль с удельной поверхностью 5600 см²/г, применявшуюся ранее при испытании гидродинамического диспергатора. Кроме того, были проведены специальные опыты с тонкими фракциями кварцевой пыли, имеющими следующие размеры частиц: 60—80, 20—40, 10—20 и 7—10 мкм.

Результаты экспериментов по определению минимальной скорости столкновения кварцевых частиц с жесткой преградой, достаточной для их разрушения, представлены на рис. 3. Видно, что минимальная скорость столкновения с жесткой преградой, достаточная для дробления кварцевых частиц размером 80, 40, 20 и 10 мкм, составляет соответственно 250, 300, 375 и 425 м/с. Минимальная скорость, достаточная для дробления кварцевых частиц пыли с удельной поверхностью 5600 см²/г, находится в диапазоне 340—380 м/с.

Такие скорости могут быть получены в гидродинамических диспергаторах при давлении масла перед соплом около 1000 кгс/см², что практически неприемлемо для двигателей.

В соответствии с работой [5] напряжение в материале частицы от динамических нагрузок при ударе о жесткую преграду с учетом движущихся масс

$$\sigma_d = \sigma_c \left(1 + \sqrt{1 + \frac{3v^2 E F^2}{4g \gamma \Omega^2}} \right), \quad (1)$$

где σ_c — напряжение в материале частицы от статических нагрузок;

v — скорость частицы в момент столкновения с преградой;

E — модуль Юнга материала частицы;

F — площадь поперечного сечения частицы;

g — ускорение свободного падения;

γ — удельный вес материала частицы;

Ω — объем частицы.

Для относительно малых размеров и больших скоростей частиц, что было характерно для настоящего исследования, формулу (1) можно записать в виде

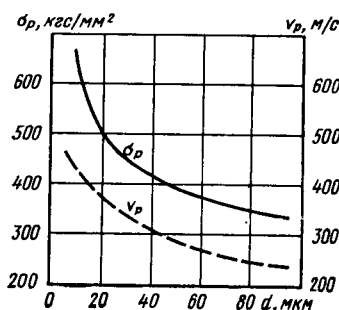


Рис. 3. Изменение разрушающих напряжений и скорости столкновения с жесткой преградой, достаточной для дробления кварцевых частиц в зависимости от их размера

$$\sigma_d = \frac{v}{2} \sqrt{\frac{3\gamma E}{g}} \quad (2)$$

Значения напряжений, вычисленные по этой формуле, меньше в 2 раза, чем рассчитанные по формуле Н. М. Беляева [6], которая не учитывает динамики движущихся масс.

Используя выражение (2) и результаты эксперимента, вычислим значения разрушающих напряжений в зависимости от размера кварцевых частиц (рис. 3). Эмпирическую зависимость разрушающего напряжения от размера кварцевых частиц d в мкм в диапазоне 10—100 мкм в аналитической форме можно представить в виде

$$\sigma_p = 10^3 \left(\frac{1,1}{d^{0,3}} + 0,05 \right) \text{ кгс/мм}^2. \quad (3)$$

Таким образом, для расчета скорости струи масла, достаточной для разрушения монолитных частиц при их столкновении с жесткой преградой, необходимо учитывать зависимость разрушающего напряжения от размера частиц. Разрушающие напряжения увеличиваются с уменьшением размера частиц. Например, для кварцевых монолитных частиц размером 20 мкм они составляют примерно 500 кгс/мм². Полученные эмпириче-

ские зависимости между разрушающим напряжением и размером кварцевых частиц в диапазоне 10—100 мкм могут быть использованы для расчета абразивного износа деталей двигателей. Гидродинамические диспергаторы при использовании их на двигателе практически не могут дробить монолитные твердые частицы загрязнения масла типа кварцевых.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. М., Машиностроение, 1976. 248 с.
2. Тененбаум М. М. Износостойкость конструктивных материалов и деталей машин. М., Машиностроение, 1966. 271 с.
3. Венцель Е. С., Снитковский М. М., Юрьев В. Н. Улучшение свойств смазочных масел при применении в системах смазки гидродинамические диспергаторы. — Вестник машиностроения, 1972, № 10, с. 20—23.
4. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М.—Л., Гостехтеоретиздат, 1951. 511 с.
5. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. М., Наука, 1965. 363 с.
6. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М., Наука, 1965. 856 с.

УДК 621.43.031.3:004.55

Особенности подачи масла к узлу подшипников турбокомпрессора при пуске дизеля

Б. Ф. ЛЯМЦЕВ, канд. техн. наук Е. Н. ЗАЙЧЕНКО,

В. Ф. КРЫЛОВ, С. А. БАРДОВ, П. Д. КАСИЧ

Ярославский моторный завод

ПУСКОВЫЕ режимы дизеля, особенно при отрицательных температурах, оказывают наиболее неблагоприятное влияние на надежность подшипникового узла турбокомпрессора [1]. На этих режимах поступление масла к подшипникам задерживается [2] в связи с гидравлическим сопротивлением маслопроводящих трубопроводов и элементов системы смазки при прохождении по ним масла повышенной вязкости. Такая задержка нарушает гидромеханические условия работы подшипников и, по имеющимся данным [3], вызывает отказы в работе или создает для этого предпосылки. Отсутствие данных по влиянию схем подачи масла к турбокомпрессору и отдельных конструктивных элементов этих схем на условия работы узла подшипников потребовало проведения специальных исследований. При всем многообразии масляных систем [4] в современном двигателестроении наиболее распространены две схемы подачи масла к узлу подшипников турбокомпрессора. Схема А (рис. 1, а), по которой трубопровод, подводящий масло к узлу подшипника, подсоединяется к системе смазки двигателя, снабженной полнопоточным фильтром очистки масла, и схема Б (рис. 1, б), по которой в трубопроводе устанавливался дополнительный фильтр очистки масла. Обе схемы выполняются либо с предварительным прокачиванием системы смазки маслом, либо без него. Схема А применяется на дизелях ЯМЗ-240Н, СМД-60 и большинстве зарубежных двигателей, схема Б — на дизелях ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-238Н, Скания

DS-14 и др. Указанные схемы исследовали в камере холода на специально подготовленных двигателях.

Задержка подачи масла к узлу подшипников турбокомпрессора определяется гидравлическим сопротивлением элементов масляной системы, которое складывается из сопротивлений маслопроводящих каналов и фильтрующих элементов. В известных конструкциях внутренний диаметр маслопроводящих каналов изменяется от 8 до 12 мм. Конструкции применяемых фильтров довольно разнообразны. Фильтрующие элементы изготовляют из фильтровального картона, прессованной древесной муки различной степени измельчения или из металлических сеток. На дизелях ЯМЗ широко применяются элементы из древесной муки, которые отличаются первоначальной плотностью и соответственно степенью очистки [4]. Чистые фильтрующие элементы, изготовленные из древесной муки группы 1600 и 400, при расходе масла 60 л/мин и температуре 90°C обладают гидравлическим сопротивлением 0,5 и 2,5 кгс/см². Из-за естественного засорения и осмоления элементов гидравлическое сопротивление их со временем возрастает, что может значительно увеличить период задержки подачи масла при пуске дизеля. К моменту замены фильтрующих элементов (через 100 ч для дизелей ЯМЗ) гидравлическое сопротивление элемента из древесной муки группы 1600 достигает 2,5 кгс/см². Исходное сопротивление бумажного фильтрующего элемента составляет в среднем менее 0,1 кгс/см². Перепад давления масла, равный 2,5 кгс/см², наступает через 200 ч и более. Поскольку количественные характеристики влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов неизвестны, рассмотренные схемы подачи масла испытывали с использованием различных вариантов.

Схема А. Вариант А.1 — в полнопоточный фильтр установлены чистые элементы из древесной муки группы 1600; вариант А.2 — в полнопоточном фильтре использованы чистые бумажные элементы; вариант А.3 — в полнопоточном фильтре использованы загрязненные (отработавшие на двигателе 200 ч) бумажные элементы; вариант А.4 — в полнопоточном фильтре использованы загрязненные (отработавшие на двигателе 100 ч) элементы из древесной муки группы 1600; вариант А.5 — в полнопоточном фильтре использованы загрязненные (отработавшие на двигателе 100 ч) фильтрующие элементы из древесной муки группы 1600, без предварительного прокачивания системы маслом.

Схема Б. Вариант Б.1 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен чистый фильтрующий элемент из древесной муки группы 1600, внутренний диаметр маслопроводящих каналов 8 мм; вариант Б.2 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен загрязненный (отработавший на двигателе 100 ч) фильтрующий элемент из древесной муки группы 1600; вариант Б.3 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен

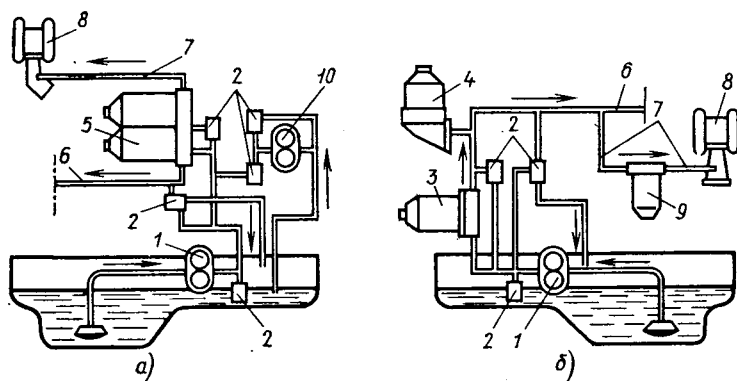


Рис. 1. Схемы системы смазки дизеля с турбонаддувом: 1 — масляный насос; 2 — клапаны в системе смазки; 3 — фильтр грубой очистки; 4 — фильтр центробежной очистки; 5 — полнопоточный фильтр; 6 — главная магистраль; 7 — маслоподводящие трубопроводы; 8 — турбокомпрессор; 9 — дополнительный фильтр перед турбокомпрессором; 10 — маслоподводящий насос

загрязненный (отработавший на двигателе 200 ч) фильтрующий элемент из бумаги; вариант Б.4 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен чистый фильтрующий элемент из древесной муки группы 1600, диаметр маслопроводящих каналов увеличен до 12 мм; вариант Б.5 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен чистый бумажный фильтрующий элемент, диаметр маслопроводящих каналов 12 мм; вариант Б.6 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен загрязненный (отработавший на двигателе 100 ч) фильтрующий элемент из древесной муки группы 1600, диаметр маслопроводящих каналов 12 мм; вариант Б.7 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен частично загрязненный (отработавший на двигателе 100 ч) бумажный элемент, диаметр маслопроводящих каналов 12 мм; вариант Б.8 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен чистый фильтрующий элемент из древесной муки группы 400, диаметр маслопроводящих каналов 12 мм; вариант Б.9 — в фильтр перед турбокомпрессором установлен чистый фильтрующий элемент из древесной муки группы 1600, диаметр маслопроводящих каналов 8 мм, в систему смазки включен гидроаккумулятор емкостью 1 л поршневого типа, подающий масло в канал перед турбокомпрессором под действием давления масла в главном масляном канале двигателя; вариант Б.10 — вместо ранее применявшихся фильтров перед турбокомпрессором использован центробежный фильтр; вариант Б.11 — без фильтра перед турбокомпрессором, фильтр грубой очистки масла двигателя заменен на полнопоточный фильтр центробежной очистки.

У маслопроводящих каналов схемы А внутренний диаметр составил 12 мм. Все опыты по схеме А проводили с предварительным прокачиванием системы маслом (кроме варианта А.5). При испытаниях устанавливали бумажные фильтрующие элементы типа Раба-Ман.

Исследованные варианты схем сравнивали и оценивали по времени, необходимому для создания определенного давления в корпусе узла подшипников при пуске холодного дизеля. Все пуски дизелей с различными вариантами схем подачи масла осуществляли в одинаковых условиях при температуре -20°C . Перед каждым пуском дизель выдерживали при указанной температуре не менее 15 ч. Для испытаний использовали масло М8Г. Рычаг управления подачей топлива устанавливали в положение, соответствующее требованиям инструкции к осуществлению пуска двигателя при отрицательных температурах, что обеспечило частоту вращения коленчатого вала 1400—1500 об/мин (65—70% от номинальной частоты).

Давления в корпусе узла подшипников и в различных точках системы смазки двигателей, а также время задержки поступления масла к указанным точкам определяли тензометрическими датчиками давления. При испытаниях применяли усилитель 8АНЧ и шлейфовый осциллограф Н-105. Показания тензодатчиков контролировались электрическими манометрами МЭД. Температура масла измерялась хромель-копелевыми термометрами с открытым спаем, а показания термометра регистрировались на бумажной ленте потенциометра ЭПП-09 с интервалом отсчета 1,5 с. Кроме того, на осциллографе Н-105 непрерывно записывалась частота вращения ротора аппарата, изготовленной на Ярославском моторном заводе, и траектория движения его конца со стороны компрессора приборами и аппаратурой фирмы RFT (ГДР).

Тарировку всех датчиков осуществляли при температуре -20°C . После пуска дизеля определяли время, через которое на сливе из узла подшипников появлялось масло, и измеряли продолжительность слива 150 мл масла.

Результаты испытаний приведены на рис. 2. Вертикальными столбцами и характером штриховки показана динамика нарастания давления масла в корпусе подшипников турбокомпрессора испытанных вариантов схем (1—11) подачи масла. Наименьшая затрата времени на подачу масла наблюдалась у варианта Б.11 с полнопоточным фильтром центробежной очистки. В этом случае стабильное давление более 1,5 кгс/см² наступало через 30 с после пуска дизеля. Однако, как показали специальные опыты, из-за высокой вязкости масла в начальный период работы дизеля снижалась степень очистки центробежного фильтра. Эти опыты проводили путем введения кварцевого порошка в систему смазки дизеля перед фильтром центробежной очистки непосредственно перед пуском. В сливаемом из турбокомпрессора масле анализом проб обнаружено большое количество частиц введенного порошка. При контрольной разборке турбокомпрессора на рабочих поверхностях подшипникового узла были выявлены риски абразивного характера.

По варианту Б.1, в котором в качестве фильтра перед турбокомпрессором использовали элемент из древесной муки группы 1600, обеспечивается стабильная подача масла к турбокомпрессору лишь после 6 мин. Расширение маслопроводящих каналов с 8 до 12 мм сокращает время первоначального поступления масла более чем на 30%. Установка гидроаккумулятора позво-

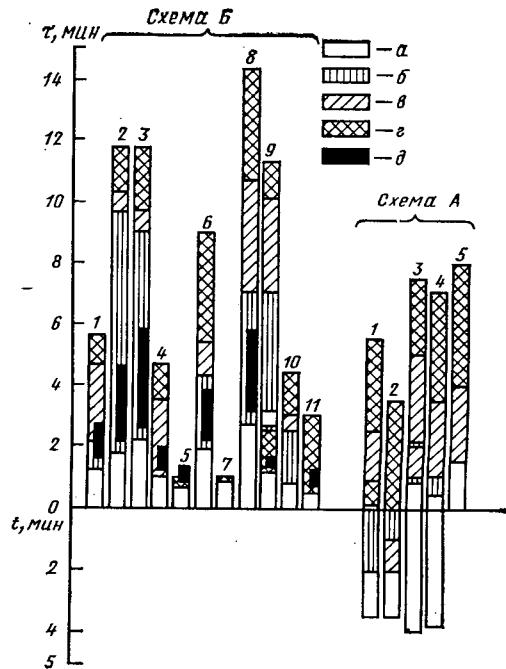


Рис. 2. Изменение давления масла в узле подшипников турбокомпрессора в зависимости от времени работы двигателя на холостом ходу при частоте вращения 1400—1500 об/мин при температуре окружающего воздуха -20°C для различных вариантов схем (t — время работы дизеля после пуска, t — время прокачки масла): а — $p_m = 0$; б — $p_m < 0,5$ кгс/см²; в — $p_m = 0,5 \div 1,5$ кгс/см²; з — $p_m = 1,5 \div 3,5$ кгс/см²; д — продолжительность слива 150 мл масла

ляет сократить время задержки поступления подачи масла, однако стабильное давление масла в узле подшипника наступает лишь после 11 мин.

Тип фильтрующего элемента (его гидравлическая характеристика) существенно влияет на запаздывание подачи масла. В варианте Б.1 использованы элементы из древесной муки группы 1600. Более плотные элементы из муки группы 400 (вариант Б.8) обеспечивают стабильное давление лишь после 15 мин. С бумажным элементом, установленным взамен элемента из древесной муки группы 1600, значительно сокращается время подачи масла. Если при этом увеличены маслоподающие каналы (вариант Б.5), то уменьшается задержка поступления масла к подшипникам до уровня системы с полнопоточным центробежным фильтром (вариант Б.11). Давление масла более 3,5 кгс/см² в этом случае обеспечивается уже на первой минуте.

Предварительное прокачивание системы смазки позволяет сократить время начала поступления масла до нуля, однако при достижении частоты вращения ротора турбокомпрессора, соответствующей частоте вращения коленчатого вала дизеля, давление масла в узле подшипников снижается довольно про-

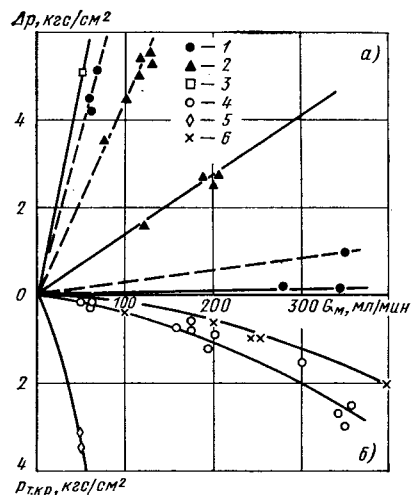


Рис. 3. Гидравлические характеристики фильтров (а) и турбокомпрессора (б) (сплошные линии — фильтр чистый, штриховые — загрязненный после 100 и 200 ч работы): 1 — бумажные элементы; 2 — элементы из древесной муки группы 1600; 3 — элементы из древесной муки группы 400; 4 — лт.кр. = 0—1000 об/мин; 5 — лт.кр. = 15 000—17 000 об/мин; 6 — лт.кр. = 23 000—27 000 об/мин

Рис. 4. Изменение давления p_m в главной магистрали двигателя (кривая 1), в корпусе узла подшипников (кривая 2), частоты вращения ротора n_r (кривая 3), температура масла t_m в картере двигателя (кривая 4) и в корпусе узла подшипников (кривая 5):
 а — варианты схем Б.1, А.1; б — варианты схем Б.5, А.2

должительно (вариант А.1). Это объясняется тем, что с началом вращения ротора подшипники прогреваются, в связи с чем уменьшается вязкость масла и повышается пропускная способность указанного узла. При этом расход масла через фильтр не соответствует расходу масла, которое пропускает через себя турбокомпрессор (рис. 3).

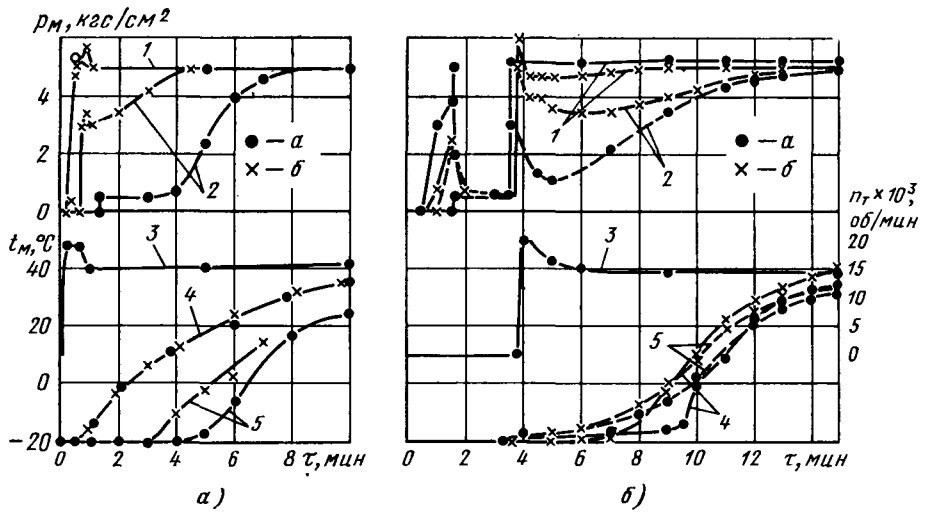
Действительно, в начальный момент пуска через подшипники проходит всего 50 мл/мин масла при давлении более 4 кгс/см². Такой расход масла обеспечивают практически все испытанные фильтры в любом состоянии. По мере увеличения частоты вращения ротора резко возрастает пропускная способность подшипников. Так, при частоте вращения 23 000—27 000 об/мин (максимальные холостые обороты двигателя) и давлении масла 2,5 кгс/см² расход масла составляет около 450 мл/мин. Этому условию могут удовлетворить чистый и частично загрязненный (отработавший 100 ч) бумажный элемент при небольших перепадах давления (до 1 кгс/см²) и чистый элемент из муки группы 1600 при перепаде давления около 6 кгс/см². О влиянии размера диаметра маслопроводящих каналов длиной 1 м при прокачивании масла вязкостью ~11 000 сСт (М8Г при -20°C) на потерю напора, рассчитанную по обычным формулам гидравлики при условии обеспечения расхода масла через турбокомпрессор в количестве 0,25 л/мин, можно судить по таблице.

Диаметр трубопровода в мм	Потеря напора Δp в кгс/см ²	Время заполнения канала в с
8	4,5	11
12	0,93	30
16	0,3	50
20	0,11	70

Опытным путем установлено, что для обеспечения нормальной работы подшипников турбокомпрессора при пуске дизеля расход масла через них должен составлять 0,15—0,2 л/мин в течение первой минуты. Это соответствует давлению масла перед турбокомпрессором 0,5—1 кгс/см² (рис. 3). При давлении масла в системе смазки дизелей 4,5—5 кгс/см² общий перепад давления в маслоподводящей системе может быть 3,5—4 кгс/см². Маслоподводящий канал диаметром 8 мм обеспечивает сопротивление 4,5 кгс/см². С увеличением его сечения до 16—20 мм значительно возрастает время, необходимое на заполнение. При установке бумажных элементов сокращается как время подачи масла, так и время достижения стабильного давления. Загрязненные элементы, естественно, оказывают значительное сопротивление потоку масла, увеличивая тем самым период задержки подачи масла к подшипникам турбокомпрессора (варианты Б.2 и Б.3, рис. 2). Продолжительность отсутствия давления масла может достигать 3 мин и более, а низкое давление (до 0,5 кгс/см²) сохраняется в течение 8—11 мин.

Экспериментальные зависимости, полученные для всех испытанных вариантов схем, позволили построить графики нарастания давления и температуры масла в системе смазки и в корпусе подшипников турбокомпрессора для вариантов Б.1 и Б.5 (рис. 4, а) и для вариантов А.1 и А.2 (рис. 4, б). Во всех опытах, проведенных на дизеле с системой смазки, выполненной по схеме Б, масло подавалось в главную масляную магистраль к месту отбора на турбокомпрессоре в среднем через 16 с после пуска дизеля.

Частота вращения ротора турбокомпрессора на пусковых режимах превышает частоту вращения коленчатого вала дизеля в 10—12 раз. После остановки дизеля во внутренних полостях корпуса подшипников сохраняется некоторое количество масла. Оно создает условия для обеспечения работоспособности узла подшипников в течение времени, достаточного для прогрева масла в поддоне дизеля до рабочей температуры, если окружная скорость вала ротора не превышает 13 м/с [2]. До частоты вращения 15 000 об/мин еще создаются допустимые условия для гидродинамической смазки, и турбокомпрессор может работать указанное время. На основании этого возникает жесткое требование как к ограничению частоты вращения коленчатого вала дизеля свыше 1500 об/мин (70% от номинала)



ной), так и к работе дизеля под нагрузкой, пока не обеспечено стабильное давление масла в корпусе турбокомпрессора.

Особенности работы узла подшипников в период пуска в случае превышения допустимой частоты вращения коленчатого вала дизеля видны из рис. 5. Недостаточная подача масла при высокой частоте вращения ротора приводит к потере устойчивости масляного слоя в узле подшипников. Это усугубляется почти полным отсутствием демпфирования в масляном слое, в результате чего отмечается мгновенное возрастание амплитуды прецессионного движения конца вала ротора и уменьшение частоты его вращения. Отмеченное обстоятельство свидетельствует об изменении видов трения из-за критического сближения трущихся поверхностей. Поскольку при прочих равных условиях на изнашивание поверхностей наиболее существенно влияют давление и температурный режим [5], можно предположить, что в рассматриваемый момент на подшипники турбокомпрессора передаются обусловленные значительным уменьшением вязкости масла из-за возрастания температуры дополнительные нагрузки из-за большой амплитуды прецессирования ротора. Эти нагрузки приводят к контактированию поверхностей и срезанию внедрившегося материала, которое на начальной стадии проявляется в виде засветленных участков контакта, что было отмечено при осмотре деталей узла подшипников после разборки. Указанное явление сопровождается выделением энергии, которую можно оценить по изменению кинетической энергии вращения ротора, связанной с изменением частоты его вращения (см. рис. 4)

$$\Delta E = \frac{J \omega_H^2}{2} \left(1 - \frac{\omega_K^2}{\omega_H^2} \right),$$

где ΔE — изменение кинетической энергии в кгс·м;
 J — момент инерции ротора в кгс·м·с²;
 ω_H, ω_K — соответственно начальная и конечная угловые скорости вращения в 1/с.

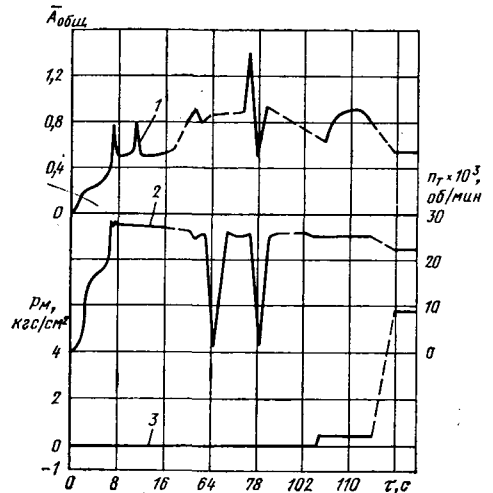


Рис. 5. Изменение относительной амплитуды $\bar{A}_{общ}$ перемещения конца ротора (кривая 1), частоты вращения ротора n_r (кривая 2) и давления масла p_m в корпусе узла подшипников турбокомпрессора (кривая 3) в зависимости от времени работы τ дизеля после пуска при частоте вращения коленчатого вала 1850 об/мин

Распределение этой энергии имеет сложный и малозученный характер. Поскольку между трущимися поверхностями находится небольшое количество масла, а также появляются значительные по величине нагрузки, действующие при достаточно высокой скорости скольжения, можно предположить, что выделяющаяся энергия идет на нарушение фрикционных связей материалов и в конечном счете переходит в тепло. Полная тепловая энергия, эквивалентная изменению кинетической энергии ротора при изменении частоты его вращения для рассматриваемого случая от 25 000 об/мин практически до нуля, равна 0,64 ккал. Располагая величиной выделившейся тепловой энергии, можно определить коэффициент трения f в подшипнике для рассматриваемого случая по формуле

$$f = \frac{\Delta E 427}{N \pi d_b n_{cp} t'}$$

где N — нагрузка на подшипник, определяемая центробежной силой массы колес, вращающихся по радиусу прецессионного движения ротора с частотой $\omega_{\pi} = 0,5 \omega$ вала; d_b — диаметр вала; n_{cp} — средняя частота вращения ротора за время t ; t' — время изменения частоты вращения ротора.

Полученная величина коэффициента трения 0,47 (при трении стали по бронзе всухую $f=0,15$), как и было указано выше, характеризует интенсивность адгезионных процессов в узле трения при остановке ротора.

Описанные явления вызывают появление единичных натиров, а в случае наличия в масле абразивных частиц — рисунок на поверхностях сопряженных деталей. Последовательное накопление натиров и рисок приводит к качественным изменениям в работе сопряженных поверхностей узла подшипников и в конечном счете к возникновению задиров и последующему отказу подшипников турбокомпрессора. Приведенная физическая модель отказа подтверждается материалами эксплуатации и стендовыми испытаниями. Неблагоприятные обстоятельства, сопутствующие холодному пуску, учтены в рекомендациях для

эксплуатации таких зарубежных фирм, как Каминс, Катерпиллер, Скания и др. Например, фирма Скания ограничивает верхний предел частоты вращения коленчатого вала дизелей с турбонаддувом после пуска 1000 об/мин (45% $n_{ном}$) в течение 30 с, а фирмы Каминс и Катерпиллер не допускают резкого повышения частоты вращения коленчатого вала во время прогрева после пуска и работы дизеля под нагрузкой в этот период.

Из проведенных исследований следует, что схема подачи масла существенно влияет на условия работы узла подшипников турбокомпрессора при пуске и тем самым на его надежность и на надежность двигателя с турбонаддувом в целом. С этой точки зрения наиболее приемлема схема подачи масла, по которой масло к турбокомпрессору отбирается от системы смазки двигателя, снабженной полнопоточным бумажным фильтром очистки масла. Сечения маслоподводящих трубопроводов должны выбираться максимально удобными с учетом возможностей компоновки и стабильного обеспечения маслом подшипников в пределах первой минуты. Прогрев двигателя до достижения рабочих параметров масла необходимо осуществлять на холостых оборотах, не превышающих 50—60% от максимальных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайченко Е. Н., Лямцев Б. Ф., Чернышев Г. Д. Механический к.п.д. автомобильного турбокомпрессора. — Автомобильная промышленность, 1964, № 4, с. 5—7.
2. Особенности тепловых режимов деталей узла подшипников автомобильного турбокомпрессора в различных условиях / Б. Ф. Лямцев, Е. Н. Зайченко, В. Е. Виняр и др. — Автомобильная промышленность, 1971, № 8, с. 5—7.
3. Smiley Carl H. The care and feeding of turbochargers. — Motor Service (USA), 1975, June.
4. Григорьев М. А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях. М., Машиностроение, 1970.
5. Мишин И. А. Долговечность двигателей. М., Машиностроение, 1968.

УДК 629.113:621.43-224

Исследование колебаний системы выпуска газов автомобиля

А. Я. ТАРАСОВ, В. В. БАГАНОВ

Горьковский автозавод

СИСТЕМА выпуска газов представляет собой сложную колебательную систему. Теоретический анализ ее колебаний сложен, поэтому получить результаты, пригодные для практического использования, трудно. В технической литературе вопрос о колебаниях систем выпуска газов практически не рассмотрен. Экспериментальные исследования осложняются из-за высокой температуры деталей системы выпуска газов.

Для исследования колебаний системы выпуска газов в эксплуатационных условиях ее оснащали тензодатчиками (рис. 1, в). С помощью тензодатчика T_1 измеряли продольные колебания, а с помощью тензодатчиков T_2 и T_3 — поперечные колебания в горизонтальной плоскости. В тех же сечениях измеряли и поперечные колебания в вертикальной плоскости. С помощью тензодатчиков T_4 и T_5 определяли деформации переднего доннышка глушителя в горизонтальной плоскости, а с помощью тензодатчиков T_6 и T_7 — деформации в зоне соединения левой приемной трубы глушителя с выпускным коллектором двигателя в той же плоскости. Аналогичные измерения проводили и в вертикальной плоскости, а также и по правой трубе.

Испытания полностью нагруженного автомобиля проводили в разных дорожных условиях (на грунтовой, булыжной и асфальтированных дорогах, а также при переезде единичного

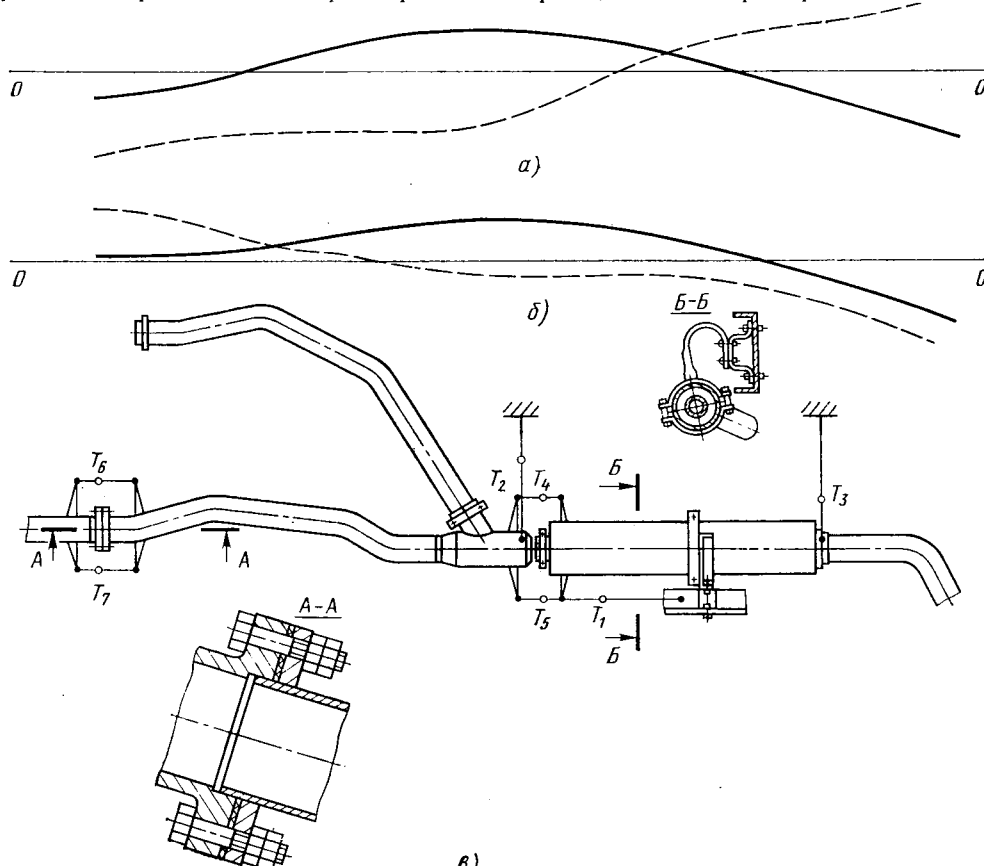


Рис. 1. Система выпуска газов автомобиля ГАЗ-53А:

а — упругие линии поперечных колебаний системы выпуска газов в вертикальной плоскости; б — то же, в горизонтальной плоскости; в — схема расположения тензодатчиков

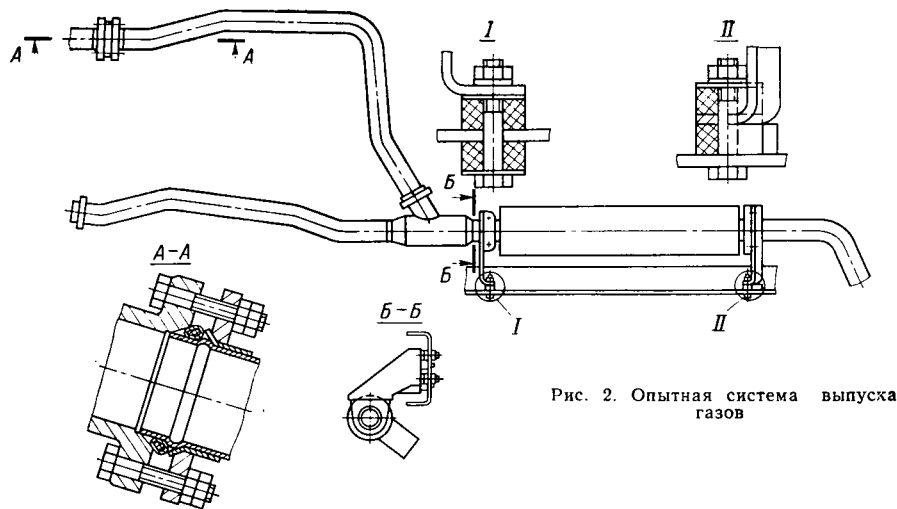


Рис. 2. Опытная система выпуска газов

препятствия) с различной скоростью при равномерном движении, интенсивном разгоне и торможении двигателем.

Было установлено, что во время движения автомобиля детали системы выпуска газов подвергаются по различным направлениям колебаниям, из которых наиболее опасны поперечные. Эти колебания возбуждаются дорожными неровностями и собственными агрегатами автомобиля (несбалансированным двигателем и особенно карданным валом). Под действием дорожных неровностей возникают случайные колебания, в которых преобладают частоты, близкие к частоте свободных колебаний неподдресоренных масс передней оси автомобиля (8—12 Гц). Несбалансированный карданный вал или двигатель возбуждают вынужденные колебания системы выпуска газов, причем при частоте вращения карданного (или коленчатого) вала 2000 об/мин происходит резонанс колебаний в вертикальной плоскости с частотой ~33 Гц, а при 2400 об/мин — в горизонтальной плоскости с частотой 40 Гц. Амплитуда колебаний при резонансе резко возрастает, колебания становятся гармоническими.

После того как установили, что колебания системы выпуска газов полностью определяются дорожными неровностями или частотой вращения несбалансированного карданного (или коленчатого) вала и не зависят от нагрузки на двигатель, было решено в местах эксплуатационных разрушений деталей системы наклеивать тензодатчики, а с целью защиты их от действия высокой температуры испытывать при буксировке автомобиля с неработающим двигателем.

Измерениями напряжений подтверждено, что наиболее опасны поперечные изгибные колебания системы выпуска газов, что они возбуждаются дорожными неровностями преимущественно с частотой 8—12 Гц и несбалансированным карданным (или коленчатым) валом с частотой при резонансе около 33 Гц для колебаний в вертикальной плоскости и около 40 Гц — в горизонтальной.

Напряжения в доньшке глушителя изменяются от 1100 до 1900 кгс/см², а в кронштейне крепления глушителя — от 2200 до 2600 кгс/см². Такие напряжения, как установлено их измерениями в местах эксплуатационных поломок многих деталей автомобиля, изготовленных из стали 08, могут приводить к усталостным разрушениям.

Напряжения в приемных трубах в зоне их приварки к соединительным фланцам изменяются от 300 до 1000 кгс/см², что также может привести к усталостным разрушениям в указанных местах при некачественной приварке труб к фланцу, особенно если учесть большую разницу в толщине металла свариваемых деталей (2 и 10 мм).

Было предложено большое количество конструктивных изменений элементов системы выпуска газов (более 10 вариантов) с целью уменьшения колебаний и устранения поломок системы. В связи с этим предстояла длительная работа по измерениям и особенно по усталостным испытаниям опытных вариантов системы. С целью ускорения получения результатов было решено проводить испытания в стендовых условиях.

Для этого на массивной плите была установлена рама автомобиля ГАЗ-53А, задний конец которой был жестко закреплен в зоне расположения заднего моста, а передний соединялся с плитой шарнирно с помощью поперечной балки, закрепленной на раме в зоне расположения передней оси автомобиля. На раме был установлен силовой агрегат автомобиля ГАЗ-53А с системой выпуска газов и карданным валом, задний конец которого соединялся с приводным электродвигателем через вариатор.

Колебания системы выпуска газов возбуждались на двух резонансных частотах: низкой (около 15 Гц), соответствующей возбуждению колебаний дорожными неровностями, и высокой (около 40 Гц), соответствующей возбуждению колебаний агрегатами силовой передачи.

Возбуждение на низкой частоте осуществлялось с помощью центробежного вибратора, установленного на поперечине, прикрепленной к раме в передней ее части, а на высокой частоте — с помощью неуравновешенной массы, установленной на барабане стояночного тормоза. Величина дисбаланса, подбираемая опытным путем, составляла 10 000 гсм у вибратора, установленного в передней части рамы, и 1200 гсм — на барабане стояночного тормоза. Резонансный режим устанавливался по максимальным напряжениям в деталях системы выпуска газов отдельно по низкой и высокой частотам, после чего для последующих усталостных испытаний оба вибратора пускали одновременно.

На стенде были воспроизведены все эксплуатационные разрушения деталей системы. Напряжения в доньшке глушителя изменялись от 2100 до 2600 кгс/см², а в приемных трубах — от 500 до 750 кгс/см².

За колебаниями системы выпуска газов и их формой визуально наблюдали с помощью стробоскопа, а с помощью тензодатчиков — измеряли по всей длине системы. В результате была получена упругая линия изгиба системы выпуска газов, определяющая формы колебаний при резонансе (рис. 1, а, б). При низкой частоте (15 Гц) форма колебаний — одноузловая (штриховые линии) с расположением узла в зоне сочленения левой и правой приемных труб и наибольшим размахом колебаний за глушителем. Вторая форма колебаний — двухузловая (сплошные линии) — при частоте около 40 Гц имеет узлы в зоне переднего конца приемных труб и около заднего торца глушителя.

Формы колебаний (рис. 1) свидетельствуют о том, что существующая подвеска системы выпуска газов с помощью изогнутого в форме вопросительного знака кронштейна, соединяющего среднюю часть глушителя с рамой автомобиля, с точки зрения уменьшения колебаний неэффективна. Причина заключается в том, что кронштейн находится близко к узлу колебаний первой и второй форм в вертикальной плоскости и, следовательно, не работает как демпфер, а в горизонтальной плоскости имеет большую податливость и незначительное затухание, поэтому не может существенно влиять на колебания обеих форм.

Для эффективного гашения колебаний системы выпуска газов целесообразно ввести в ее подвеску элементы гашения колебаний (резиновые), располагаемые в местах наибольших колебаний. Для первой формы колебаний, как видно из рис. 1, таким местом является зона заднего торца глушителя, а для второй — зона сочленения правой и левой приемных труб. Таким образом, эффективное гашение колебаний системы выпуска газов автомобиля ГАЗ-53А возможно лишь при наличии гашения колебаний одновременно в двух указанных ее сечениях, причем, как показали последующие испытания, элементы подвески системы в обоих сечениях должны обладать достаточной жесткостью. Последнее вызвано тем, что при большой податливости элементов подвески трудно получить значительное гашение колебаний, а также тем, что при повышении жесткости подвески удается повысить частоту первой формы свободных колебаний системы до 20 Гц и более, т. е. значительно превысить частоту свободных колебаний неподдресоренных масс передней оси (8—12 Гц) и тем самым уменьшить возбуждение колебаний системы дорожными неровностями.

В опытном варианте стальной кронштейн для прикрепления к раме глушителя был заменен двумя кронштейнами, соединяющими систему выпуска газов с рамой через резиновые прокладки в двух ее сечениях — у переднего и заднего торцов глушителя. В этом варианте напряжения в переднем доньшке глушителя снизились в 3—6 раз, а в приемных трубах — в 1,2—2,0 раза (большие величины — по второй форме колебаний).

В связи с тем, что напряжения в приемных трубах снижены недостаточно по сравнению с напряжениями в доньшке глушителя, особенно по первой форме колебаний, решено было изменить конструкцию места соединения приемных труб с выпускными коллекторами двигателя. Как видно из рис. 2, в опытном варианте исключена сварка трубы с фланцем и обеспечена большая, чем в стандартном варианте, подвижность соединения.

В ходе испытаний обнаружена также недостаточная долго-

вечность места соединения левой и правой приемных труб. С целью устранения этого недостатка трасса правой приемной трубы была изменена (см. рис. 2), что решало также вопрос о размещении в этом месте коробки отбора мощности для модификации автомобиля ГАЗ-53А.

После указанных конструктивных изменений опытная система выпуска газов при испытаниях в стендовых условиях работала без поломок в течение 85 ч (испытано два комплекта деталей системы выпуска газов).

Ускоренные сравнительные дорожные испытания опытных и стандартных систем выпуска газов проводили на трех автомобилях на булыжной дороге Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ.

Опытная система выпуска газов выдержала без поломок длительные контрольные испытания за пробег 25 тыс. км по ГОСТу и внедрена на Горьковском автозаводе.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113.004

Некоторые проблемы технико-экономического анализа проектируемых автомобилей

Д-р техн. наук М. И. ИПАТОВ

МВТУ им. Н. Э. Баумана

АНАЛИЗ опубликованных материалов [1—3] показывает, что первостепенной задачей при оценке эффективности конструкций является решение вопроса о самих принципах, методологии сравнительного технико-экономического анализа вариантов проектируемых автомобилей, а также сравнения этих вариантов с базовым.

Рассмотрим основные принципиальные положения, характерные для современного состояния технико-экономического анализа машин вообще и, в частности, автомобилей.

1. Все конструкторские решения, начиная с ранних стадий проектирования, подвергаются технико-экономическому анализу. Уже на стадии технического задания в числе важнейших показателей машины задается предельная цена (или себестоимость), для чего технико-экономический анализ совершенно необходим.

2. В настоящее время существует стройная система методик технико-экономического анализа от типовых, имеющих общепромышленный характер [4], методик по отдельным проблемам (например, обоснования АСУП), отраслевых и до заводских методик для проведения сравнительного технико-экономического анализа машин, специфичных только для данного завода.

3. Широкое применение ЭВМ, наличие соответствующих экономико-математических моделей, машинных программ позволяют сейчас проводить сравнительный технико-экономический анализ конструкторских решений на всех стадиях проектирования в соответствии со схемой, показанной на рис. 1.

Проведение сравнительного технико-экономического анализа в соответствии со схемой приводит к тому, что технико-экономический анализ фактически осуществляется непрерывно, сопровождается все конструкторские разработки и позволяет не только не допустить на следующую стадию проектирования неэффективные решения, но и каждый раз выходить на следующую стадию с решением, обеспечивающим максимальную экономическую эффективность на основе использования принципа обратной связи и нахождения наилучшего варианта сочетания численных значений параметров, устанавливаемых на данной стадии проектирования.

4. В проводимых исследованиях новой техники, в ее технико-экономическом анализе вполне сформировался системный подход. В первую очередь он заключается в создании на каждой стадии проектирования, при решении каждой конкретной конструкторской задачи системной технико-экономической модели взаимосвязей стандартизационных, конструкционных, производственных, эксплуатационных и экономических показателей, в том числе и показателей экономической эффективности. При создании таких моделей используются известные функциональные зависимости, результаты статистических наблюдений, экспертные оценки и т. д. С помощью таких моделей технико-экономический анализ может быть практически включен непосредственно в процесс проектирования. Применяя такие модели, можно проводить многовариантный технико-экономический анализ для нахождения наиболее рационального сочетания численных значений первичных конструкционных парамет-

ров, устанавливаемых на каждой стадии проектирования в соответствии со схемой, показанной на рис. 1.

5. Для создания научно обоснованных технико-экономических моделей необходима соответствующая классификация анализируемых параметров и показателей. Особенность предлагаемой классификации заключается в следующем:

а) параметры и показатели сведены в пять основных групп (стандартизационные, конструкционные, производственные, эксплуатационные, экономические), причем для отнесения в классификационную группу того или иного показателя смешанного характера используется принцип приоритета, т. е. учитывается, является ли он первичным или производным в процессе проектирования;

б) внутри классификационной группы параметры и показатели подбираются по видам (например, конструкционные — по подгруппам: размерные, весовые, силовые и т. д.);

в) по характеру образования параметры и показатели классифицируются на задаваемые вышестоящей организацией или заказчиком, выбираемые или получаемые при компоновке, рассчитываемые;

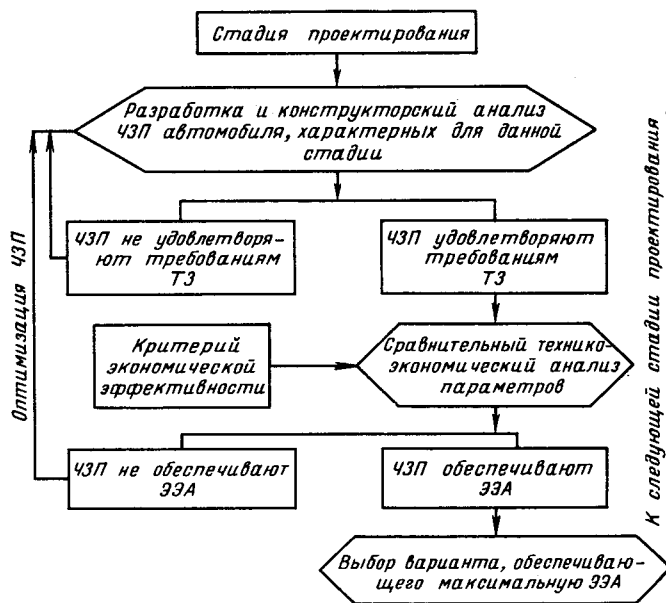


Рис. 1. Схема технико-экономического анализа на стадиях проектирования автомобилей:

ЧЗП — численные значения параметров; ТЗ — техническое задание; ЭЭА — экономическая эффективность автомобиля

Автомобильная промышленность № 5, 1979 г.

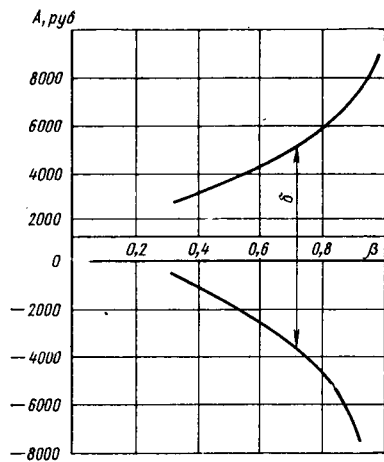


Рис. 2. Допуск при расчете экономического эффекта: δ — годовая экономическая эффективность; ϵ — экономический допуск; β — доверительная вероятность

г) классификационные таблицы разрабатываются применительно к информации, известной на данной стадии проектирования; при этом ряд параметров и показателей, рассчитываемых или выбираемых на данной стадии проектирования, как правило, на следующей стадии входят в группу задаваемых;

д) для стадий эскизного и технического проектирования классификационные таблицы создаются не только для машины в целом, но и для основных сборочных единиц с целью технико-экономического анализа их параметров и показателей, а для стадии рабочего проектирования они могут создаваться и для основных деталей.

6. Круг анализируемых в технико-экономической модели конструктивных параметров зависит от стадии разработки и конкретной цели исследования. Так, в технико-экономической модели грузового автомобиля на стадии разработки технического задания такими параметрами могут быть грузоподъемность и максимальная скорость, а при проведении тягово-динамического расчета — мощность двигателя, передаточное число главной передачи и первой передачи в коробке передач и т. д.

С помощью указанных моделей можно не только более точно и обоснованно выявлять эффективность проектируемых автомобилей, но и, используя принцип обратной связи, находить рациональные численные значения наиболее важных конструктивных параметров, рассчитываемых на данной стадии проектирования.

7. Для реализации технико-экономических моделей, возможности применения математических методов оптимизации, а также ЭВМ в многовариантном анализе необходимо на основе разработанных взаимосвязей в технико-экономической модели построить математические модели взаимосвязей с выходом на один из экономических показателей (себестоимость, капиталовложения, эксплуатационные затраты), входящих в показатель экономической эффективности.

При построении моделей используется накопленный в научно-исследовательских институтах и на заводах статистический материал, а подготовка моделей осуществляется известными методами математической статистики и теории вероятностей [5]. Создаваемые математические модели отражают не функциональные, а корреляционные связи в силу многочисленных отклонений, возникающих как в сфере производства, так и в сфере эксплуатации. Необходима обязательная оценка точности моделей, поскольку они являются не детерминированными в силу использования большого количества статистических данных для их формирования, а стохастическими, вероятностными. По этой причине в оценку эффективности необходимо ввести понятие об экономическом допуске (доверительном интервале), который может быть рассчитан для каждого конкретного случая (рис. 2) на основе методов теории вероятностей [6].

8. Большое внимание при подготовке исходных статистических данных к моделированию должно быть уделено приведению их к сопоставимому виду. Прежде всего должна быть обеспечена сопоставимость конструктивных параметров (например, при создании экономико-математических моделей для прогнозирования себестоимости коробок передач, желательного, с целью повышения точности моделей при наличии достаточной выборки выделять в отдельные статистические группы вальные и планетарные, механические и гидромеханические коробки передач). Затем необходимо освободить данные от влияния различных условий производства (года выпуска с начала производства, объема выпуска и, возможно, уровня кооперации). Условия эксплуатации (например, нормы расхода топлива и смазок должны быть взяты для идентичных условий эксплуатации и т. п.) должны быть сопоставимы.

9. Среди различных методов формирования математических моделей, связывающих экономические показатели с конструктивными параметрами автомобилей, наибольшую точность обеспечивает применение теории корреляций и регрессий. Проведенный анализ [7] показал, что при правильном отборе параметров — аргументов, обоснованном выборе метода связи точность многофакторных регрессионных моделей находится в пределах $\pm 10\%$, что обеспечивает удовлетворительные ре-

зультаты сравнительного технико-экономического анализа автомобилей на ранних стадиях проектирования.

10. Такие модели формируются по стадиям проектирования (начиная с разработки технического задания) применительно к исходной информации, заключенной в технико-экономической модели (круг параметров и показателей, включаемых в конкретные математические модели) и в таблицах статистических данных. Для ранних стадий проектирования могут быть разработаны укрупненные математические модели. Например, для прогнозирования себестоимости грузовых автомобилей использовали модели типа

$$S = Aq^a K_T^b N_{уд}^c n_o^d n_v^e N_r^{-g},$$

где S — себестоимость автомобиля в руб./шт.;
 A — постоянный коэффициент;
 q — грузоподъемность в т;
 K_T — коэффициент тары (отношение собственной массы автомобиля к грузоподъемности);
 $N_{уд}$ — удельная мощность двигателя в л.с./т;
 n_o — число осей автомобиля;
 n_v — число ведущих осей автомобиля;
 N_r — объем выпуска в тыс. шт./год;
 a, \dots, g — показатели степени при параметрах-аргументах.

Для стадий эскизного и технического проектирования целесообразно использование поагрегатных математических моделей, которые значительно повышают точность прогнозирования и позволяют учесть в расчетах конкретные изменения конструкции.

Математическая модель себестоимости машины тогда представляется в виде

$$S = \mu \left(\sum_{i=1}^n m_i S_{agi} + \sum_{i=1}^r p_i C_{ari} \right),$$

где μ — коэффициент, учитывающий затраты на общую сборку (и неучтенные в поагрегатном расчете элементы конструкции);

S_{agi} — себестоимость агрегата или узла собственного изготовления (с учетом объема выпуска) в руб./шт.;
 m_i — число одноименных агрегатов и узлов собственного изготовления;
 n — номенклатура агрегатов и узлов собственного изготовления;
 C_{ari} — оптовая цена покупного агрегата или узла в руб./шт.;
 p_i — число одноименных покупных агрегатов и узлов;
 r — номенклатура покупных агрегатов и узлов.

Детализированные прогнозные расчеты на стадии рабочего проектирования можно в необходимых случаях выполнять по аналогичным математическим моделям себестоимости деталей.

Однако создаваемые математические модели должны периодически пересматриваться. Изменение цен, тарифов и т. п. приводит к изменению постоянного коэффициента, а также коэффициентов или показателей степени при параметрах-аргументах. Такой пересмотр, как показывает опыт, нужно осуществлять в среднем 1 раз в пять—семь лет.

11. Особенно перспективным является использование создаваемых математических моделей в многовариантном машинном технико-экономическом анализе автомобилей или их семейств. Наличие блок-схем, алгоритмов и программ прогнозирования себестоимости, эксплуатационных показателей и в целом проведение технико-экономического анализа на ЭВМ позволяет осуществлять его весьма оперативно. Разработанная программа сравнительного технико-экономического анализа вариантов унификации семейства автомобилей позволила в течение нескольких часов провести на ЭВМ анализ более 1,5 млн. вариантов унификации и выбрать из них наиболее рациональный [8].

12. В настоящее время вопросы системного технико-экономического анализа автомобилей решены еще не полностью и разработанные теоретические и методические его положения не свободны от недостатков. Совершенствование теории и методов технико-экономического анализа автомобилей практически беспредельно, причем предстоит еще решить ряд трудных проблем.

Необходимо расширить круг автомобильной техники, охватываемой системным технико-экономическим анализом: создать классификационные таблицы, технико-экономические модели, математические модели взаимосвязей параметров и показателей, блок-схемы, алгоритмы и программы для решения конкретных задач многовариантного машинного технико-экономического анализа, учитывая при этом вероятностный характер проводимых расчетов.

Разработанные программы должны широко использоваться в подсистеме «Техническая подготовка производства» АСУП. Надо продолжать работу в направлении разработки технико-экономических моделей машин как больших динамических систем. Следует более полно использовать теорию прогнозирова-

ния [9], что позволит проводить анализ на более далекую перспективу. Для прогнозного технико-экономического анализа важным является исследование тенденций изменения как технических параметров автомобилей, входящих в качестве параметров-аргументов в корреляционные модели себестоимости, производительности, капиталовложений, эксплуатационных затрат, так и прогнозирование тенденций в изменении самих экономических показателей.

В этом отношении определенный интерес представляет дальнейшая модернизация метода базового изделия, предложенного в МВТУ им. Н. Э. Баумана [10]. Суть его заключается в образовании математических моделей, в которых в качестве параметров-аргументов выступают соотношения значений параметров проектируемой и базовой моделей автомобилей, что позволяет еще более повысить точность расчетов. Основываясь на этом методе и учитывая путем ретроспективного анализа тенденции в изменении себестоимости автомобилей данного класса

$$S_t = S_6 (1 \pm \theta)^t,$$

где θ — коэффициент, учитывающий среднегодовой темп изменения себестоимости, а также тенденции в изменении значений параметров за определенный период ретроспекции t , можем получить соответствующие прогнозные математические модели на перспективу. Например, для неполноприводных грузовых автомобилей может быть предложена модель такого типа:

$$S_{\Pi} = S_t \left(\frac{q_n}{q_6}\right)^{1,11} \left(\frac{K_{т.п}}{K_{т.б}}\right)^{1,26} \left(\frac{N_{уд.п}}{N_{уд.б}}\right)^{0,5} \left(\frac{N_{г.п}}{N_{г.б}}\right)^{-0,2}$$

или

$$S_{\Pi} = S_t K_1 K_2 K_3 K_4.$$

С учетом тенденций в изменении S_t , а также параметров-аргументов может быть получена и прогнозная зависимость изменения себестоимости (S_{Π}/S_6) на перспективу.

Этот метод может, по-видимому, успешно сочетаться с индексным методом, предложенным Р. П. Лахно и Ж. А. Ненашевой [11]. В последнем учитываются в основном не изменения конструктивных параметров автомобилей, а очень важные для уточнения результатов анализа изменения таких параметров-аргументов, как производственная мощность предприятия, степень ее освоения, время с начала постановки изделия на производство, долговечность автомобиля и др.

Необходимы дальнейшие исследования, которые позволят отобрать наиболее существенные с точки зрения их влияния на экономические показатели параметры для прогнозирования экономических показателей на перспективу с помощью электронно-вычислительной техники.

Дальнейшая разработка теории и методов использования в технико-экономическом анализе принципа обратной связи обеспечит прогнозирование наиболее рациональных с экономических позиций численных значений конструктивных параметров, устанавливаемых на каждой стадии проектирования. Это поможет конструкторам в создании высокоэффективных автомобилей для народного хозяйства, сделает проектирование технико-экономическим процессом, в котором расчеты экономического характера органически вплетаются в проектирование.

Дальнейшее совершенствование теории и методов технико-экономического анализа проектируемых автомобилей безусловно будет способствовать повышению их эффективности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басов М. И. Об основных производственных показателях технологичности конструкций проектируемых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1977, № 1, с. 26—27.
2. Квитко Х. Д. К вопросу оценки эффективности новой техники. — Автомобильная промышленность, 1977, № 6, с. 6—7.
3. Андерс А. А. К вопросу о показателях количественной оценки технологичности конструкций. — Автомобильная промышленность, 1977, № 12, с. 24—25.
4. Методика (основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. — Экономическая газета, 1977, № 10.
5. Ипатов М. И. Технико-экономическая оценка конструкций автомобилей при проектировании. М., Машиностроение, 1972. 184 с.
6. Ипатов М. И. Экономический допуск при расчетах эффективности проектируемых машин. — Вестник машиностроения, 1970, № 8, с. 77—80.
7. Сравнительная точность метода расчета себестоимости проектируемых изделий / М. И. Ипатов, Е. Р. Клевцова, В. Г. Самойлович и др. — Вестник машиностроения, 1968, № 7, с. 81—84.
8. Ипатов М. И., Проскуряков В. А. Выбор рационального варианта унификации семейства машин. — Стандарты и качество, 1973, № 3, с. 65—69.
9. Теория прогнозирования и принятия решений / Под ред. С. А. Саркисяна. М., Высшая школа, 1977. 351 с.
10. Ипатов М. И., Скворцов Ю. В., Надежина Г. Д. Некоторые проблемы технико-экономического анализа проектируемых грузовых автомобилей. М., 1973. Труды МВТУ, вып. 164.
11. Лахно Р. П., Ненашева Ж. А. Метод определения изменения себестоимости автотранспортных средств на перспективу. — В сб.: Вопросы ценообразования, вып. 4, М., НИИцен, 1977.

УДК 629.113.004

Приемистость автомобиля

Канд. техн. наук А. А. ТОКАРЕВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ТЕОРЕТИЧЕСКИ приемистость¹ автомобиля не принято считать самостоятельным его качеством. Тем не менее эта способность автомобиля является важным элементом не только его тягово-скоростных свойств, но и безопасности движения на дорогах общего пользования.

Рассмотрим приемистость автомобиля в этих двух аспектах.

Для достижения высокой производительности в различных условиях эксплуатации автомобиль должен обладать не только высокой максимальной скоростью, но и достаточной приемистостью. Если в городских, горных и других стесненных условиях эксплуатации важна высокая приемистость при разгоне с места или с малых скоростей, то для условий эксплуатации на магистралях она не менее важна для безопасности при обгоне транспорта, движущегося с пониженными скоростями. Это особенно важно при наличии встречного движения транспорта, что характерно для большинства отечественных дорог.

При разгоне автомобиля с места (особенно в первой фазе) на горизонтальной дороге значительная доля мощности двигателя затрачивается на преодоление инерционных сопротивлений движению, а именно на разгон поступательно движущейся массы автомобиля и вращающихся масс двигателя, трансмиссии и колес.

В процессе разгона ускорение автомобиля меняется в значительно большей степени, чем коэффициент учета вращающихся масс, поэтому сила сопротивления инерции при разгоне изме-

няется в основном за счет изменения ускорения. Отсюда очевидна важность выявления характера изменения ускорения разгона от скорости автомобиля.

На основании уравнения мощностного баланса автомобиля мощность инерционных сопротивлений в фазе разгона (при полной подаче топлива) можно представить в виде

$$N_j = N_e \eta_N - N_c, \quad (1)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя;

$\eta_N = \eta_{дв} \eta_{тр}$ — общий коэффициент учета мощностных потерь;

$\eta_{дв}$ — коэффициент учета потерь и затрат мощности в двигателе (влияние неустановившегося режима и изменения воздушной среды относительно нормальных условий, затраты мощности на привод вспомогательных агрегатов и др.);

$\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии (с учетом потерь в подшипниках ведущих колес);

N_c — суммарная мощность внешних сопротивлений движению (сопротивления дороги и воздуха).

Тогда ускорение разгона автомобиля в общем виде можно выразить формулой

$$j_p = \frac{75gN_e \eta_N}{\delta G} \frac{1}{v_p} - \frac{gW}{\delta G} v_p^2 - \frac{g\psi}{\delta}, \quad (2)$$

где G — масса автомобиля в кг;

v_p — скорость автомобиля в м/с.

¹ Вместо принятого для автомобиля термина «интенсивность разгона» в статье использован употребляемый по отношению к двигателю термин «приемистость».

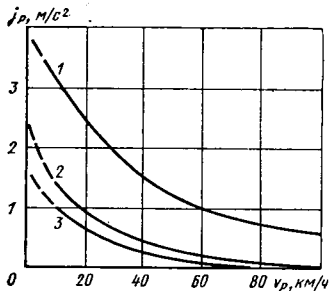


Рис. 1. зависимость $j_p = f(v_p)$ для автомобилей различных типов

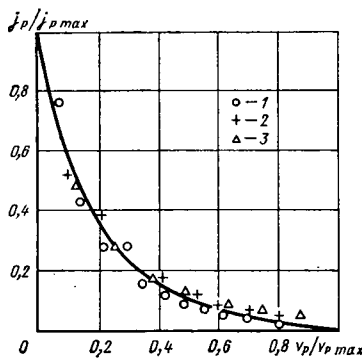


Рис. 2. Зависимость $j_p = f(v_p)$, построенная в относительных координатах $j_p/j_{p \max} = f(v_p/v_{p \max})$ для автомобилей различных типов:
1 — легковых; 2 — грузовых и автобусов; 3 — автопоездов

Если допустить, что автомобиль снабжен бесступенчатой трансмиссией, а разгон происходит по горизонтальной дороге (при полном использовании мощности двигателя), то величины N_e , η_N , ψ можно принять постоянными. С определенной степенью приближения можно также принять постоянным и коэффициент δ . В этом случае выражение (2) можно представить в виде

$$j_p = \frac{a}{v_p} - b v_p^2 - c, \quad (3)$$

где a, b, c — постоянные коэффициенты для данного автомобиля:

$$a = \frac{75g N_{e \max} \eta_N}{\delta G}; \quad b = \frac{gW}{\delta G}; \quad c = \frac{g\psi}{\delta}.$$

Примеры определения ускорений j_p показывают, что составляющая $b v_p^2$ в уравнении (3) примерно на порядок меньше составляющей c и на 1—2 порядка меньше составляющей a/v_p . Вследствие этого при скоростях до 50—60 км/ч для грузовых автомобилей и автобусов и до 80—90 км/ч для легковых автомобилей эта составляющая существенно не влияет на величину ускорения разгона.

Следовательно, можно принять, что кривая $j_p = f(v_p)$ по форме приближается к равносторонней гиперболы. Это подтверждается также результатами практических расчетов осредненных величин ускорений разгона автомобилей разных типов (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что характер протекания осредненных кривых ускорений у легковых автомобилей (кривая 1), грузовых и автобусов (кривая 2), а также автопоездов (кривая 3) однообразен. Если график построить в относительных координатах $j_p/j_{p \max} = f(v_p/v_{p \max})$, то все кривые практически сольются в одну (рис. 2)*. Таким образом, с достаточной для практических целей точностью можно принять гиперболический закон зависимости ускорения от скорости разгона автомобиля, причем это допущение будет также справедливо и для автомобилей с механической ступенчатой трансмиссией.

Данное положение можно использовать при решении самых разнообразных практических задач, в частности, при построении графика ускорений с помощью графика, представленного в относительных координатах на рис. 2. Такое построение может быть осуществлено по известным или заданным значениям $j_{p \max}$ и $v_{p \max}$.

Вместе с тем, учитывая вполне определенную закономерность изменения ускорений по скорости разгона, приемистость автомобиля в принципе можно оценить при любой фиксированной скорости и без построения графика ускорений. Однако надо учитывать, что при малой скорости автомобиля (первая фаза разгона) величина ускорения резко изменяется даже при самых незначительных изменениях скорости разгона (см. рис. 2) и поэтому не может быть определена с достаточной степенью точности, а при значениях скорости, близких к максимальной, она слишком мала.

Вследствие этого приемистость автомобилей лучше оценивать в диапазоне относительных скоростей примерно 0,4—0,8,

причем для удобства сравнения, а также для накопления статистических данных задаваемые скорости следует принять стабильными на длительный период времени.

Необходимо также отметить, что приемистость автомобилей можно оценивать и по среднему ускорению или по времени разгона в заданном интервале скоростей. При известной или заданной величине максимального ускорения среднее ускорение можно определять, пользуясь графиком относительных ускорений (см. рис. 2), по формуле

$$j_{cp} = \frac{j_1 + j_2}{2}, \quad (4)$$

где j_1, j_2 — начальное и конечное значения ускорений в заданном интервале скоростей разгона, а при наличии графика $v_p = f(\tau_p)$ — по выражению

$$j_{cp} = \frac{v_{p2} - v_{p1}}{\tau_{p2} - \tau_{p1}}, \quad (5)$$

где v_{p1}, v_{p2} — начальная и конечная скорости разгона в заданном интервале скоростей;
 τ_{p1}, τ_{p2} — начальное и конечное время разгона в данном интервале скоростей.

Практически часто нормируют время разгона автомобиля с места ($v_{p1} = 0$) до заданной скорости. Однако если говорить о показателе приемистости, то для этой цели лучше применить среднее ускорение разгона в заданном интервале скоростей. Его же можно применять и при оценке приемистости автомобиля при обгонах. Для этого необходимо зафиксировать при обгоне на горизонтальной дороге величину приращения скорости за процесс обгона и время его протекания, а затем по формуле (5) определить величину среднего ускорения.

По данным Ю. М. Ситникова, наиболее вероятное среднее время обгона на дорогах общего пользования составляет примерно 7 с. В этом случае в зависимости от интервала изменения скоростей $\Delta v = v_2 - v_1 = 5; 10; 15; 20$, $j_{cp} \approx 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$.

Ускорение разгона как показатель приемистости необходимо учитывать при выборе мощности двигателя для проектируемых автомобилей. Задавая график ускорений либо величину среднего или фиксированного¹ ускорения разгона, можно определить необходимый запас мощности, затрачиваемой на разгон автомобиля в заданном диапазоне скоростей, а следовательно, и необходимую максимальную мощность двигателя, исходя из уравнения (1).

Рассмотренный метод оценки приемистости автомобиля может быть полезным для конструктора и исследователя, но он не всегда удобен и применим на практике. Вследствие этого автором предпринята попытка разработать и применить для данной цели более простой и доступный, но равноценный по значимости показатель, базирующийся на мощностном балансе автомобиля. При этом учитывалось следующее.

Для интенсивного разгона автомобиля с минимальной скоростью или с места, а также для обгона транспорта, идущего впереди с пониженной скоростью, обгоняющему автомобилю очень важно повысить свою скорость за возможно короткое время с тем, чтобы обойти этот транспорт за возможно коротком пути. Это особенно важно при наличии встречного движения транспорта, когда вероятность обгона сходу по встречной полосе движения обычно невелика. Однако обгоняющий автомобиль должен располагать определенным резервом мощности, который он может реализовать для сравнительно быстрого увеличения скорости. Возможности для такого резерва, как известно, безграничны. Они определяются такими факторами, как себестоимость производства, себестоимость транспортной работы, запас топливных ресурсов и др. Отсюда возникает проблема выбора мощности с учетом всех влияющих на нее факторов.

В существующих методах выбора мощности двигателя фактор приемистости, как правило (за редким исключением), не учитывается.

Таким образом, задача сводится к тому, чтобы найти такой показатель приемистости, который позволил бы учесть необходимый резерв мощности при выборе номинальной ее величины (максимальной мощности двигателя) без проведения трудоемких расчетных и экспериментальных работ. Такой показатель можно получить, исходя из уравнения (1), с этой целью примем $N_e = N_{e \max}$ и разделим левую и правую части данного уравнения на величину $N_{e \max}$:

$$\frac{N_j}{N_{e \max}} = \eta_N - \frac{N_c}{N_{e \max}}. \quad (6)$$

* На графике точка с координатами 0; 1 является условной, так как значения максимальных ускорений практически определены при скоростях разгона, близких к нулю ($v_p \rightarrow 0$).

¹ Ускорение, соответствующее данной фиксированной скорости разгона (задается по аналогии или с помощью графиков рис. 1 и 2).

Отношение мощностей в левой части уравнения (6) назовем коэффициентом приемистости¹ автомобиля,

$$\eta_j = \frac{N_j}{N_{e \max}} \quad (7)$$

Для удобства обозначим также отношение мощностей $N_c/N_{e \max}$ через коэффициент η_c . Тогда приведенное выше уравнение (6) будет иметь вид

$$\eta_j = \eta_c N - \eta_c, \quad (8)$$

где η_c — коэффициент учета внешних сопротивлений движению (учитывает сопротивления дороги и воздуха).

Из сказанного следует, что коэффициент приемистости представляет собой отношение запаса мощности, которым располагает автомобиль при движении с заданной скоростью по горизонтальной дороге, к максимальной мощности двигателя. Указанный запас мощности может быть реализован как для увеличения скорости автомобиля, так и для преодоления повышенных сопротивлений движению. Согласно уравнению (8) коэффициент приемистости численно равен разности между коэффициентами учета мощностных потерь и внешних сопротивлений движению.

При наличии графика $N=f(v)$, который обычно является исходным для тяговых расчетов, можно определять значения коэффициента приемистости согласно уравнениям (7) или (8)* практически при любых интересующих нас мощностях и скоростях движения автомобиля, а при необходимости и построить график, выражающий зависимость

$$\eta_j = f(N_{e \max}, v).$$

Характер протекания кривой $\eta_j=f(v)$ при заданной мощности $N_{e \max}$ показан на графике (рис. 3). Если эту зависимость представить в относительных координатах в виде $\eta_j/\eta_N = f(v/v_{\max})$, то семейство кривых (рис. 3) можно заменить одной кривой (рис. 4), представляющей собой кубическую параболу. Это вытекает из зависимости $N_c=f(v)$ (рис. 3), характер протекания которой соответствует кубической параболе.

Наряду с этим в большинстве случаев при решении практических задач можно ограничиться определением только одного значения η_j , соответствующего той или иной характерной скорости движения автомобиля.

Для оценки приемистости автомобиля в фазе разгона в качестве характерной можно выбрать заданную начальную скорость разгона на прямой передаче, а для оценки обгонных свойств — наиболее характерные скорости, встречающиеся в условиях эксплуатации.

В зависимости от типов автомобилей эти скорости можно принять равными: 40 км/ч для городских автобусов и автопоездов; 60 км/ч для грузовых автомобилей, междугородных и туристских автобусов; 80 км/ч для легковых автомобилей.

В принципе можно принять и другие скорости. Важно только, чтобы они были одинаковыми для сравниваемых автомобилей данного типа и не менялись по времени, так как в противном случае нельзя будет накопить статистические данные.

Были определены значения η_j для ряда отечественных и зарубежных автомобилей (автопоездов) при рекомендуемых выше расчетных скоростях. Расчеты показали, что коэффициенты приемистости у современных автомобилей составляют: 0,6—0,75 у легковых автомобилей (при скорости 80 км/ч); 0,57—0,62 у междугородных и туристских автобусов (при скорости 60 км/ч); 0,50—0,60 у грузовых автомобилей (при скорости 60 км/ч); 0,65—0,73 у городских автобусов (при скорости 40 км/ч); 0,56—0,62 у автопоездов (при скорости 40 км/ч).

Наиболее высокие значения η_j относятся к легковым автомобилям Альфа Ромео 2600 и Фиат-130, туристскому автобусу ПАЗ-3203Т, городским автобусам Магнус Дейц 75Е6 и ЛиАЗ-677, грузовому автомобилю ЗИЛ-130, автопоездам типа ЗИЛ-130 и КраЗ-256, имеющим высокую удельную мощность. В этой связи необходимо подчеркнуть, однако, что кроме удельной мощности на величину η_j заметно влияют затраты мощности на преодоление суммарного сопротивления движению.

Сравнение автомобилей по типам (при равных скоростях) показывает, что значения η_j у междугородных и туристских автобусов заметно выше, чем у грузовых автомобилей, а у городских автобусов существенно выше, чем у автопоездов.

Судя по расчетной формуле, характеру протекания кривых и полученным расчетным данным, можно прийти к заключению, что величина η_j в значительной степени зависит от удельной мощности и скорости движения автомобиля. Чем выше удельная мощность и ниже скорость движения, тем выше зна-

¹ Его можно также назвать коэффициентом запаса мощности.

* Для определения η_j по выражению (8) должно быть известно значение коэффициента η_c мощностных потерь.

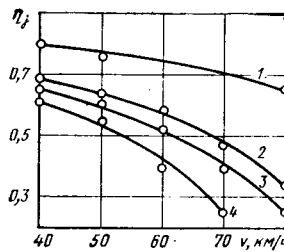


Рис. 3. Зависимость $\eta_j = f(N_{e \max}, v)$ для автомобилей различных типов: 1 — легковых; 2 — грузовых; 3 — автобусов; 4 — автопоездов

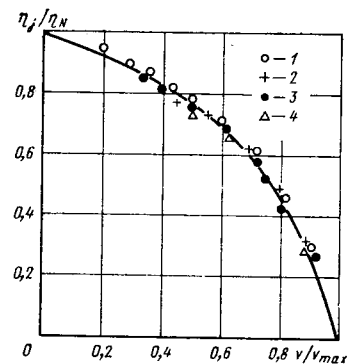


Рис. 4. Зависимость $\eta_j = f(N_{e \max}, v)$ для автомобилей различных типов, построенная в относительных координатах (обозначения те же, что на рис. 3)

чение коэффициента η_j , и наоборот. При малых скоростях движения и высокой удельной мощности значения η_j приближаются к единице, а при высоких скоростях — к нулю. Поэтому сравнительную оценку приемистости автомобилей по этому коэффициенту целесообразно проводить при скоростях движения, лежащих в средней зоне скоростного диапазона.

Данный показатель можно эффективно применять как для сравнительной оценки приемистости автомобилей в качестве непосредственного измерителя, так и для выбора мощности двигателя, которая связана с этим показателем уравнениями (7) и (8). Подставив в уравнение (8) значение $\eta_c = N_c/N_{e \max}$ и решая уравнения (7) и (8) относительно $N_{e \max}$, получим

$$N_{e \max} = N_j/\eta_j; \quad (9)$$

$$N_{e \max} = \frac{N_c}{\eta_N - \eta_j}. \quad (10)$$

Если известно (по данным статистики или имеющимся аналогам автомобилей), при каком значении η_j обеспечивается заданная приемистость автомобиля, то по выражениям (9) или (10) легко определить, какая для этого потребуется максимальная мощность двигателя. При этом мощности N_j можно определить по уравнению (1) или на основании заданного среднего ускорения, соответствующего принятой для сравнения скорости. Для получения ускорений с высокой точностью эта скорость должна находиться в середине узкого интервала скорости разгона.

В случае отсутствия исходных данных необходимо задаться несколькими значениями η_j и, определив соответствующие им мощности, рассчитать интенсивность разгона и сопоставить ее с заданной (по среднему ускорению или времени разгона в заданном диапазоне скоростей). Выбранную таким образом мощность надо сопоставить с мощностью, необходимой для обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля на горизонтальной дороге, и принять большую из них.

Коэффициент приемистости имеет особое значение при выборе мощности двигателя автомобиля, предназначенного для горных и городских условий эксплуатации. Это объясняется тем, что в таких условиях высокая потребляемая мощность определяется не максимальной скоростью (она, как правило, невелика), а повышенными сопротивлениями дороги (подъемы) и инерционными сопротивлениями при разгоне автомобиля. В этом случае можно принять либо рекомендуемые выше расчетные скорости в зависимости от типа автомобиля, либо другие, если они являются более характерными для данных условий эксплуатации.

Таким образом, приемистость является одним из основных элементов не только тягово-скоростных свойств автомобиля, но и безопасности его движения на дорогах общего пользования. В качестве оценочных показателей приемистости автомобиля можно рекомендовать: коэффициент приемистости, представляющий собой отношение запаса мощности, которым располагает автомобиль при движении с заданной скоростью по горизонтальной дороге, к максимальной мощности двигателя; ускорение разгона, соответствующее заданной характерной скорости; среднее ускорение или время разгона в заданном диапазоне скоростей.

При выборе максимальной мощности двигателя проектируемых автомобилей необходимо учитывать требование к их приемистости с помощью перечисленных выше показателей.

О затратах мощности при движении автомобиля с блокированным межосевым приводом

Д-р техн. наук А. Х. ЛЕФАРОВ

Белорусский политехнический институт

ПРОБЛЕМУ повышения производительности автомобильного транспорта на основных транспортных магистралях с твердым покрытием можно решить более широким использованием многоприводных автомобилей [1 и 2].

Однако, как показывают исследования, для полноприводных автомобилей при движении с блокированным межосевым дифференциалом по твердым дорогам характерен повышенный расход топлива (на 8—12%). В настоящее время нет достаточно полных исследований, отражающих физическую сущность дополнительных потерь, и нет относительно простых аналитических зависимостей для ведения обычных инженерных расчетов.

Установлено, что при блокированном приводе в ходовой системе всегда наблюдается кинематическое рассогласование (несоответствие) расчетных скоростей движения центров передних и задних колес. Кинематическое несоответствие и ведет к дополнительным затратам мощности в результате тангенциальной деформации шин в контакте с дорогой и циркуляции паразитной мощности в силовом приводе.

В работе [3] отмечалось, что при движении автомобиля с блокированным межосевым приводом затраты мощности на тангенциальную деформацию шин или шин и грунта (буксование) можно подразделить на две составляющие: на мощность N_{δ} , зависящую от тяговой нагрузки, и дополнительную мощность $N_{\delta \text{ доп}}$, присущую только блокированному приводу и зависящую от величины кинематического несоответствия m ,

$$N_{\delta} = \frac{v_{T2}^2 P_{K.c}^2}{540 K}; \quad N_{\delta \text{ доп}} = \frac{v_{T2} K m^2}{540},$$

где v_{T2} — расчетная скорость по колесам забегающего (заднего) моста в км/ч;

m — коэффициент кинематического несоответствия, отражающий долю потерянной скорости;

K — коэффициент тангенциальной жесткости шин одного моста (или шин и грунта), в данном случае одинаковый для обоих мостов;

$P_{K.c}$ — суммарная тяговая нагрузка на колесах.

Коэффициент K представляет собой величину, обратную коэффициенту тангенциальной эластичной шины, он применяется для удобства ведения аналитических расчетов.

На рис. 1 кривая 1 отражает изменение N_{δ} , а кривая 2 — изменение суммарных потерь на буксование $N_{\delta c}$. Отрезки прямых между кривыми 1 и 2, представляющие собой разность величин $N_{\delta c}$ и N_{δ} , отражают потери $N_{\delta \text{ доп}}$. Как видно из приведенных формулы и графика, для данных значений K и m мощность $N_{\delta \text{ доп}}$ является постоянной величиной во всем диапазоне тяговых нагрузок, начиная с $P_{K.c}=0$. Таким образом, кривая 1 характерна для автомобиля с дифференциальным приводом, кривая 2 соответствует автомобилю с блокированным приводом.

При малых тяговых нагрузках, блокированном приводе и наличии кинематического несоответствия на колесах одного из

мостов (например, первом) сила тяги P_{K1} будет отрицательной, тогда как на колесах другого (второго) моста сила тяги P_{K2} всегда положительна. Отметим, что алгебраическая разность касательных сил тяги P_{K2} и P_{K1} не зависит от тяговой нагрузки и является постоянной, аналогично постоянному значению упругого момента в силовом приводе.

Когда тяговые нагрузки малы и сила P_{K1} отрицательна, потери мощности в трансмиссии также складываются из двух составляющих: из потерь N_m , определяемых тяговой нагрузкой и присущих как блокированному, так и дифференциальному приводам, и из дополнительных потерь $N_{m \text{ доп}}$, свойственных только блокированному приводу. Эти дополнительные потери обуславливаются так называемой циркулирующей паразитной мощности

$$N_m = \frac{v_{T2} P_{K.c} (1 - \eta_m)}{270 \eta_m},$$

где η_m — механический КПД привода.

Величина η_m принимается одинаковой от раздаточной коробки до передних и задних колес как при прямом, так и обратном потоке мощности.

Характер протекания потерь N_m отражает кривая 3 на рис. 1. Максимальные дополнительные потери в трансмиссии при $P_{K.c} \rightarrow 0$. В этом случае

$$N_{m \text{ доп}} = \frac{v_{T2} K m (1 - \eta_m^2)}{270 \eta_m}.$$

Анализ этих зависимостей показывает, что суммарные потери мощности в трансмиссии постоянны при любой тяговой нагрузке $P_{K.c}$, пока силы тяги передних и задних колес имеют разные знаки (кривая 4 на рис. 1). При этом с ростом тяговой нагрузки потери N_m увеличиваются (кривая 3), а потери $N_{m \text{ доп}}$ убывают. Снижение этих потерь характеризуется уменьшением отрезков прямых между кривыми 3 и 4. С повышением тяговой нагрузки возрастает положительное значение силы тяги задних колес и уменьшается величина отрицательной силы тяги передних колес. При тяговой нагрузке $P_{K.c}$, соответствующей нулевому значению силы P_{K1} , исчезают циркуляция паразитной мощности и дополнительные потери в трансмиссии. Дальнейшее увеличение тяговой нагрузки повышает потери N_m при отсутствии дополнительных потерь (кривая 3, правая часть).

Для случая, когда суммарная сила тяги $P_{K.c} \rightarrow 0$, что можно сравнить с режимом буксования автомобиля, суммарные дополнительные потери в трансмиссии (и на буксование) при блокированном приводе можно определить и по другой единой формуле

$$N_{\text{доп}} = \frac{v_{T2}}{270} K m \frac{1 - (1 - m) \eta_m^2}{1 + (1 - m) \eta_m^2} = \frac{v_{T2}}{270} P_{\text{доп}}.$$

При выводе приведенных зависимостей пренебрегали малыми величинами второго и более высокого порядка. По этой причине расчет по первому и второму методам не дает точного совпадения результатов. Однако для значений η_m выше 0,7 результаты расчетов практически одинаковые. Разница становится ощутимой при величинах $\eta_m = 0,7$ и ниже. На рис. 2 дан график зависимости дополнительной силы тяги $P_{\text{доп}}$ автомобиля МАЗ-505 от коэффициента m для различных значений КПД η_m при движении по твердой дороге с $K = 4 \cdot 10^4$ (сплошные линии) и грунту средней плотности с $K = 2,5 \cdot 10^4$ (штриховые линии). Полученные зависимости отражают влияние конструктивных факторов m , η_m и K на величину дополнительной мощности, затрачиваемой на движение автомобиля при блокированном приводе. Эти зависимости раскрывают также и физический смысл дополнительных потерь.

Таким образом, дополнительно затрачиваемая мощность складывается из двух составляющих: из потерь мощности в трансмиссии и затрат мощности на буксование. Суммарные потери имеют наибольшее значение при $P_{K.c} \rightarrow 0$. С ростом тяговой нагрузки потери $N_{m \text{ доп}}$ уменьшаются, а потери $N_{\delta \text{ доп}}$ остаются постоянными. Следовательно, суммарные дополнительные потери с увеличением тяговой нагрузки также падают. При этом суммарная мощность $N_{\text{доп}}$, так же как и ее составляющие $N_{m \text{ доп}}$ и $N_{\delta \text{ доп}}$, уменьшается с ростом тяговой нагрузки.

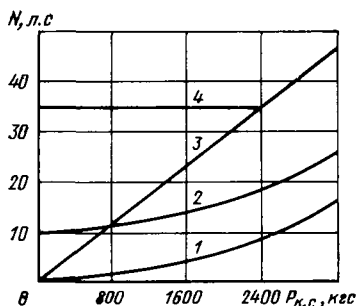


Рис. 1. Зависимости потерь мощности в трансмиссии и на буксование от тяговой нагрузки автомобиля

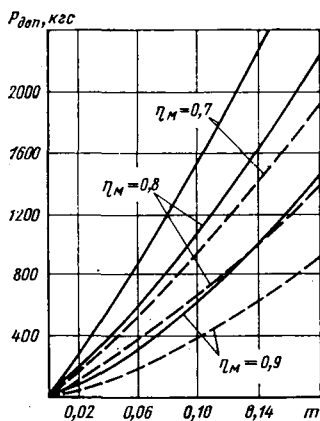


Рис. 2. Зависимость дополнительной силы $P_{\text{доп}}$ от величины m и η_m при $P_{K.c} = 0$

Дополнительные потери не пропорциональны весу автомобиля и общей мощности, затрачиваемой на ее движение. Дополнительные потери, определяемые для режима буксирования, только косвенно характеризуют качество автомобиля. Эти потери для эксплуатационного режима должны определяться аналитически или экспериментально в каждом отдельном случае с учетом реальной тяговой нагрузки и коэффициентов η_m и K .

Приведенные исследования в значительной степени объясняют причины повышенного расхода топлива у автомобилей с заблокированным приводом, отмечаемого многочисленными экспериментальными исследованиями.

Дополнительные потери как по абсолютной величине, так и в долевом отношении уменьшаются с увеличением тангенциальной податливости шин и грунта и повышением тяговой нагрузки ведущих колес. Последнее согласуется с положениями, рассмотренными в работе [1].

Предложенные зависимости позволяют достаточно полно оценить топливную экономичность автомобиля с дифференциальным и заблокированным приводами на твердых и деформируемых дорогах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пути повышения производительности грузовых автотранспортных средств общего назначения / З. Л. Сироткин, Л. Е. Глинер, А. П. Кожеуров и др. — Автомобильная промышленность, 1977, № 1, с. 10—12; № 2, с. 11—13.
2. Сорочан Ю. П. Требования к сцепным качествам зарубежных грузовых автопоездов (автомобилей). — Автомобильная промышленность, 1977, № 9, с. 40—43.
3. Лефаров А. Х., Кабанов В. И. — К вопросу о КПД колесного движителя многоприводного автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1976, № 12, с. 21—23.

УДК 629.113.004:620.1.084

Приборный контейнер для метрологического обеспечения экспериментальных исследований

Канд. техн. наук П. Л. БРАИЛЬЧУК, С. С. МАЛОВ,
В. С. ТИТАРЕНКО, В. Г. БАРВИНОК, А. Ф. ЖИГАРЬ

Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины

Для проверки соответствия автомобилей и их агрегатов утвержденным характеристикам, действующим стандартам, техническим условиям и требованиям, а также для контроля качества изготовления и сборки автомобиля, проверки надежности и долговечности его агрегатов и деталей проводятся предварительные (приемочные) и эксплуатационные испытания [1 и 2].

Качество проведения испытаний автомобилей, эффективность научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по совершенствованию автомобильной техники находятся в прямой зависимости от уровня их метрологического обеспечения.

В большинстве случаев контрольно-измерительные приборы, применяемые для проведения исследований, размещаются в кабине автомобиля. Ограниченная площадь в кабине иногда заставляет использовать для этих целей и кузов автомобиля.

При размещении аппаратуры для измерений в кабине испытуемого автомобиля возникают некоторые затруднения: из-за значительного количества приборов и датчиков к ним требуется применять много проводов для их подключения, что вносит путаницу при монтаже, создает осложнение в работе и не по-

зволяет обеспечить высокое качество измерений. Кроме того, повышается трудоемкость монтажа необходимой метрологической оснастки и, как следствие, появляются длительные непроизводительные простои автомобиля в процессе его подготовки к испытаниям.

Разработан универсальный приборный контейнер, применение которого позволяет исключить указанные недостатки. Для его изготовления был использован специализированный кузов. Габариты контейнера (3,2×2,2×1,8) позволяют использовать его почти на всех моделях грузовых автомобилей, выпускаемых отраслью.

Выявлен комплекс измерительных средств, необходимых для оценки эксплуатационных качеств, надежности и долговечности автомобилей (см. таблицу). По данным таблицы можно сформулировать требования к конструкции контейнера и на их основе осуществить разработку и изготовление опытного образца.

Многообразие измеряемых параметров предполагает такое же большое количество датчиков. Регистрация исследуемых параметров должна производиться на регистрирующих прибо-

Исследуемые показатели	Регистрирующие датчики	Приборы визуального контроля	Накопители информации		
			на бумажную ленту	на магнитную ленту	на счетчики
При оценке эксплуатационных качеств автомобилей					
Динамичность автомобиля	Пятое колесо	Специальный спидометр	Самописец, осциллограф	Магнитограф	—
Тяговые качества	Тензометрическое буксирное устройство, тензодатчики	Микроамперметры	То же	.	—
Тормозные качества	Пятое колесо, деселерометры, тензопедаль	Специальный спидометр, микроамперметр	Самописец, осциллограф	.	—
Топливная экономичность	Расходомеры топлива и воздуха (импульсные)	Флоуметры	То же	.	Электроимпульсные счетчики
Устойчивость и управляемость автомобиля	Гироскопические датчики, потенциометрические датчики	Микроамперметры	Самописец, осциллограф	.	—
Уровень шумов в автомобиле и агрегатах	Микрофоны	.	Шумомер, самописец	.	—
Уровень токсичности отработавших газов	Газоотборники	Микроамперметры	Самописцы, хромотографы	—	—
Плавность хода	Датчики перемещений, датчики ускорений	.	Самописцы, осциллограф	Магнитограф	—
При оценке надежности и долговечности					
Скоростной и нагрузочный режимы функциональных систем автомобиля	Датчики частоты вращения вала, крутящего момента, переключения передач и др.	Микроамперметры	Самописцы-режимомеры	Магнитографы	Статистический анализатор с электроимпульсными счетчиками
Режим нагружения деталей и узлов автомобиля	Тензодатчики	.	Осциллографы	.	То же
Температурный режим агрегатов, их внутренних и наружных сред	Термометры сопротивлений, термомпары	.	Самописцы, осциллографы	.	—
Микроклимат в районе расположения агрегатов	Термометры, термостары, анемометры	.	То же	.	—
Вибрация автомобиля и его агрегатов	Индукционные датчики, явезодатчики	Микроамперметры, милливольтметры	.	.	Частотный анализатор
Параметры, характеризующие дорожные условия	Гироскопические датчики макро- и микропрофиля дороги	То же	Осциллографы	.	—

рах трех-четырёх типов. Поэтому задача разработки включала следующие этапы.
 1. Оборудование деталей, узлов и агрегатов датчиками с выводом кабелей от них в одно определенное место на автомобиле.
 2. Разработка и изготовление согласующих устройств в стандартных корпусах для установки в откидную фронтальную часть стенда.
 3. Оснащение мест установки регистрирующей аппаратуры быстросменными платами.

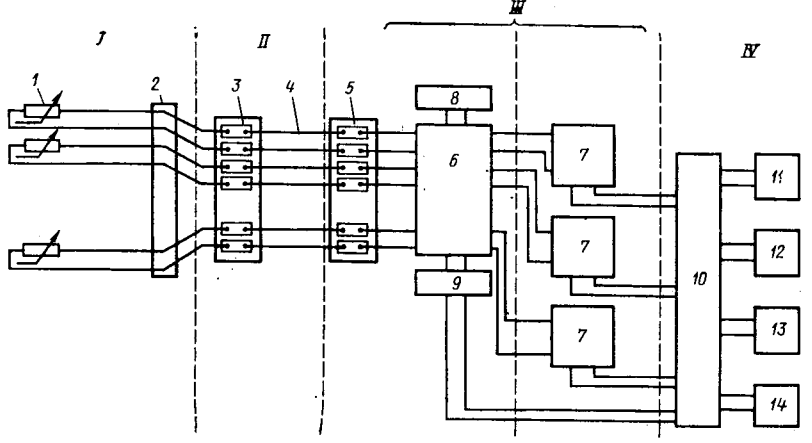
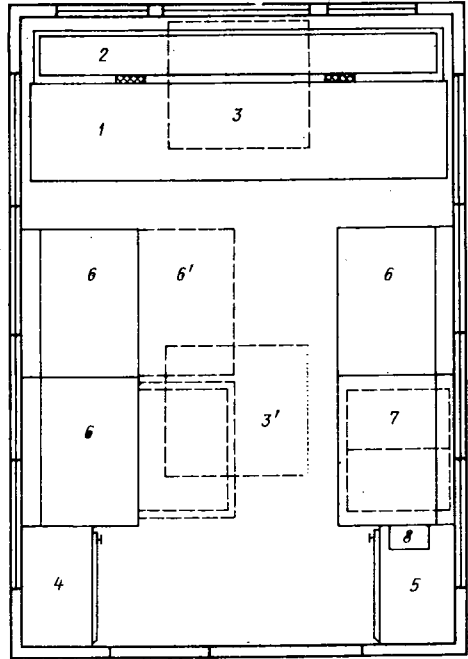


Рис. 2. Блок-схема метрологического обеспечения экспериментальных исследований:
 I — датчики; 2 — кассета формирования жгутов; 3 — распределительная коробка на передней части контейнера; 4 — соединительный кабель; 5 — распределительная коробка на специальном стенде контейнера; 6 — согласующие устройства; 7 — регистрирующая аппаратура; 8 — блок визуального контроля; 9 — вторичные источники питания; 10 — щит электропитания; 11 — аккумуляторные батареи; 12 — зарядное устройство; 13 — бензоагрегат; 14 — генератор; I — агрегаты и узлы автомобиля; II — переход от автомобиля к стенду приборного контейнера; III — стенд приборного контейнера; IV — оборудование контейнера

Рис. 1. План размещения оборудования в приборном контейнере:

1 — специализированный стенд; 2 — откидная фронтальная часть стенда; 3 — верстак в транспортном положении; 3' — верстак в рабочем положении; 4 — бытовой шкаф; 5 — шкаф для одежды; 6 — сиденья; 6' — сиденья, трансформированные в постель; 7 — аккумуляторы; 8 — щит коммутации электропитания и зарядное устройство

4. Разработка конструкции и изготовление стенда, а также выбор оптимальных типоразмеров разъемных переходных колодок и общая планировка и размещение оборудования в контейнере (рис. 1).

Универсальность приборного контейнера заключается прежде всего в возможности применения аппаратуры как с непрерывной регистрацией исследуемых параметров (магнитографы, осциллографы), так и с дискретным отсчетом (статистические анализаторы, импульсные расходомеры и др.).

Наличие аппаратуры для записи дорожных параметров, которая входит в измерительный комплекс контейнера, а также применение многоканального магнитографа ЕММ-140 расширили возможности экспериментальных исследований. Открылись возможности исследования рабочих процессов в функциональных системах автомобилей во взаимосвязи их с дорожными параметрами. Кроме того, использование магнитографа для накопления информации позволяет внедрить для обработки результатов исследований вычислительную технику.

Однако применение магнитографов требует большой энергоёмкости при проведении эксперимента. Так, при работе магнитографа ЕММ-140 в течение 10—12 ч необходима емкость аккумуляторных батарей не менее 300 А·ч при рабочем напряжении 24 В, причем для получения качественной записи исследуемых параметров необходимо исключить подзарядку батарей от генератора в момент эксперимента.

С учетом этого в приборном контейнере размещено восемь аккумуляторов напряжением 12 В, емкостью 180 А·ч каждый. Предусмотрена возможность коммутации на щите аккумуляторов в батарею, обеспечивающей необходимое напряжение.

Зарядное устройство, а также наличие бензоагрегата позволяют производить зарядку аккумуляторов на стоянке от сети переменного тока. В связи с установкой на испытуемом автомобиле генератора мощностью 1 кВт (вместо стандартного 0,5 кВт) появилась возможность подзарядки батарей и в движении.

Наряду с магнитной записью при исследовании переходных и неустановившихся процессов в различных функциональных системах автомобиля едва ли ни единственным остается метод прямой записи на светолучевой осциллограф. Для этого в контейнере предусмотрены согласующие устройства с выходом по току (рис. 2).

Большое внимание было уделено разработке специализированного стенда (рис. 3). Стенд выполнен разборным, что значительно упростило его установку в контейнере. Откидная фронтальная часть стенда обеспечивает хороший доступ к задней стенке, где предусмотрены переходные колодки для коммутации блочных схем.

На столе стенда размещены быстросменные панели, на которых находятся необходимые для эксперимента средства накопления информации. Стенд имеет отсеки для хранения запасных кабелей и приборов. Его внешний вид отвечает современным требованиям технической эстетики и эргономики.

В процессе сборки опытных образцов автомобилей по заранее разработанной схеме монтируют соответствующие датчики. Провода от всех датчиков собирают в один жгут и закрепляют в кассете. Кассета выполнена герметичной и позволяет собрать подготовленные к пайке концы проводов от повреждения и загрязнения на весь период сборки и обкатки автомобиля.

Одновременно с работами по сборке опытных образцов автомобилей готовят приборный контейнер. На сменных панелях монтируют необходимую регистрирующую аппаратуру. Во фронтальной части стенда вставляют блоки согласующих устройств и вторичные источники питания, для подборки которых предусмотрены стандартные выдвижные каррасы. Датчики к согласующим устройствам подключают с помощью распределительных коробок. Аппаратуру, подключение которой должно быть выведено в кабину водителя, соединяют с помощью переходных коробок. Измерительную аппаратуру в контейнере готовят для выполнения экспериментальных исследований при наличии готовых блоков в течение 2—3 ч. Ког-

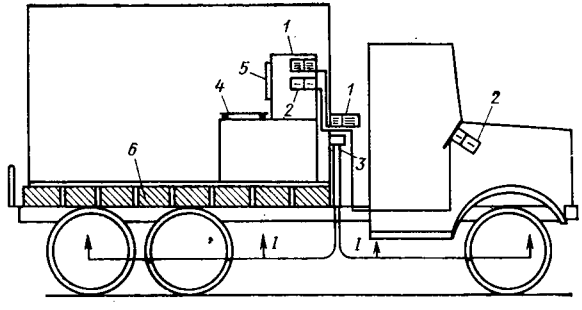


Рис. 3. Схема расположения соединительных кабелей и распределительных коробок на испытуемом автомобиле:
 1 — коробки соединения стенда с наружной частью контейнера (60 точек); 2 — коробки соединения стенда с кабиной водителя (20 точек); 3 — кассета для формирования жгутов от датчиков; 4 — сменные платы для регистрирующей аппаратуры; 5 — стенд; 6 — балласт; I — датчики

да автомобиль готов к испытаниям, его загружают балластом и устанавливают контейнер на автомобиль.

Дальнейшая подготовка к испытаниям сводится к распайке подготовленных концов от датчиков на клеммы распределительных коробок. Такая операция занимает не более 2 ч.

Учитывая, что испытания автомобилей проводятся в разнообразных дорожных и климатических условиях и, как правило, в отрыве на длительное время от завода, в контейнере предусмотрены и дополнительные службы. В частности, в контейнере имеются: шкаф для хранения одежды экипажа, умывальник с запасом воды к нему, газобаллонная плита для приготовления пищи, обеденный стол, шкаф для хранения посуды и продуктов питания, спальные устройства для четырех-пяти членов экипажа, верстак с комплектом инструмента для выполнения монтажных и ремонтных работ, отопитель, а также переговорное устройство для связи контейнера с кабиной водителя.

Опытный образец контейнера был применен при экспериментальных исследованиях на автомобиле КрАЗ-255Б в различных условиях эксплуатации, а также на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ. С помощью контейне-

ра проведены исследования скоростных и нагрузочных режимов агрегатов трансмиссии, исследования их тепловой нагрузки и микроклимата в районе агрегатов, а также тормозных качеств автомобиля в различных дорожных и климатических условиях.

Время на подготовку автомобиля к испытаниям, а также время на перестройку от одной темы исследований к другой сократилось в несколько раз. Последнее позволило получить значительный экономический эффект. Хорошо зарекомендовали себя вспомогательные службы: повысилось качество проведения экспериментальных исследований, улучшились условия работы операторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Армадеров Р. Г. К вопросу метрологического обеспечения научно-исследовательских работ в автомобилестроении. — Автомобильная промышленность, 1975, № 6.
2. Егорычев Л. П., Плетнев А. Е. Аппаратура для статистических исследований процессов в автомобилях и двигателях. — Автомобильная промышленность, 1978, № 2.

УДК 629.113.011.5/7

Вибронагруженность кабины и сиденья водителя автомобилей с системой вторичного поддрессоривания

В. С. УСТИМЕНКО, С. В. ПЛАТОНОВ

ПОВЫШЕНИЕ эффективности использования автомобилей в существенной степени зависит от условий работы водителя, которые во многом определяются вибронагруженностью кабины и сиденья. В некоторых конструкциях отечественных и зарубежных автомобилей с целью снижения вибронагруженности и уменьшения за счет этого утомляемости водителя используют так называемую систему вторичного поддрессоривания, т. е. поддрессоривание кабины и сиденья водителя.

Особенно остро вопрос снижения вибронагруженности на рабочем месте водителя возникает в связи с преимущественным распространением автомобилей, у которых кабина расположена над двигателем (или даже несколько впереди него). В этом случае рабочее место находится в зоне значительных колебаний поддрессоренной массы автомобиля. Вследствие этого, как правило, при такой компоновке используется поддрессоривание кабины. Однако эффект от наличия вторичного поддрессоривания проявляется только при определенных соотношениях между параметрами вторичного поддрессоривания, параметрами подвески автомобиля и характеристиками дороги как возмущающего фактора. Из этого вытекает необходимость детально изучать систему вторичного поддрессоривания и определять факторы, при которых обеспечиваются наилучшие условия работы водителя по уровню вибронагруженности.

При анализе вибронагруженности рабочего места водителя достаточно ограничиться исследованием только колебаний передней части автомобиля, поскольку из теории колебаний известно, что для современных автомобилей характерна несвязанность колебаний передней и задней поддрессоренных масс¹.

Однако при этом необходимо учитывать наличие поддрессоривания кабины и сиденья водителя.

Применительно к типичным конструкциям поддрессоривания кабин составим колебательную систему, описывающую колебания передней части автомобиля (рис. 1). Она состоит из четырех масс: переднего моста m_1 , рамы m_2 , кабины m_3 и водителя с сиденьем m_4 . Эти массы связаны между собой соответствующими упругими и демпфирующими элементами, характеризующимися жесткостью C_i и вязким сопротивлением η_i .

Типичной особенностью системы (см. рис. 1) является возможность кабины поворачиваться вокруг точки опоры B на угол θ , в связи с чем вводится момент инерции J_0 кабины и сиденья водителя относительно центра тяжести кабины и перемещение кабины по оси y .

Составим уравнения динамического равновесия каждой массы системы с учетом сил упругого F_{C_i} и вязкого F_{η_i} сопротивлений и реакций R_x и R_y в опоре B :

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + F_{C1} - F_{C2} - F_{\eta 2} = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + F_{C2} + F_{\eta 2} - F_{C3} - F_{\eta 3} - R_x = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + F_{C3} + F_{\eta 3} + R_x - F_{C4} + F_{\eta 4} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y}_3 - R_y = 0; \\ J_0 \ddot{\theta} + (F_{C3} + F_{\eta 3}) b - (F_{C4} + F_{\eta 4}) d + \\ + m_3 \ddot{x}_3 a + m_3 \ddot{y}_3 k = 0; \\ m_4 \ddot{x}_4 + F_{C4} F_{\eta 4} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Данная система обладает четырьмя степенями свободы, и положение ее полностью описывается четырьмя обобщенными координатами x_1, x_2, θ, x_4 .

Выразим x_3 и y_3 через обобщенные координаты:

$$\begin{cases} x_3 = x_2 + a \theta; \\ y_3 = k \theta. \end{cases} \quad (2)$$

Таким образом, можно прийти к системе из четырех дифференциальных уравнений второго порядка с четырьмя неизвестными x_1, x_2, θ и x_4 .

Выражения для сил F_{C_i} и F_{η_i} получим, полагая упругие силы F_{C_i} пропорциональными динамическим деформациям упругих элементов, а силы вязкого трения F_{η_i} — пропорциональными скоростям этих деформаций. Такие допущения о линейности связей элементов системы обусловлены реальным характером протекания динамических процессов при колебаниях и достаточно хорошо согласуются с опытными данными.

Уравнения (1) и (2) представляют собой математическую модель колебаний передней части автомобиля с системой вторичного поддрессоривания. Из этих уравнений следует, что колебательная система передней части автомобиля совершает сложное движение при получении возмущения $q=f(vt)$ от колес. При этом помимо вертикальных перемещений, вызывающих вертикальные виброускорения, происходят угловые перемещения кабины, вследствие которых возникают продольные ускорения. Это явление не свойственно автомобилям с обычной капотной компоновкой. Величина продольных перемещений и ускорений зависит как от параметров колеба-

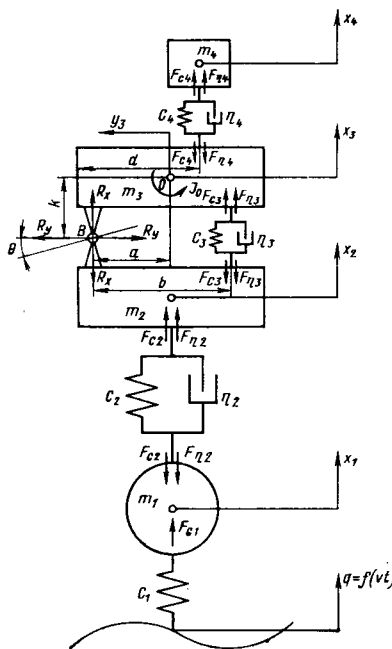


Рис. 1. Схема колебательной системы передней части автомобиля с поддрессориванием кабины и сиденья водителя

¹ Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М. Машиностроение 1972.

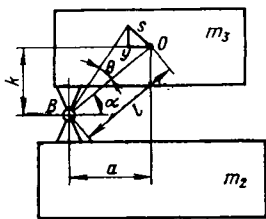
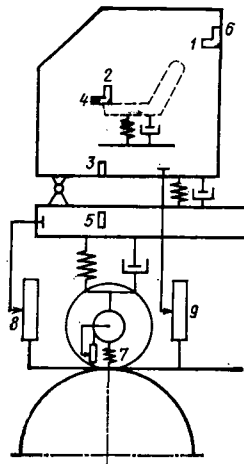


Рис. 2. Схема к определению продольных ускорений кабины

Рис. 3. Схема расположения датчиков на автомобиле:

1, 4 — датчики продольных ускорений; 2, 3, 5, 6 — датчики вертикальных ускорений; 7—9 — датчики перемещений



тельной системы (жесткости, коэффициента сопротивления амортизаторов, момента инерции), так и от компоновочных параметров.

Взаимосвязь продольных колебаний с параметрами, указанными выше, можно найти, используя схему, приведенную на рис. 2.

При угловых перемещениях кабины на угол θ точка O , находясь на расстоянии l от точки B , перемещается на величину s , смещаясь в продольном направлении на величину y . Поскольку $y = s \sin \alpha$, а $s = l \theta$, то

$$y = l \theta \sin \alpha = k \theta \text{ и } \ddot{y} = l \sin \alpha \ddot{\theta} = k \ddot{\theta}. \quad (3)$$

Из выражения (3) следует, что чем выше расположен участок кабины относительно точки опоры B , тем большие продольные колебания и ускорения он испытывает.

Изложенные положения подтверждаются экспериментальным определением функции $z_i = f(\omega)$, которая называется амплитудно-частотной характеристикой. Ее определяют на специальных стендах с беговыми барабанами, на которые устанавливают неровности периодического характера, обычно гармонического (синусоидального) профиля. Рассмотрим результаты экспериментальных исследований на одноосном барабанном стенде автомобиля грузоподъемностью 8 т, имеющего систему вторичного поддрессоривания.

Амплитуда неровности барабана равна 1 м, т. е. определяемые экспериментально значения колебательных параметров по абсолютной величине равны значениям модулей передаточных функций. Это существенно упрощает обработку и анализ результатов эксперимента.

Перед испытаниями автомобиль был приведен в соответствие с ТУ по всем весовым параметрам.

В процессе экспериментальных исследований осуществлялись измерения и регистрация вертикальных перемещений передней моста, рамы и кабины, а также вертикальных и продольных виброускорений в различных точках. Места установки датчиков показаны на рис. 3.

Результаты экспериментальных исследований вибронгруженности кабины автомобиля приведены на рис. 4 и 5. При этом на рис. 4 приведены амплитудно-частотные характеристики перемещений трех масс автомобиля, а на рис. 5 — вертикальных и продольных ускорений в шести точках автомобиля согласно рис. 3.

Графики амплитудно-частотных характеристик вертикальных перемещений имеют необычную форму (рис. 4). При частоте

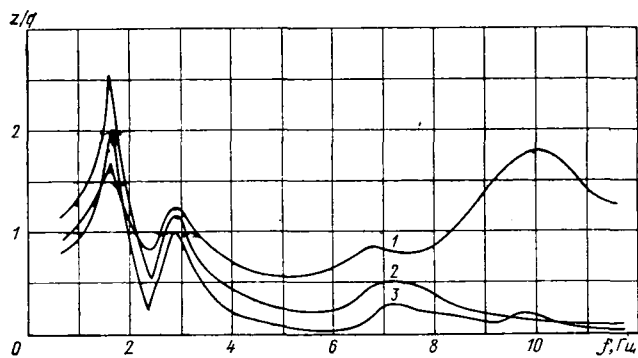


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики перемещений масс испытываемого автомобиля (кривые 1—3 соответствуют датчикам 7—9 на рис. 3)

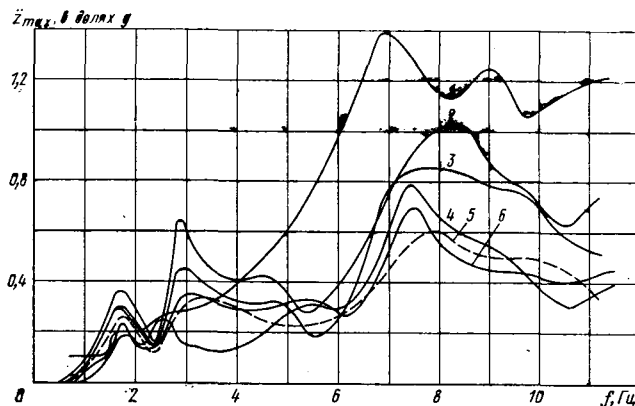


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики ускорений различных точек испытываемого автомобиля (кривые 1—6 соответствуют датчикам 1—6 на рис. 3)

1,6 Гц наблюдается ярко выраженный резонансный всплеск. Амплитуды всех трех перемещений на этой частоте резко возрастают. Амплитуды колебаний рамы увеличиваются в 2,5 раза по сравнению с амплитудой возмущения, в 2 раза увеличивается амплитуда колебаний кабины и в 1,75 раза — амплитуда колебаний моста.

При частоте 2,75 Гц наблюдается второй всплеск амплитуд перемещений, когда все амплитуды колебаний увеличиваются примерно в 1,2 раза. С дальнейшим увеличением частоты возмущения амплитуды колебаний уменьшаются. Причем амплитуды колебаний рамы и кабины становятся меньше, чем амплитуда возмущающей силы, т. е. возмущение в значительной степени поглощается шинами. При частоте 7,5 Гц амплитуды увеличиваются незначительно, однако резонансный режим наступает при частоте 10 Гц. Амплитуда колебаний моста на этой частоте увеличивается в 1,7 раза больше, чем амплитуда возмущения.

Представленная на рис. 4 форма амплитудно-частотных характеристик автомобиля отличается по виду от стандартных. В результате многочисленных экспериментальных и теоретических исследований получают амплитудно-частотную характеристику в традиционном виде, т. е. с двумя резонансами — низкочастотным и высокочастотным, — обусловленными колебанием поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

Колебательная система испытываемого автомобиля состоит из четырех масс и имеет четыре степени свободы. Теория колебаний предполагает наличие у такой системы при определенных условиях четырех резонансов. Фактически это получено экспериментальным путем.

Рассматривая амплитудно-частотные характеристики грузовых автомобилей без вторичного поддрессоривания и с двумя резонансами, которые в основном соответствуют в низкочастотном диапазоне частоте около 1,5 Гц, а в высокочастотном — частоте 7—9 Гц, можно сделать вывод, что на представленном графике два самых больших всплеска амплитуд при частотах 1,6 и 10 Гц соответствуют именно типичным резонансам, появившимся в результате колебаний поддрессоренной массы и колес. Это подтверждается и визуально и экспериментально при блокировании подвески кабины. Увеличения амплитуд колебаний при частотах 2,75 и 7,5 Гц являются следствием наличия поддрессоривания кабины и поддрессоривания сиденья. Однако перемещения на этих частотах увеличиваются незначительно.

На рис. 5 приведены амплитудно-частотные характеристики ускорений в различных точках автомобиля. Общий вид кривых ускорений аналогичен виду амплитудно-частотных характеристик перемещений. Действительно, если $z = a \sin \omega t$, то $\ddot{z} = -a\omega^2 \sin \omega t$ и $\ddot{z}/z = -\omega^2$, т. е. в принципе графики для ускорений при гармоническом перемещении могли бы быть построены простым пересчетом из графиков перемещений. Однако в процессе эксперимента трудно обеспечить совпадение установок датчиков ускорений и перемещений, поэтому приходится записывать, как правило, и перемещения и ускорения, тем более, что последние желательно определять непосредственными измерениями.

Аналогично предыдущему графику на рис. 5 в диапазоне частот от 1 до 4 Гц также имеются два всплеска амплитуд ускорений, причем в отличие от предыдущего второй резонансный всплеск выше первого, что вполне закономерно, поскольку у второго резонанса большая частота.

В дальнейшем с увеличением частоты начинают увеличиваться амплитуды ускорений и достигают наибольших значений при частоте 7—9 Гц.

Вертикальные ускорения имеют наибольший уровень на рабочем месте водителя и на полу кабины, что указывает на не-

достаточно рациональный выбор жесткости рессор кабины, сиденья водителя и характеристик амортизаторов, поскольку уровень ускорений на раме меньше.

На сиденье продольные ускорения достигают $0,8 g$ при частоте $7,5$ Гц. Уровень продольных ускорений задней стенки кабины на уровне головы водителя — большой. Значения этих ускорений достигают $1,4 g$ уже при $6,5$ Гц, и при дальнейшем увеличении частоты заметного снижения их не происходит. Данное явление объясняется конструктивной схемой крепления кабины на раме.

Приведенные выше результаты исследования вибронгруженности рабочего места водителя при наличии вторичного поддрессоривания позволяют сделать некоторые предварительные выводы.

1. Наличие вторичного поддрессоривания у автомобилей с передним расположением кабины обуславливает сложный характер колебательного процесса поддрессоренных масс. В общем виде при колебаниях передней части автомобиля имеются четыре степени свободы перемещения масс. Параметры колебательного процесса в этом случае могут быть описаны системой из четырех дифференциальных уравнений второго порядка.

2. Наличие поддрессоривания кабины обуславливает при колебаниях автомобиля появление продольных перемещений и ускорений кабины, величина которых зависит как от интенсивности угловых колебаний кабины, так и от геометрических соотношений и размеров кабины (места расположения точки опоры).

3. В отличие от автомобилей без поддрессоривания кабины у автомобилей с наличием вторичного поддрессоривания наблю-

даются четыре резонансных режима по перемещениям. Наибольшее увеличение амплитуд перемещений поддрессоренных масс, в том числе кабины, наблюдается на первом резонансе при частоте $1,6$ Гц. На этом режиме амплитуды перемещений рамы увеличиваются в $2,5$ раза, а кабины — в 2 раза.

4. Максимальный уровень вибронгруженности по вертикальным ускорениям соответствует резонансному режиму при частоте $7-10$ Гц. На этой частоте ускорения в несколько раз больше, чем на первом и втором резонансном режимах, и достигают значений (при амплитуде возмущения в 1 см) на раме автомобиля $0,6 g$, на полу кабины $0,85 g$, на сиденье водителя $1,05 g$.

5. При вертикальном возмущающем воздействии на автомобиль в кабине возникают значительные продольные перегрузки. Их величина при частоте возмущения $7-10$ Гц выше величины вертикальных ускорений на $25-30\%$. На задней стенке кабины на уровне головы водителя она достигает $1,4 g$ (при вертикальном возмущении на колеса, равном 1 см). Данное обстоятельство свидетельствует о необходимости более рационально выбирать параметры вторичного поддрессоривания, при которых обеспечивались бы минимальные величины продольных ускорений, наиболее неблагоприятно воздействующих на организм человека.

6. Экспериментальные исследования показывают, что наличие вторичного поддрессоривания является одним из эффективных способов снижения вибронгруженности рабочего места водителя, однако этот вопрос еще недостаточно изучен и требует проведения глубоких и обстоятельных исследований.

УДК 629.113.628.981

Светосигнальные приборы автомобилей с управляемым светораспределением

Г. С. ВИНОГРАДОВА, канд. техн. наук В. И. КОНОПЛЯНКО,

канд. физ.-мат. наук К. Н. САЧКОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

В ТРЕБОВАНИЯХ к светосигнальному оборудованию автомобилей нормируются такие фотометрические характеристики, как величины сил света в заданных направлениях (пространственное светораспределение). Эти характеристики также определяют и углы видимости фонаря [1].

Максимальное значение силы света сигнального огня ограничивается возникновением слепящего действия (в темное время суток) и в то же время пороговым уровнем освещенности на зрачке (для дневных условий наблюдения).

Анализ норм, существующих в настоящее время (Правила ЕЭК ООН, ГОСТ 10984—74, SAE), показывает, что имеется определенное расхождение между двумя основными фотометрическими характеристиками светосигнального оборудования: пространственным светораспределением и углами видимости.

Так, для сигнала торможения максимальная сила света должна составлять 520 кд днем и 80 кд ночью, а минимальная — 130 кд днем и 30 кд ночью. Существующие требования к светораспределению фонарей предусматривают для направлений, находящихся под углом 20° к оптической оси сигнала, уменьшение силы света примерно в 7 раз. Однако ночью под углом $30-80^\circ$ к оптической оси сигнал практически не будет обнаружен. Это происходит потому, что изменение режима работы сигнала с дневного на ночной осуществляется путем уменьшения светового потока сигнала. В результате происходит пропорциональное изменение силы света сигнала по всем направлениям, а не только в том направлении, в котором существует опасность ослепления.

Возникающее противоречие можно разрешить, если переход от дневного режима к ночному будет осуществляться не уменьшением полного светового потока, создаваемого сигналом, а его перераспределением во всем угле видимости.

Для изменения светораспределения в пространстве можно использовать [2] эффект динамического рассеяния в жидких кристаллах, возникающий в случае приложения к ним электрического напряжения и заключающийся в переходе жидкого кристалла из прозрачного состояния в рассеивающее. При этом свет в жидкокристаллическом элементе практически не поглощается, а только рассеивается (перераспределяется) по всем направлениям. Рассеяние в жидком кристалле происходит вследствие возникновения специфических областей микротурбулентности, которые являются рассеивающими центрами. Размер этих рассеивающих центров составляет единицы микрон и зависит от величины напряжения, приложенного к жидкому кристаллу. С ростом напряжения размер рассеивающих центров уменьшается. Пространственное распределение света, рас-

сеянного на одном рассеивающем центре, характеризуется индикатрисой рассеяния $f(\theta)$, определяемой как отношение интенсивности излучения $i(\theta)$ в данном направлении, определенном углом θ , к потоку энергии, рассеянному в угле 4π :

$$f(\theta) = \frac{i(\theta)}{\int_{4\pi} i(\theta) d\theta} \quad (1)$$

Для системы одинаковых рассеивателей индикатриса рассеяния практически полностью совпадает с индикатрисой рассеяния одиночного рассеивателя. Интенсивность света $i(\theta)$, рассеянного одним рассеивателем в направлении θ , вычисляется довольно сложно и выражается через угол θ и физические параметры рассеивателей: n и $\rho = \frac{2\pi r}{\lambda}$ (n — показатель преломления, r — радиус частицы, λ — длина падающей волны). Интенсивность рассеянного излучения в направлении угла θ , содержащего N рассеивателей при одинаковых размерах последних, будет равна $Ni(\theta)$, а в случае рассеивателей различного размера

$$I(\theta) = N \int_0^\infty i(\theta) P(r) dr, \quad (2)$$

где $P(r)$ — закон распределения рассеивателей по размеру.

Для рассеивателей, имеющих размеры, характерные для жидких кристаллов в режиме динамического рассеяния, можно записать

$$i(\theta) = \frac{4\pi^2 c^2 r_n^2}{\sin^2 \theta} I_1^2(cr_n \sin \theta), \quad (3)$$

где r_n — радиус n -го рассеивателя;

c — комплексная постоянная, пропорциональная амплитуде падающего света;

$I_1(cr_n \sin \theta)$ — функция Бесселя.

Анализ выражения (2) и учет конкретного вида функций $i(\theta)$ позволяет сделать основной вывод, что увеличение отношения r_n/λ изменяет вид индикатрисы рассеяния, т. е. с ростом напряжения, подаваемого на жидкий кристалл, свет, рассеянный им, будет перераспределяться во все больший телесный угол вследствие уменьшения среднего размера рассеивающих центров.

В Московском автомобильно-дорожном институте были проведены экспериментальные исследования светораспределения сигнального фонаря, в конструкцию которого был введен жидкокристаллический элемент с управляемым свтораспределением. В качестве образца был взят сигнал поворота типа 11.3716010 для автомобиля «Москвич-2140».

Измерения светораспределения проводились на лабораторной гониометрической установке, позволяющей регистрировать относительные величины сил света, излучаемого сигнальным фонарем в пределах углов от 0 до 80° с погрешностью измерений угла 1'. Чувствительность фоторегистрирующей части установок позволяла воспринимать относительные изменения силы света в 700 раз. Напряжение на жидкокристаллической ячейке изменяли с помощью простейшего управляемого делителя напряжения. Светораспределение измеряли при различных напряжениях, подаваемых на жидкокристаллический элемент. Потребляемая мощность не превышала 1 Вт.

Светораспределение фонаря с жидкокристаллическим элементом, к которому не приложено напряжение, практически полностью совпадало со светораспределением обычного фонаря.

В таблице приведены численные значения отношения интенсивностей света по различным направлениям к интенсивности света по главной оптической оси I_{θ} / I_0 .

Из приведенных данных видно, что использование жидкокристаллического элемента в сигнальном фонаре позволяет управлять светораспределением сигнала таким образом, чтобы, не достигая ослепляющего действия в направлении оптической оси, одновременно повышать силу света сигнала в направлениях его плохой видимости. При этом удается одновременно

Режим работы	I_{θ} / I_0 при направлении к главной оптической оси в град							
	0	5	10	20	30	45	60	80
Дневной	1	0,9	0,35	0,05	0,008	0	0	0
Ночной при:								
$U=0$ В	0,25	0,225	0,087	0,012	0,002	0,001	0,001	0,001
$U=12$ В	0,25	0,233	0,17	0,06	0,04	0,01	0,01	0,01
$U=33$ В	0,25	0,22	0,9	0,03	0,02	0,005	0,005	0,005

удовлетворять двум основным требованиям, предъявляемым к светосигнальному оборудованию, т. е. обеспечивать необходимое светораспределение в пределах малых углов и гарантировать нужные углы видимости сигналов (до 80°). Используя в цепи питания кристаллического элемента фотосопроствление, реагирующее на уровень освещенности дороги или на яркость фона, можно создать фонарь, плавно меняющий светораспределение в зависимости от условий видимости и освещенности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дьяков А. Б. — Автомобильная светотехника и безопасность движения. М., Транспорт, 1973.
2. Виноградова Г. С., Коноплянко В. И., Сачков К. Н. Перспективы применения жидкокристаллических материалов на автомобилях. Труды МАДИ, 1977, вып. 131.



УДК 629.113.002.3

Полимерные технологические материалы и задачи их внедрения в автомобильной промышленности

Д-р техн. наук Г. А. ГОРОХОВСКИЙ

Институт химии высокомолекулярных соединений АН УССР

ПРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ обработке металлов возникает ряд проблем, две из которых связаны с физическими свойствами металлов: значительные затраты подводимой энергии на пластическую деформацию и низкая производительность труда, вызванная схватыванием контактирующих поверхностей инструмента и обрабатываемого изделия. Брак и повышенный расход твердосплавного инструмента приводят к значительным потерям вольфрама и кобальта и, следовательно, при больших масштабах производства к огромному экономическому ущербу. Однако простота и надежность размерной обработки обеспечивают широкое распространение механических методов.

Один из способов решения этих проблем заключается в использовании смазочно-охлаждающих жидкостей, смазок, различных технологических составов. Важность комплексной проблемы (снижение энергетических затрат, повышение стойкости инструмента и производительности труда) ставит эти «спломогательные» материалы в ряд функционально самостоятельных технологических факторов. Поскольку технический прогресс основывается на использовании новых, как правило, трудно обрабатываемых сплавов, то поиск технологических материалов, соответствующих выдвигаемым требованиям, всегда является актуальным.

Современные технологические материалы основаны на использовании нефтепродуктов и различных присадок, содержащих S, P, Cl. Механизм их работы заключается во взаимодействии с обрабатываемым металлом и образовании сульфидов, фосфидов, хлоридов, которые предотвращают схватывание инструмента с изделием. Частично решая задачи, связанные с комплексной проблемой, эти составы являются источником, загрязняющим окружающую среду.

В последние годы созданы технологические составы на полимерной основе¹. Этому способствовал ряд обстоятельств. Во-первых, полимеры оказались достаточно изученными. При этом любое высокомолекулярное соединение, полученное методом синтеза, представляет собой продукт определенного химиче-

ского состава, что позволяет оценить, а в некоторых случаях и предвидеть те процессы, от которых зависит эффективность действия технологических составов. Во-вторых, высокомолекулярные соединения имеют и другие преимущества, которые связаны с их молекулярной массой. Однако нужно учитывать, что работа любой технологической среды заключается в адсорбции, структурных и химических превращениях. На этих этапах полимеры имеют преимущества — адсорбционные пленки всегда более толстые (ведь молекулярная масса полимерных макромолекул на несколько порядков выше, чем молекул нефтяного происхождения). В этом состоит одна из причин предотвращения схватывания металлических поверхностей.

Полимерные макромолекулы, как и молекулы традиционных технологических составов, меняют структуру и подвержены химическим превращениям. Однако их преимущество состоит в том, что химические превращения инициируются и механическими напряжениями, за которыми развиваются вторичные, произвольно протекающие превращения. Следствием этой особенности является высокая концентрация активных центров в зоне динамического контактирования и формирования продуктов, способствующих улучшению технологического процесса. Важным является и то, что в составе полимерной цепи не обязательны элементы S, P, Cl, обычные для традиционных присадок.

В некоторых технологических процессах полимеры используются как аккумуляторы энергии, которая при необходимости высвобождается и облегчает обработку металла. Затрачиваемая механическая энергия частично переходит в потенциальную энергию осколков макромолекул, а в зоне контактирования твердых поверхностей образуется квазиплазма — среда, насыщенная активными продуктами. Эти продукты, адсорбируясь на обрабатываемой поверхности, а в условиях повышенных температур — и диффундируя в металл, вызывают резкое изменение механических свойств, вследствие чего КПД технологического процесса существенно повышается, подводимая энергия расходуется более рационально. Так полимерная среда способствует снижению энергетических затрат, улучше-

¹ Гороховский Г. А. Полимеры в технологии обработки металлов. Киев, Наукова думка, 1975, 220 с.

нию качества продукции и предотвращению брака, повышению стойкости инструмента и в конечном счете производительности труда.

Полимерные материалы можно разделить на несколько групп в зависимости от свойств, используемых при обработке. Большая группа материалов основана на механокрекинге полимеров. В ряде технологических процессов динамическое контактирование инструмента и обрабатываемого изделия сопровождается локализованными всплесками высоких контактных напряжений. Полимерные составы способствуют ликвидации очагов напряжений на этих участках путем повышения пластичности. Однако пластифицирование металла не вызывает схватывания контактирующих поверхностей, так как адсорбирующиеся макроцепи и продукты их механокрекинга предотвращают контактирование. Адсорбционные пленки улучшают также олеофильность.

Например, приработочный состав, который представляет собой раствор высокомолекулярного полиизобутилена в минеральном масле, повышает производительность приработки зубьев шестеренчатых насосов (из стали 40X или стали 12ХНЗА) в 2—3 раза, шероховатость поверхностей — на один класс. Продукты распада полиизобутилена не вызывают коррозии.

Таким же образом работают полимеробразные составы, предназначенные для доводки металлических поверхностей. В этих составах абразивной составляющей является широко распространенный электрокорунд, но по производительности обработки они не уступают алмазным пастам, повышают шероховатость поверхностей на один класс. Стойкость притирочного инструмента повышается в 1,5—2,5 раза, шаржирование абразива в металл не происходит, что важно при производстве прецизионной аппаратуры (механизмов топливных, гидравлических насосов и т. д.). Кроме этого, на 40—60% снижаются энергозатраты.

К этому же типу полимерных технологических материалов относится смазочно-охлаждающая жидкость, эффективно используемая при обработке сталей 40X, 38ХМЮА, 1Х18Н9Т. Стойкость твердосплавного инструмента повышается в 5—7 раз, повышается производительность труда и экономится вольфрам и кобальт.

В современной прогрессивной технологии широко применяется деформационная обработка, отличающаяся минимальными отходами металла, например, увеличение диаметра труб или втулок методом протягивания. Однако фрикционное перемещение деформирующей протяжки сопровождается схватыванием поверхностей инструмента и обрабатываемого металла, образованием задиоров и разрушением изделия при малых степенях объемной деформации.

В связи с этим предотвращение таких явлений — главная технологическая задача. Полимерные смазки локализируют кинетическую энергию инструмента в пристенной области, поэтому деформирование втулок происходит при меньших усилиях протягивания и при отсутствии схватывания. Образующиеся активные продукты понижают поверхностную энергию металла, и поэтому пластифицируется тонкий поверхностный слой.

Полимерная смазка гидростатически нивелирует давление по периметру деформирующегося элемента, также ликвидируя очаги высоких напряжений.

Вторичные продукты механокрекинга полимеров (газообразные продукты) могут эффективно использоваться в процессах кавитационной обработки металлов. Как известно, метод кавитационной обработки основан на использовании энергии парогазовых пузырьков, находящихся в жидкости. Пузырьки, сжатые до нескольких тысяч атмосфер, взрываются, а жидкость оказывает механическое действие на поверхности твердых тел.

Однако по мере дегазации кавитационные свойства среды исчезают, поэтому долговечность традиционных составов весьма низкая. В этом случае эффективным оказывается применение полимеров: образующиеся при деструкции макромолекул газообразные продукты выполняют роль зародышей кавитации, что способствует повышению технологической долговечности среды в 1,8—2,5 раза. Вследствие насыщенности деструктурируемой среды активными продуктами возрастает и производительность обработки, например, углеродистых сталей в 2—2,7 раза.

При высоких температурах полимеры деструктируют, на что расходуется значительная энергия (30—90 ккал/моль). Это значит, что полимеры могут использоваться в качестве теплопоглощающей среды. Например, при шлифовании некоторых минералов алмазным инструментом, рабочая поверхность которого состоит из чередующихся участков абразивного и полимерного полей, температура в зоне шлифования существенно снижается. В качестве теплопоглощающей среды могут использоваться также полимерные растворы. Тепловой режим в этом случае снижается на 25%.

Термодеструкция полимеров и образование при этом атомарного углерода, водорода и других элементов может быть использована для термо- и термомеханической обработки металлов. Опыт применения полимеров для этих целей известен.

В некоторых случаях полимерная среда выполняет несколько функций. Например, смазочно-охлаждающая жидкость не только охлаждает контактирующие поверхности, но и облегчает резание и повышает стойкость инструмента.

Описанными свойствами обладают все полимеры, но используются наиболее технологичные: растворимые в воде или в данной органической среде, хорошо взаимодействующие с обрабатываемым металлом и т. д. Применяемые составы основаны на сырье, производимом химической промышленностью. При этом расход полимеров незначительный, например, для получения 100 т технологического материала нужно 0,5—2 т полимера.

Известно, что технологические материалы влияют не только на производительность труда, но от них зависит надежность и долговечность продукции. Все это важно для автомобильной промышленности — одной из наиболее развитых отраслей народного хозяйства, так как высокие требования к качеству выпускаемой продукции требуют развития технологических процессов и, следовательно, создания централизованного производства технологических материалов.

Влияние процесса шевингования на циклическую погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых колес

Канд. техн. наук А. А. СИМОНОВ, В. К. САВЕЛЬЕВ

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова

ЦИКЛИЧЕСКАЯ погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых передач и ее гармонические составляющие являются комплексным показателем точности зубчатых передач по нормам плавности работы.

В работе [1] показано влияние технологических факторов зубофрезерования на комплексный показатель. Поскольку зубофрезерование для многих отраслей машиностроения не является конечной операцией и за ней чаще всего следует шевингование, представляет практический интерес исследование влияния процесса шевингования на циклическую погрешность зубцовой частоты и ее гармонические составляющие.

При шевинговании действует большое количество переменных факторов, в том числе технологические: скорость резания x_1 , величины радиальной x_2 и продольной x_3 подач, величина припуска x_4 , твердость заготовки x_5 .

Для сбора экспериментального материала по проверке влияния данных технологических факторов на циклическую погрешность зубцовой частоты и ее гармонические составляющие был проведен полный факторный эксперимент типа 2^k , где $k=5$ (по числу исследуемых факторов).

УДК 621.833.621.923

Таблица 1

Уровни факторов	Кодированные переменные факторы				
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5
Основной 0	29,3	0,04	0,4	0,236	250
Интервал варьирования Δx_i	14,7	0,02	0,2	0,05	50
Верхний +1	44	0,06	0,6	0,286	300
Нижний -1	14,6	0,02	0,2	0,186	200

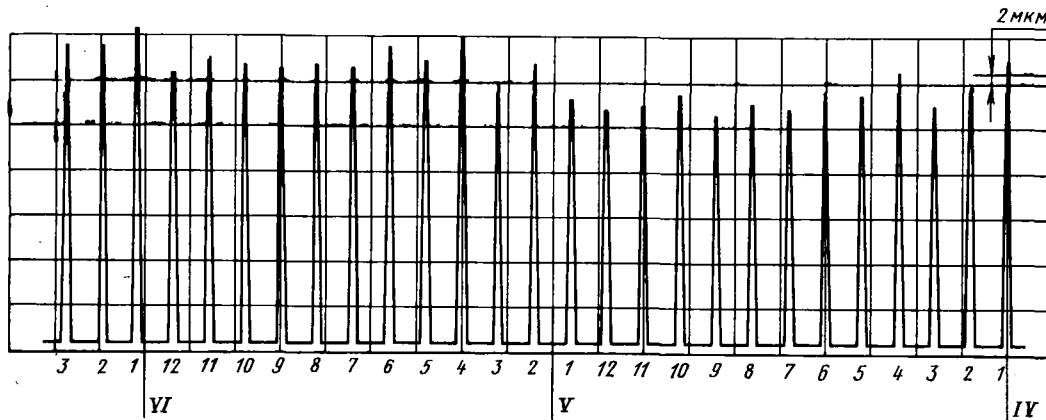


Диаграмма измерения погрешности зацепления червячной фрезы (цифры 1—12 — номера зубьев колеса; IV, V, VI — номера витков фрезы)

Четыре партии зубчатых колес по 32 шт. в каждой, изготовленные из стали 35Х, имели модуль 4,25 мм, угол зацепления 25°, 38 зубьев, длину зуба 24 мм, наружный диаметр 169 мм.

Для создания однородных условий эксперимента и уменьшения влияния погрешностей предшествующей обработки зубофрезерование осуществляли однозаходными червячными фрезами класса точности АА (ГОСТ 9324—60). Точность шпиндельного узла зубофрезерного станка мод. 5А312, оправок под фрезу, точность установки фрезы на оправку и в шпиндельный узел станка соответствовали требованиям дополнительных технических условий на элементы зубофрезерования [2].

Диаграмма измерения погрешности зацепления червячной фрезы на приборе для контроля червячных фрез приведена на рисунке. Таким образом, в погрешности зацепления червячной фрезы с нарезаемым зубчатым колесом не входили преднамеренные кусочно-линейные составляющие и составляющие, изменяющиеся синусоидально по углам φ и 2φ .

Шевингование колес выполнялось параллельным методом при продольной подаче стола на станке мод. 5702 эвольвентными дисковыми шеверами класса точности А (по ГОСТ 8750—57). Шеверы, изготовленные из стали Р18, имели угол наклона винтовой линии 15°, 41 зуб, шаг эвольвентного зацепления 12,1 мм, величину непарности контактов 1 мм. Детали устанавливали на жесткой оправке с поджимом по торцам венца. Зубофрезерование и шевингование колес каждой партии выполняли на одном станке соответствующего типа при постоянной настройке инструмента. Порядок проведения опытов рандомизирован с помощью таблицы случайных чисел.

Измерения циклической погрешности зубовой частоты и ее гармонических составляющих проводили на приборе конструкции НИИТавтопрома [3].

Амплитуды гармонических составляющих циклической погрешности зубовой частоты после зубофрезерования и шевингования приведены в табл. 2.

Таблица 2

Показатель	Амплитуды гармонических составляющих в мкм			
	1nz	2nz	3nz	4nz
После зубофрезерования				
\bar{x}	23,5	5,1	5,47	4,62
S^2	100,43	3,42	3,35	2,49
S	10,02	1,85	1,83	1,59
После шевингования				
\bar{x}	12,59	4,59	4,04	3,58
S^2	24,28	2,43	1,87	0,14
S	4,93	1,56	1,37	0,38

Примечание. \bar{x} — среднее арифметическое значение; S^2 — дисперсия; S — среднеквадратичное значение; nz — зубовая частота.

Математическая модель влияния технологических факторов шевингования на циклическую погрешность зубовой частоты по каждой гармонической составляющей имеет вид

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5. \quad (1)$$

Математическая обработка результатов эксперимента проводилась на ЭВМ «Найри-2» по специально разработанной программе. Результаты обработки приведены в табл. 3.

Проверка однородности дисперсий производилась по каждой гармонической составляющей с помощью критерия Кохрена,

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S^2\{y\}},$$

где $S_{ад}^2$ — дисперсия адекватности;
 $S^2\{y\}$ — дисперсия параметра оптимизации.

Таблица 3

Коэффициенты	Гармонические составляющие			
	1nz	2nz	3nz	4nz
b_0	12,59	4,59	4,03	3,47
b_1	-0,34	-0,13	0,22	-0,01
b_2	1,11	-0,06	0,29	0,05
b_3	2,29	-0,14	-0,15	0,06
b_4	2,5	0,55	0,27	0,44
b_5	1,45	0,53	0,28	0,06

Дисперсия адекватности определялась по формуле

$$S_{ад}^2 = \frac{n \sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - y_i)^2}{N - k},$$

где N — число точек плана;
 n — число повторных опытов в каждой точке;
 k — число членов аппроксимирующего полинома (включая свободный член);

\hat{y}_i — значение исследуемого параметра (в данном случае амплитуды каждой гармонической составляющей), подсчитанное по уравнению регрессии (1);

\bar{y}_i — среднее значение данной величины, полученное в различных точках факторного пространства, в результате повторных опытов в каждой точке.

Вычисленное значение F -критерия Фишера сравнивалось с табличным значением при 5%-ном уровне значимости. Сравнение показало, что гипотезу адекватности можно принять.

Таким образом, полученные уравнения практически полностью описывают результаты эксперимента. Величина свободного члена для каждой гармонической составляющей зависит от статических сил в связи с непарностью контактов при шевинговании, равной 1 мм (см. приведенные выше данные о шевере).

Уравнения математической модели (1) в преобразованных переменных x с учетом значимости коэффициентов для амплитуды каждой гармонической составляющей принимают следующий вид:

$$y_1 = 12,59 + 1,11x_2 + 2,29x_3 + 2,5x_4 + 1,45x_5,$$

анализ данного уравнения показывает, что колебание скорости резания в исследуемом диапазоне не оказывает влияния на амплитуду первой гармонической составляющей (коэффициент $b_1 = -0,34$ и согласно табл. 4 незначим); увеличение продольной и радиальной подач, величины припуска и

Таблица 4

Коэффициенты	Гармонические составляющие			
	1nz	2nz	3nz	4nz
b_0	+	+	+	+
b_1	-	-	-	-
b_2	+	-	+	-
b_3	+	+	-	-
b_4	+	+	-	-
b_5	+	+	+	-

Примечание. +, * — коэффициент значим, - — не значим.

твердости приводит к незначительному увеличению амплитуды первой гармонической составляющей; при общем несущественном влиянии технологических факторов на амплитуду первой гармонической составляющей наибольшее влияние оказывает величина припуска ($b_4=2,5$) и продольная подача ($b_3=2,29$);

для второй гармонической составляющей

$$y_2 = 4,59 + 0,55x_4 + 0,53x_5,$$

в данном случае скорость резания, радиальная и продольная подачи не оказывают влияния в исследуемом диапазоне на амплитуду второй гармонической составляющей; увеличение припуска и твердости вызывает небольшое увеличение амплитуды второй гармонической составляющей;

для третьей гармонической составляющей

$$y_3 = 4,03 + 0,29x_2 + 0,28x_5,$$

при этом скорость резания, продольная подача и величина припуска не оказывают влияния в исследуемом диапазоне на амплитуду третьей гармонической составляющей; радиальная подача и твердость оказывают незначительное влияние на амплитуду третьей гармонической составляющей;

для четвертой гармонической составляющей $y_4=3,47$.

На амплитуду четвертой гармонической составляющей все технологические факторы не оказывают в исследуемом диапазоне влияния (все коэффициенты согласно табл. 4 незначимы).

На основании приведенного исследования можно сделать общий вывод, что в исследуемом диапазоне технологические факторы шевингования (скорость резания, продольная и радиальная подачи, величина припуска, твердость) не оказывают существенного влияния на качество шевингованных колес по параметру плавности работы — циклической погрешности зубцовой частоты и ее гармонические составляющие. Это позволяет назначать оптимальные значения этих факторов, исходя из условия оптимизации других параметров процесса шевингования (стойкости, производительности и т. п.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Симонов А. А. Влияние погрешностей червячных фрез на циклическую погрешность зубцовой частоты цилиндрических зубчатых передач. — Автомобильная промышленность, № 10, 1974, с. 36—38.
2. Симонов А. А., Фингер М. Л. Дополнительные технические условия на некоторые элементы зубофрезерования. — Технология автомобилестроения, № 6 (35), М., НИИТавтопром, 1975, с. 21—26.
3. Денисова М. Н., Филимонов О. С., Прытков Г. П. Об оценке качества изготовления зубчатых колес по кинематической и циклической погрешности. — Автомобильная промышленность, № 5, 1972, с. 31—33.
4. Большев Л. Н., Смирнов Н. В. Таблицы математической статистики. М., Наука, 1965. 474 с.

УДК 669.14.004.14

Опыт применения легкообрабатываемых сталей

Ю. Д. ЯШИН, М. И. ШЕВЧЕНКО, Р. М. ГУДКОВА, А. Л. СТАРИКОВА

Волжский автозавод им. 50-летия СССР

ОДНИМ из способов повышения производительности труда является применение легкообрабатываемых сталей, которые условно можно объединить в три группы: 1) углеродистые и легированные свинецсодержащие стали (условное обозначение АС); 2) кальциевые легированные (условное обозначение АК); 3) свинцово-кальциевые (условное обозначение АСК). В настоящее время на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР наиболее широко применяется первая группа сталей.

Свинец, вводимый в сталь в процессе ее разлива, располагается в матрице в виде отдельных частиц размером от 1 до 30—40 мкм либо в виде оболочек, обволакивающих сульфиды. Содержание в стали 0,15—0,30% свинца позволяет на 20—30% повысить скорости резания, а при равных скоростях резания значительно уменьшить расход режущего инструмента. При этом повышается класс шероховатости обработанной поверхности и измельчается стружка.

Наиболее сильное влияние свинца в углеродистых сталях типа АС14 проявляется при его контакте с сульфидами марганца. Как показали исследования [1, 2], такое расположение молекул свинца возможно только при наличии в металле крупных глобулярных сульфидов первого типа по классификации Симса и Дая [3].

Наличие сульфидов характерно для стали с относительно высоким содержанием кислорода ($\geq 0,01\%$) и малым содержанием остаточного алюминия ($\leq 0,01\%$). При меньшем содержании кислорода (глубоко раскисленная сталь), как правило, образуются тонкие вытянутые сульфиды второго типа. В этом случае свинец обычно не связан с сульфидами и располагается в металле в виде отдельных частиц и его эффективность проявляется меньше.

Сталь АС14 поступает на механическую обработку в виде калиброванных прутков круглого или шестигранного сечения размером 4—56 мм и используется для изготовления крепежных ($\sigma_B=48\div 70$ кгс/мм²) и других малонагруженных деталей автомобиля «Жигули».

Обработка деталей из этой стали производится в основном инструментом, изготовленным из быстрорежущей стали Р10М4ФЗК10 (Р12М3Ф2К8) и Р6М5. На некоторых операциях применяется инструмент, оснащенный твердым сплавом ВК6, ВК60М, ВК3М. Ниже приведены средние значения скоростей резания и поперечных подач на основных токарных операциях.

	Скорость резания в м/мин	Подача в мм/об
Фасонное точение	40—75	0,015—0,04
Подрезка торцов	30—75	0,02—0,075
Отрезка	20—60	0,02—0,055

На этих режимах при обработке стали АС14 стойкость режущего инструмента в основном равна одной или нескольким рабочим сменам.

Для изготовления высокопрочных деталей, работающих в сложно-напряженном состоянии, применяются конструкционные стали с добавками свинца (АС20ХГНМ, АС40ХГНМ, АС19ХГН, АС38ХГМ и др.). Эти стали имеют более высокие прочностные свойства, чем сталь АС14. Кроме того, их прокаливаемость и цементуемость не отличается от аналогичных показателей сталей, не содержащих свинца. Это позволило использовать их для изготовления ответственных деталей автомобиля «Жигули», таких, как ролик вала сошки (сталь АС40ХГНМ), зубчатый венец синхронизатора (сталь АС20ХГНМ) и др.

В формировании технологических свойств стали этих марок, кроме содержания свинца, важное значение имеет состояние (микроструктура) матрицы металла. В зависимости от температурно-скоростных условий термической обработки при одном и том же уровне прочности и пластических свойств получается микроструктура разной степени дисперсности.

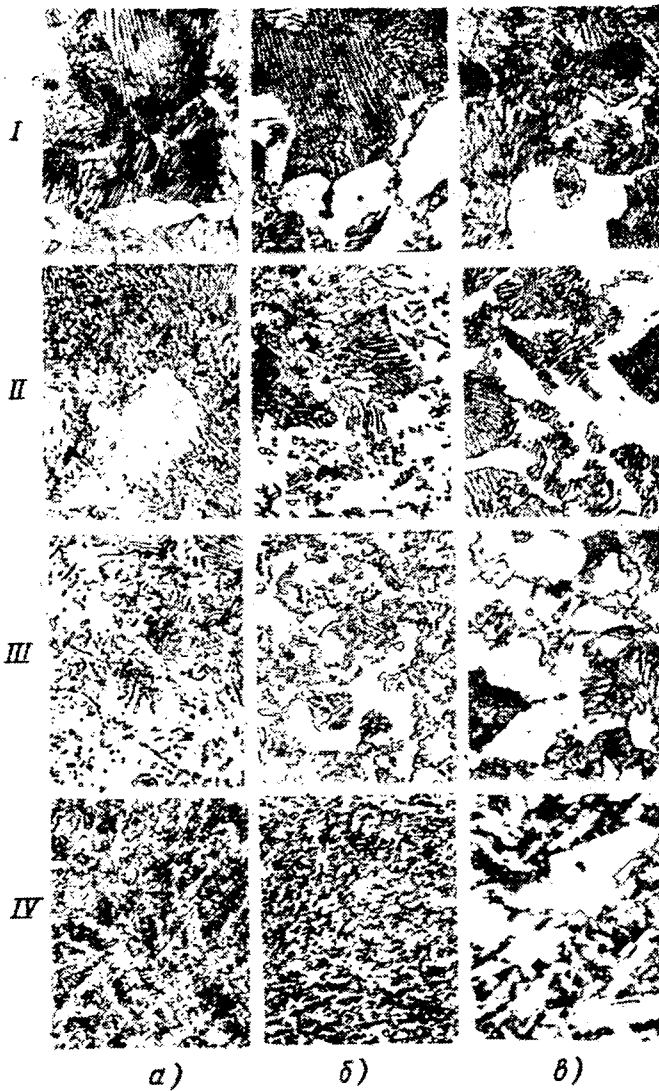
Исследования показали, что незначительное изменение соотношений зернистого и пластинчатого перлита в микроструктуре стали приводит к изменению стойкости режущего инструмента. На основании результатов производственных испытаний более ста промышленных плавок стали этих марок были установлены уровни их обрабатываемости. Микроструктуры сталей с различной дисперсностью перлита (I—IV) показаны на рисунке. Стойкость инструмента из быстрорежущей стали, по которой оценивали уровни обрабатываемости сталей, определялась технологическими критериями: увеличением шероховатости обработанных поверхностей или отклонениями от заданной точности.

Полученные результаты подтвердили преимущество содержания пластинчатого перлита в структуре низко- и среднеуглеродистых легированных конструкционных сталей при частовой обработке с малыми значениями среза. Было также установлено, что наиболее благоприятным видом предварительной термической обработки легированных сталей является изотермический отжиг, обеспечивающий в отличие от нормализации достаточно высокую стабильность получения заданной микроструктуры.

Изотермический отжиг сортового проката с нагревом до 820—840°C и изотермической выдержкой в интервале температур 660—680°C обеспечивает выполнение требований технических условий по твердости: для низкоуглеродистых сталей $HV=200$ кгс/мм², а для среднеуглеродистых АС38ХГМ, АС40ХГНМ $HV=185\div 240$ кгс/мм². При этом соответственно предел прочности стали АС20ХГНМ составляет 55 кгс/мм², стали АС40ХГНМ 65—75 кгс/мм². На основании проведенных исследований были разработаны эталоны допустимых микроструктур.

Свинецсодержащие легированные стали поступают на обработку в виде отбоченных после прокатки и термической обработки прутков диаметром 16—64 мм.

Автомобильная промышленность № 5, 1979 г.



Характерные микроструктуры свинецсодержащих легированных сталей:
 а — АС40ХГМ; б — АС38ХГМ; в — АС30ХМ

Режимы механической обработки следующие:

	Скорость резания в м/мин	Подача в мм/об
Фасонное точение	25—50	0,012—0,05
Сверление и зенкерование	15—30	0,1—0,25
Расточка отверстий	25—35	0,03—0,06
Отрезка	20—50	0,025—0,04
Зубонарезание	34—64	0,02
Протягивание отверстий	6,0	—

При механической обработке обеспечивается второй класс точности и $Ra=1,25\div 2,5$ мкм.

Опыт получения заготовок из стали АС38ХГМ деталей корпуса натяжителя цепи автомобиля методом горячей штамповки показывает, что среднеуглеродистые легированные свинецсодержащие стали могут применяться на операциях обработки давлением. Среди способов улучшения обрабатываемости стали за счет металлургических факторов особое место занимает модифицирование кальцием.

Исследования кальцийсодержащих сталей были проведены проф. Х. Опитцом (ФРГ), который установил, что при обработке кальцийсодержащих сталей на рабочих поверхностях твердосплавного инструмента образуются защитные пленки, способствующие снижению интенсивности износа инструмента.

Дальнейшие исследования, проведенные в ряде стран, показали, что образование защитных пленок возможно лишь при определенных условиях резания и зависит от состава, свойств и морфологии неметаллических включений в обрабатываемой стали, которые определяются технологией ее производства.

При работе по созданию легкообрабатываемой кальцийсодержащей стали в качестве базовой была выбрана сталь 20ХГНМ, применяемая для изготовления основных деталей коробки передач автомобиля «Жигули». В химическом составе этой стали изменялось лишь содержание серы. По анало-

гии с известными зарубежными марками кальцийсодержащих сталей оно было увеличено до 0,07% по сравнению с требованиями ТУ 14-1-531—73. Кроме того, технологией металлургического производства предусмотрено остаточное содержание кальция $\leq 0,007\%$.

Различные условия модифицирования кальцием стали привели к образованию различных неметаллических включений, характерных только для данного варианта. Основными видами включений являлись алюминаты, алюмосиликаты и алюмомарганцевые силикаты кальция различной морфологии, находящиеся обычно в контакте с простыми MnS- или сложными (CaMn)S-сульфидами, при этом микроструктура матрицы во всех случаях оставалась неизменной.

Обрабатываемость опытно-промышленных партий кальцийсодержащей стали АЦ20ХГНМ оценивалась в производственных условиях на автоматических линиях обработки вторичного вала и шестерен при следующих условиях резания:

	Материал инструмента	Скорость резания в м/мин	Подача в мм/об
Черновое точение	Сплав Т5К10	150—300	0,3
Чистовое точение	Сплав ТК14К8, Т5К10	65—300	0,2—0,3
Развертывание	Сталь Р6М5К5	32	0,2
Зубофрезерование	Сталь Р6М5К5	68	0,02
Протягивание	Сталь Р6М5К5	12	—

Заготовки во всех случаях получали методом горячей штамповки. Испытания показали, что стойкость режущего инструмента при обработке всех опытных партий для всех условий обработки увеличилась в среднем в 2 раза. При этом эффективность кальцийсодержащей стали была отмечена при обработке инструментом как из твердых сплавов, так и из быстро режущих сталей. Лабораторные исследования и производственные испытания показали, что при обработке стали этой группы максимальная стойкость инструмента характерна в зоне более высоких (на 20%) скоростей резания, чем при обработке исходной стали.

Отмечено также, что с увеличением содержания карбида титана (TiC) в материале инструмента эффективность кальцийсодержащей стали увеличивается, что согласуется с исследованиями проф. Опитца.

Качественный микроанализ поверхностных слоев твердосплавных пластин показал наличие на рабочих поверхностях инструмента пленок, состоящих из сульфидов марганца и кальция, окислов железа и марганца, алюминатов кальция.

При обработке стали АЦ20ХГНМ был также отмечен более благоприятный вид образующейся стружки, в особенности в условиях чистовых переходов.

Учитывая повышенное содержание серы во всех исследуемых вариантах кальцийсодержащей стали АЦ20ХГНМ, был проведен корреляционный анализ влияния содержания серы в пределах 0,031—0,07% на относительный показатель стойкости. Исследуемый диапазон серы определяли по ее фактическому содержанию в опытных плавках.

Невысокие значения полученных корреляционных отношений свидетельствуют о недостаточной связи исследуемых зависимостей и не однозначном влиянии содержания серы в стали на ее обрабатываемость резанием. Это позволяет утверждать, что основное влияние на показатели обрабатываемости оказывают состав и морфология неметаллических включений.

Важное преимущество кальцийсодержащих сталей по сравнению со свинецсодержащими заключается в том, что микролегирование кальцием не отражается на эксплуатационных свойствах, поэтому они могут применяться для изготовления нагруженных деталей машин.

Испытания на кручение вторичных валов, изготовленных из стали АЦ20ХГНМ, показали, что разрушение происходит по шлицам при крутящих моментах, равных ~ 255 кгс·м. При аналогичных испытаниях валов, изготовленных из серийной стали 20ХГНМ, характер и место разрушения были такими же, а разрушающий момент составлял 229 кгс·м.

Таким образом, стендовыми испытаниями показано, что детали, изготовленные из кальцийсодержащей стали АЦ20ХГНМ, по статической прочности при кручении не уступают серийным, изготовленным из стали 20ХГНМ.

Успешное внедрение легкообрабатываемых свинецсодержащих и кальцийсодержащих сталей послужило основанием для создания стали, содержащей одновременно свинец и кальций.

В качестве базовой при создании свинцовокальциевой легкообрабатываемой стали была принята сталь АС30ХМ.

Производственные испытания опытно-промышленных плавков из стали АСЦ30ХМ показали, что при обработке стойкость инструмента из быстро режущей стали выше в 1,4—1,8 раза, чем при обработке свинецсодержащей стали АС30ХМ. В результате червячная передача рулевого управления автомобиля «Жигули» изготовлена из стали АСЦ30ХМ.

Таким образом, опыт, накопленный на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, показывает, что применение легкообрабатываемых сталей является одним из наиболее эффективных путей повышения производительности при механической обработке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Влияние металлургических факторов на состав и морфологию включений в автоматной стали АС14 / Гольдштейн Я. Е.,

Заславский А. Я., Старикова А. Л. и др. — Сталь, 1976, № 4, с. 356—359.

2. Особенности влияния структуры и свойств на обрабатываемость свинецсодержащих сталей / Кристалл М. А., Выбойщик М. А., Боргархт А. А. и др. — В сб.: Механика, № 9, Куйбышев, 1976.

3. Гольдштейн Я. Е., Заславский А. Я. Конструкционные стали повышенной обрабатываемости. М., Металлургия, 1977.

УДК 621.9.048.4

Технология электроэрозионного удаления сломанного инструмента

И. Л. БЕСПАЛЫЙ

Московское особое конструкторское бюро средств автоматизации и контроля и электроэрозионного оборудования

ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫЙ способ удаления сломанного инструмента служит для исправления брака при поломке в обрабатываемой детали режущих инструментов (сверл, метчиков). Для выполнения этой операции выпускались станки моделей 4Б11 и 4АБ11, которые имели небольшую производительность и не позволяли обрабатывать такие крупногабаритные детали, как коленчатые валы, картер, блок цилиндров и др.

Новый станок модели 4Б611 оснащен генератором — низкочастотным (100 Гц) тиристорным двухполупериодным выпрямителем. В качестве рабочей жидкости вместо традиционной смеси керосин — масло применяется водомасляная эмульсия. Производительность нового станка намного выше производительности станков предшествующих моделей. Скорость обработки на станке модели 4Б611 равна 15,0 мм/мин. Электродом является медная трубка диаметром 6 мм и толщиной 1 мм.

Оптимальные параметры обработки (табл. 1) зависят от вы-

которые не помещаются в ванне станка. Например, на Ярославском моторном заводе для обработки таких деталей применяют различные кантователи. Жидкость, стекающая с детали, собирается в поддон или корыто. Однако в связи с тем, что обработку ведут с избыточным давлением прокачки рабочей жидкости, для защиты оператора от брызг применяется защитное устройство¹, состоящее из куска пористого эластичного материала, например поролона, через который проходит электрод (рис. 4).

После определения на стальных пластинах параметров обработки провели опыты по удалению сломанного инструмента в реальных деталях (табл. 2).

Таблица 2

Параметры	Сверла	Метчики
Размеры инструмента в мм	5,0; 7,0; 10; 20	M5; M6; M8
Диаметр электрода в мм	3×0,5; 6×1	3×0,5; 3×0,5; 6×1
Скорость обработки в мм/мин	10,5; 15,5; 16,5; 18,5	8,0; 11,0; 25,0
Относительный линейный износ электрода в %	123; 78; 68; 52	115; 74; 40

Таблица 1

Параметры	Режимы работы станка			
	I	II	III	IV
Напряжение на холостом ходу в В	10	15	20	25
Средний рабочий ток в А	До 40	60	80	До 100
Ориентировочная скорость обработки в мм/мин	5—6	5—10	10—15	Свыше 15
Ориентировочный относительный линейный износ электрода в %	До 80	100		До 150

бора напряжения силового трансформатора, затрат мощности, энергоёмкости процесса и наибольшей производительности (рис. 1), напряжения межэлектродного промежутка (рис. 2), а также величины рабочего тока.

Оптимальная концентрация эмульсии составляет 4—12%, что соответствует концентрациям, рекомендуемым для применения при обычной обработке [1]. Давление прокачки рабочей жидкости, равное 3—4 кгс/см² (рис. 3), позволило эффективно осуществлять вынос продуктов эрозии из зоны обработки.

В связи с большой величиной рабочего тока и высокой производительностью продукты эрозии достигают величин, соизмеримых с межэлектродными зазорами, что вызывает короткое замыкание и нестабильность процесса. Для стабилизации процесса обработки электрод вибрирует вдоль оси, величина амплитуды вибрации зависит от глубины обработки:

Глубина обработки в мм 5 10 15 20 Свыше 30
Амплитуда вибрации в мм До 0,1 0,1 0,2 0,3 0,4—0,5

Применение водомасляной эмульсии позволило вести обработку без погружения изделия в ванну, что при обработке в керосине или масле было невозможно, а также вне станка. Это имеет большое значение при обработке таких крупногабаритных деталей, как блок цилиндров, коленчатый вал и т. д.,

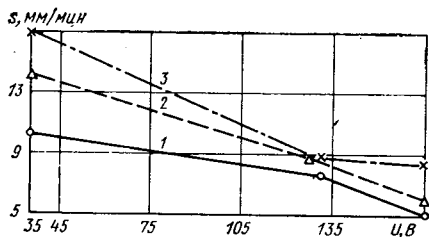


Рис. 1. Изменение скорости s разрушения материала (заготовки) от напряжения U трансформатора при различных диаметрах электрода: 1 — диаметр 3 мм, толщина стенки 0,5 мм; 2 — диаметр 10 мм, толщина стенки 1 мм; 3 — диаметр 6 мм, толщина стенки 1 мм

По новой технологии работают на Горьковском автозаводе, при этом средняя скорость обработки 12 мм/мин, максимальная 30 мм/мин.

Новый станок модели 4Б611 для удаления сломанного инструмента [2] выпускает Бакинский станкостроительный завод. Техническая характеристика этого станка:

Диаметр удаляемых инструментов в мм	6—24
Размер стола (ширина×длина) в мм	400×630
Расстояние от зеркала стола до торца шпинделя в мм	100—500
Автоматический вертикальный рабочий ход электрода в мм	100
Наибольшая масса детали, обрабатываемой на столе в кг	600
Скорость обработки электродом — медной трубкой диаметром 6×1 мм в мм/мин	15±5%
Тип насосной установки	БГ-11-11
Объем бака для рабочей жидкости в л	80
Рабочая жидкость	4—12%-ный водный раствор эмульсии
Габаритные размеры станка (ширина×длина×высота) в мм	735×820×1775
Масса станка в кг	360
Наибольшая потребляемая мощность источника питания в кВт·А	8
Габаритные размеры источника питания (ширина×длина×высота) в мм	700×690×1230
Масса источника питания в кг	180

¹ «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1977, № 9 (Авт. св. № 545441).

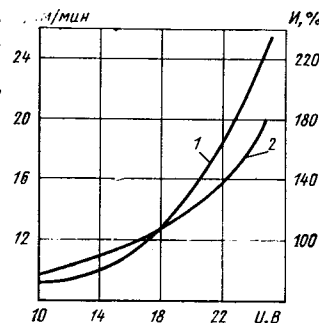


Рис. 2. Зависимость скорости обработки s и износа электрода I от напряжения U на электродах: 1 — скорость обработки; 2 — износ электрода

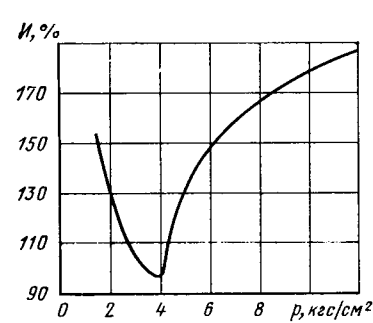


Рис. 3. Зависимость износа I от давления p одной трубки от давления прокачки

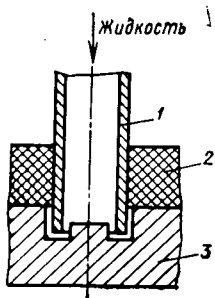


Рис. 4. Устройство для защиты от разбрызгивания жидкости и продуктов эрозии:
1 — электрод; 2 — эластичная пластина;
3 — деталь

Новая технология позволила повысить производительность обработки в 5—7 раз при той же величине износа электрода; заменить пожароопасную рабочую жидкость на водомасляную эмульсию; применять более дешевую рабочую жид-

кость; вести обработку без погружения изделия в ванну; улучшить санитарно-гигиенические условия труда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Применение смазочно-охлаждающих жидкостей для обработки металлов резанием в станкостроительной и инструментальной промышленности. НИИМаш, М., 1971.
2. Астахов Ю. В., Соловов В. И., Сосенко А. Б. Электроэрозионные копировально-прошивочные станки нормальной точности. — Станки и инструмент, 1977, № 9, с. 9—13.

УДК 621.867.001.2

Разработка роликов из отходов древесины и полимеров для ленточных транспортеров

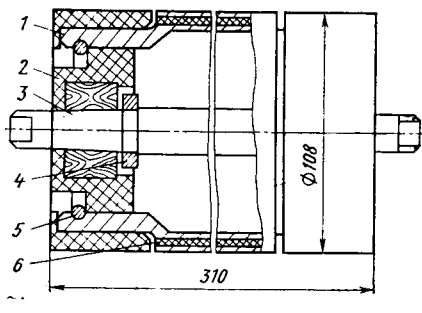
Канд. техн. наук В. З. СТРЕЛЕЦКИЙ, д-р техн. наук Б. И. КУПЧИНОВ, В. П. ИГНАТОВ

НИИАТМ, Институт механики металлополимерных систем АН БССР

ПРИ ИЗУЧЕНИИ условий работы узлов трения роликов ленточных транспортеров в литейных цехах автозаводов было установлено, что узел трения ролика (шарикоподшипник № 204 или № 205) быстро выходит из строя. Это объясняется тем, что в зону трения попадают формовочная земля, песок и т. д. Выходу из строя подшипника ролика способствует также несвоевременное пополнение узла трения смазкой, особенно это относится к труднодоступным точкам смазки.

Для увеличения срока службы узла трения ролика ленточного транспортера, а также экономии металлопродукта и шарикоподшипников разработана новая конструкция ролика, в котором металлические элементы заменены пластмассовыми и древесно-пластмассовыми.

Ролик состоит из двух полуцилиндров 1 (см. рисунок), зеркально симметричных относительно продольной оси и соединенных попарно двумя фланцевыми древесно-пластмассовыми подшипниками 2. В конструкцию ролика, кроме этого, входят стальная ось 3, стальное упорное кольцо 4, запорное пружинное кольцо 5 и уплотнительный резиновый шнур 6.



Недостатками древесных пластиков являются горючесть, что исключает их применение в условиях, где могут возникать повышенные температуры, а также поликонденсация смолы в процессе прессования, в результате чего выделяется значительное количество водяных паров, вызывающих образование пустот и вздутий в готовых изделиях [1].

Новый материал, получаемый методом горячего прессования отходов деревообрабатывающих производств — измельченной древесины, пропитанной поликонденсирующей смолой, например, фенолформальдегидной, с введенными в его состав окисью кальция в качестве абсорбента выделяющихся паров воды и сульфата аммония в качестве антипирена, не имеет этих недостатков.

Таким образом, введение необходимого количества окиси кальция интенсифицирует процесс поликонденсации и повышает физико-механические свойства материала. Введение сульфата аммония в состав композиции значительно снижает горючесть материала.

Физико-механические и технологические свойства полученного материала приведены в таблице.

Для увеличения прочностных свойств разработанного древесного пластика в его состав вводят армирующий наполнитель — измельченное стекловолокно. Ввиду того, что используемое бесщелочное стекловолокно НСО 6/300 имеет малую адгезионную прочность, с фенолформальдегидной смолой, применяемой в качестве связующего, последнее предварительно

обрабатывалось раствором или парообразным поливинилбутиралем.

После такой обработки на поверхности стекловолокна создается промежуточный слой, свободная поверхностная энергия которого на границах раздела стекловолокно — поливинилбутираль и поливинилбутираль — связующее становится минимальной, а адгезионное взаимодействие стекловолокна со связующим, таким образом, возрастает.

Исследования по определению влияния количества и длины стекловолокна, а также содержания парафинового замасливателя на физико-механические свойства армированного древесно-пластика показали, что с увеличением содержания стекловолокна от 5 до 20% происходит значительное увеличение прочности материала, а при дальнейшем увеличении свыше 20% прочность его снижается. Это, очевидно, происходит вследствие образования непроклеенных участков (мостиков).

Показатели	Композиция ДПК (ТУ 27/34-1)	Разработанная древесная пресс-композиция
Плотность в г/см ³	1,3—1,4	1,3—1,4
Ударная вязкость в (кгс·см)/см ²	6—7	11—17
Предел прочности в кгс/см ² при:		
изгибе	600—750	500—550
растяжении	200—250	300—375
сжатии	1300—1450	1500—1700
Твердость по Бринеллю в кгс/мм ²	25—32	30—35
Теплостойкость по Мартенсу в °С	120—150	175—195
Горючесть	Горит	Тает
Время выдержки под давлением в мин (толщина образца 1 мм)	1,0—1,2	0,6—0,7
Изменение массы при выдержке в серной кислоте за 49 сут. в %	5,9	2,1

Было также установлено, что оптимальными свойствами обладает материал, содержащий стекловолокно длиной 25—35 мм.

Значительное влияние на прочность материала оказывает парафиновый замасливатель, находящийся на поверхности стекловолокна. Содержание замасливателя до 1% не оказывает существенного влияния на величину адгезии, а с увеличением его количества свыше 1% происходит резкое падение адгезионной прочности материала.

Полуцилиндры ролика были изготовлены методом прессования при давлении 350—400 кгс/см² и температуре 135—145°C. После выдержки под давлением в течение 15 мин деталь извлекали из пресс-формы и помещали в специальное фиксирующее приспособление для снятия внутренних напряжений.

Подшипник скольжения ролика был изготовлен из материала АПД-1*. Этот материал представляет собой прессованную древесину, пропитанную расплавом стеарата цинка или кальция в масле МС-20.

Пропитка и одновременное прессование древесины осуществлялись на специальной установке** под давлением 130 атм и при нагреве до 120°C. Непрерывность процесса пропитки, непрерывного прессования и термической обработки обеспечивалась за счет последовательного прохождения образца через разлит

* «Открытие, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», № 20, 1971 (Авт. свид. № 306960).

** «Открытие, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», № 7, 1972 (Авт. свид. № 329003).

ные зоны. Степень уплотнения древесины составляла 0,4. При этом геометрическая структура микрокапилляров образцов не нарушалась, что очень важно при создании антифрикционного материала с заданными свойствами [2].

Предложенным методом можно достигнуть удовлетворительной пропитки древесины с влажностью не выше 30%, при этом плотность древесины составляет 1,35 г/см³; предел прочности при сжатии вдоль волокон 1100 кгс/см², при статическом изгибе 560 кгс/см²; твердость торцевой поверхности по Бринелю 12—13 кгс/мм²; влагопоглощение 13—15%; коэффициент трения 0,15 (при $P_{уд} = 25$ кгс/см² и $v = 0,3$ м/с). Интенсивность износа составляет 0,42—0,64 мкм/(см²·км) при удельной нагрузке 40 кгс/см² и скорости скольжения $v_c = 0,5$ м/с.

Как показали стендовые и эксплуатационные испытания, подшипники скольжения, изготовленные из материала АПД-1, хорошо работают при скоростях скольжения до 1 м/с, удельных нагрузках до 15—20 кгс/см² и температурах в зоне трения до 100°C.

Фланцевый древесно-пластмассовый подшипник скольжения изготавливается путем облицовки вкладыша из прессованной древесины в литевой форме термопластичным материалом.

Для изготовления фланцевого подшипника эффективно используются вторичный клапан, полиэтилен, полипропилен, а вкладыш подшипника изготавливается из брусковых отходов.

В связи с тем, что прессованная древесина способна адсорбировать влагу из окружающей среды, происходит ее набухание и восстановление первоначальных размеров независимо от степени прессования. При этом конечное напряжение в направлении прессования достигает значительных величин.

Формоустойчивость торцовых стенок фланцевого подшипника зависит от вязкоупругих свойств капрона. Установлено, что минимальная толщина каждой стенки подшипника должна быть не менее 2,5 мм.

Сборка ролика предложенной конструкции заключается в следующем: два полуцилиндра собирают попарно, а затем

плотно устанавливают в пазы корпуса фланцевого подшипника и фиксируют в данном положении запорными кольцами. Перед установкой второго корпуса подшипника в отверстия подшипников вставляют ось.

Большое влияние на долговечность подшипника из прессованной древесины оказывает зазор между осью и отверстием в подшипнике. На основании анализа полученных экспериментальных данных установлено, что оптимальная величина зазора для таких подшипников составляет 0,008—0,012 диаметра оси. Оптимальный зазор компенсирует температурные деформации подшипника и оси, а также изменения размеров подшипника при влагопоглощении и обеспечивает оптимальную циркуляцию воздуха, который является теплоотводящей средой генерируемого в контактной зоне тепла.

Шероховатость поверхности стальной оси, работающей в паре с подшипником из прессованной древесины, должна быть не ниже 8-го класса, а твердость не менее HRC 40—45.

Массовый выпуск древесно-пластмассовых подшипников по ТУ 88 БССР 01—73 и древесно-пластмассовых роликов по ТУ 88 БССР 12—75 освоен на Гомельском заводе пластмассовых изделий. Внедрение древесно-пластмассовых роликов было осуществлено в литейных цехах Московского автозавода им. И. А. Лихачева и других заводах с общим экономическим эффектом 330 тыс. руб. в год.

Экономический эффект образовался за счет увеличения срока службы древесно-пластмассового ролика по сравнению с металлическим в среднем в 2 раза, а также за счет экономии на каждом ролике двух шарикоподшипников и 8 кг металлопродукта (труб).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Катаева В. М., Попова В. А., Сажин Б. И. Справочник по пластическим массам. Т. II. М., Химия, 1975.
2. Москалева В. Е. Строение древесины и его изменение при физических и механических воздействиях. М., Изд-во АН СССР, 1957.

И Н Ф О Р М А Ц И Я

УДК 621.113.62-408.6

ВЛИЯНИЕ ТРЕБОВАНИЙ БЕЗОПАСНОСТИ НА ФОРМУ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В ПОСЛЕДНЕЕ десятилетие в мировой автомобильной промышленности уделяется большое внимание повышению безопасности конструкции массовых легковых автомобилей всех классов. Причиной этого является необходимость выполнения множества требований и предписаний к транспортным средствам в связи с постоянно растущим числом дорожно-транспортных происшествий.

Эти требования заставляют конструкторов постоянно искать новые решения, новые материалы, что приводит к существенному изменению не только конструкции, но и внешнего вида легковых автомобилей.

Первые конструкции, отвечающие требованиям безопасности, созданные в 1970 г., были громоздкими и тяжелыми. Они хорошо защищали пассажиров практически в любом дорожно-транспортном происшествии, но не могли служить прототипами для массового производства (рис. 1).

Однако такие ведущие автомобильные фирмы, как Дженерал Моторс, Фиат, Фольксваген, БЛМК, Рено, активно вели исследовательскую и опытно-конструкторскую работу в этом направлении.

Первые серийные автомобили, наиболее полно отвечающие требованиям безопасности, появились в Швеции. Однако внешний вид автомобилей «Волво», на которых были установлены буфера из экструдированного алюминиевого профиля, снабженные гидравли-

ческими амортизаторами и широкими резиновыми накладками, был малопривлекательным.

В США также были введены жесткие требования к безопасности конструкции автомобилей. Однако в связи со значительными размерами и весом большинства американских автомобилей изменения конструкции не повлекли за собой заметных и неэстетичных изменений формы.

Прогресс в конструировании и технологии, новые синтетические и другие материалы привели к тому, что современный легковой автомобиль стал более безопасным, изящным и удобным. Однако требования безопасности оказали влияние на форму, оборудование и от-

делку кузовов массовых моделей легковых автомобилей всех классов.

В настоящее время внимание автомобильных дизайнеров обращено на реализацию в основном трех важнейших требований безопасности, касающихся буферов, наружных выступов и обзорности.

В США распространены конструкции буферов трех видов: стальные или алюминиевые, с эластичными накладками, закрепленные на гидравлических амортизаторах; полиуретановые ячеистой структуры со стальной арматурой и панелью передка, отлитые из эластичного полиуретана и закрывающие силовые элементы.

Итальянская фирма Фиат устанавливает на модернизированных моделях «Фиат-132-2000», «Фиат-128» буфера из литового армированного полипропилена, что предоставляет большие возможности для их формообразования (рис. 3).

На французских автомобилях «Симка-1307/1308», «Рено-5», «Рено-14» используются панели, отформованные из препрега (стеклонаполненного полимера), объединяющие буфер с нижним брызговиком или спойлером.

Наиболее перспективны, по мнению автора, буфера из поликарбоната типа «лексан», так как они легче, чем препреговые, легко окрашиваются, могут иметь любую сложную форму и любую фактуру наружной поверхности.

Среди новейших моделей легковых автомобилей эталоном по соблюдению

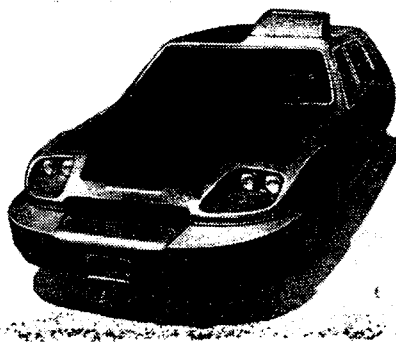


Рис. 1. Один из первых экспериментальных безопасных автомобилей, разработанный и изготовленный фирмой АМФ (США).



Рис. 2. Автомобиль «Пейсер» фирмы АМК (США)

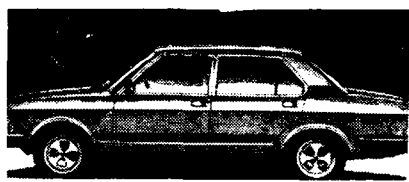


Рис. 3. Автомобиль «Фиат 132-2000», имеющий буфера и боковой брус, изготовленные из стеклонаполненного полипропилена



Рис. 4. Автомобиль «Шевроле-Монца» копия Джеренал Моторе (США)

требований к выступающим деталям может служить автомобиль «Порше-928» (ФРГ), на котором все панели имеют пластичную, обтекаемую форму.

Рассмотрим, какое влияние на форму и отделку современных легковых автомобилей оказали основные требования безопасности, относящиеся к прочности и энергоемкости кузова, к выступающим деталям кузова и т. д.

Наружные зеркала заднего вида имеют тенденцию к увеличению своих размеров, а следовательно, и выступанию, поэтому форма их корпусов также приобретает пластичность, скругленность. Конструкторы и дизайнеры стремятся включить этот узел в общую форму кузова. Наиболее удачно это решено на автомобилях «Рено-14», «Ровер-3500», «Мерседес-250» (выпуска 1976 г.). В качестве материала для корпусов и кроштейнов наружных зеркал чаще используется ударопрочная пластмасса черного цвета, реже с металлизацией под хром или окрашенная в такой же цвет, что и кузов.

В связи с требованиями безопасности все реже применяются съемные декоративные колпаки колес. Наибольшее распространение в последние годы получили штампованные или литые из легких сплавов диски колес, имеющие сложную декоративную поверхность. Для придания наибольшего декоративного эффекта штампованные диски колес нередко имеют двухцветную окраску, а литые — окраску с последующей механической обработкой части поверхности.

Одним из требований безопасности является обеспечение хорошей обзорности. В связи с этим площадь остекления легковых автомобилей заметно увеличивается. Так, по данным фирмы Форд, модель «Гранад» 1977 г. имеет площадь остекления на 15% большую, чем предыдущая модель. В связи с этим на последних моделях заметно понизилась подоконная линия (увеличилась поверхность боковых окон), увеличилось задние окна. Постепенно исчезают очень широкие задние стойки, особенно характерные для американских автомобилей, или в них появляются дополнительные окна. Увеличение поверхности стекол также связано с увеличивающимся наклоном ветрового и заднего окон.

Увеличение площади остекления потребовало принятия мер по снижению изоляции салона автомобиля, что достигается применением детермальных затемненных стекол.

Повышенные требования к жесткости и прочности кузова при опрокидывании и столкновениях способствовали выявлению в форме кузова основных структурных элементов. Так, на автомобилях с двухдверными кузовами «Опель-Манта», БМВ серии 6, «АМК-Пейсер» (рис. 2) средняя стойка кузова часто имеет увеличенную ширину, что служит не только целям улучшения композиции, но и выполняет функцию силовой

грузки как силовой элемент. На автомобилях с кузовами типа «фастбэк» и особенно на автомобилях с задней дверью таким силовым элементом является задняя стойка кузова.

На современных автомобилях усиленные брусья изищю оформлены, например, накладка с пластиковой вставкой на боковине кузова выполняет декоративные функции и защищает поверхность дверей от мелких повреждений. Однако наметилась тенденция к увеличению размеров боковых накладок, например, на автомобилях «Фиат-132-2000», «Фиат-Ритмо», «Рено-5» эти накладки, выполненные из пластмассы, имеют значительные размеры.

Особое внимание с точки зрения безопасности уделяется передней части кузова. Передний свес у многих моделей заметно увеличился, что изменило общие пропорции автомобиля и придало ему большую динамичность. Увеличение свеса является следствием особенностей компоновки автомобилей с передним приводом, а также служит лучшим энергопоглощению при лобовом ударе (например, автомобили «Ауди-100», «Рено-20/30», «Ситроен СХ»). В соответствии с требованиями безопасности и аэродинамики передняя часть большинства последних моделей европейских автомобилей имеет обтекаемую форму и некоторую скругленность в плане. Выступающие детали и острые кромки отсутствуют. Внешние световые приборы (фары, указатели поворотов и пр.) выполнены заподлицо с общей поверхностью кузова. Для облицовки радиатора используется пластмасса, преимущественно черного цвета с различными видами декоративной отделки. Широко применяется хромирование или металлизация пластмассы, частичная окраска, нанесение специальной фольги.

Большие возможности для художественного конструирования открыло применение эластичного полиуретана и других похожих по своим свойствам материалов для изготовления передних и задних панелей кузовов. Это позволило не только создавать более сложные и интересные формы, но и объединить в единый узел переднюю панель, обрамление фар, решетку радиатора и бумпер. Такую облицовочную деталь можно получить за один технологический цикл, кроме этого, резко сокращается номенклатура деталей.

Высокая стоимость сырья, сложность получения точных по форме и размерам деталей и трудности при последующей окраске полиуретановых деталей пока еще сдерживают широкое применение этих панелей на европейских автомобилях, в то время как в США кузовные панели из эластичного полиуретана используются очень широко. Например, на американском легковом автомобиле «Шевроле-Монца» и западногерманском «Порше-928» передняя и задняя панели

кузова выполнены из эластичного полиуретана (рис. 4).

Внешние световые приборы, влияющие на внешность легкового автомобиля, сейчас имеют прямоугольную или более сложную форму. Фары и светотехнические блоки, объединяющие фары и светосигнальные фонари, должны иметь большую поверхность рассеивания, поэтому их нередко располагают даже на боковых поверхностях кузова. Это позволяет сделать форму кузова более цельной, избежать лишних выступов, зазоров, промежуточных и декоративных деталей.

Задние светосигнальные фонари должны иметь увеличенную освещающую поверхность, обеспечивать равномерность и яркость светового потока. На большинстве европейских автомобилей задние фонари имеют простую форму, хорошо согласованную с формой задней части кузова. На японских и американских автомобилях задние фонари отличаются многообразием сложной формы в сочетании с обильным декором в виде рамок, эмблем, полосочек и т. п., что, однако, не снижает их функциональные качества. Некоторые фирмы при разработке новых моделей уделяют внимание форме и расположению светосигнальных фонарей с точки зрения их хорошей различимости в автомобильном потоке другими участниками движения и уменьшения забрызгивания грязью. Например, задние фонари автомобилей «Мерседес» всех серий имеют поверхность в виде высоких горизонтальных ребер. Такую форму нельзя назвать красивой, однако целесообразность этой формы была подтверждена эксплуатацией этих автомобилей.

В настоящее время не существует специальных требований безопасности к окраске. Однако в результате соответствующих исследований и большого статистического опыта были сделаны выводы о том, что цвет автомобиля и схема его окраски оказывают определенное влияние на безопасность движения. В значительной степени это послужило появлению в последние годы так называемой «сигнальной» гаммы цветов, в которую входят в основном желтые, желто-оранжевые, красные и ярко-зеленые цвета чистых сочных тонов. Автомобили, окрашенные в такие цвета, хорошо заметны на дороге и, как показывает статистика, реже попадают в дорожно-транспортные происшествия. Кроме того, появившиеся в последнее время различные графические элементы внешней отделки кузова, такие, как всевозможные черные и цветные полосы, крупные надписи и т. д. из самоклеющихся пленок, не только расширяют возможности цвето-графического оформления кузовов, но и способствуют большему выделению автомобиля на дороге.

Большое значение для снижения утомляемости водителя, а следовательно, повышения безопасности движения имеет

окраска поверхности капота и отделочных деталей в черный матовый цвет. Первоначально это делалось с целью исключения возникновения бликов перед глазами водителя, поэтому поводки и щетки стеклоочистителей покрывали черным матовым хромом. Затем появились черные пластмассовые облицовки радиаторов, решетки приточной и вытяжной вентиляции и т. д. Сейчас черная отделка распространилась на ручки дверей, арматурные детали, молдинги, рамки дверей и даже на декоративные надписи и эмблемы. На некоторых новейших моделях легковых автомобилей нет ни одной блестящей детали в наружной отделке, например, «Фольксваген Гольф ГТИ», «Порше-928», «Фиат-Ритмо».

Требования безопасности способствуют созданию не только «безопасной» формы современных автомобилей, но и существенному ее видоизменению, улучшению аэродинамических качеств за счет соответствующих скруглений, изъятия выступающих деталей и т. д. Так, например, требования к выступающим деталям заставили конструкторов и дизайнеров искать способы закрытия или смягчения контура водосточных желобков, которые являлись обязательным элементом конструкции кузова. В результате этих поисков появился ряд моделей автомобилей, на которых такие желобки отсутствуют («Рено-14», «Рено-16», «Рено-20», «Пейсер»). Это в свою очередь привело к снижению аэродинамического сопротивления и шума.

Целенаправленное совершенствование аэродинамических качеств кузовов, выраженное в форме передних спойлеров (низковисящих передних брызговики специфической формы), большом наклоне ветрового и боковых стекол, сильно наклоненном, «падающем» капоте и т. д., имеет прямое отношение к повышению активной безопасности автомобиля, его устойчивости на больших скоростях, при боковом ветре.

Большое значение для эстетического восприятия автомобиля имеет внешний вид комплекса шина — колесо. В последние годы прогресс в проектировании и изготовлении шин привел к существенному изменению их внешнего вида. В первую очередь следует отметить изменение пропорций: высота профиля шин стала ниже, а ширина значительно увеличилась. Рисунок протектора стал сложным, с заходом на боковину. Широкие, низкопрофильные шины, широкая колея колес делают современный автомобиль зрительно устойчивым, быстроходным, придают ему спортивный характер.

При создании новой модели легкового автомобиля возникают два противоречивых фактора: с одной стороны, необходимость повышения безопасности конструкций, с другой — стремление максимально снизить вес и материалоемкость автомобиля, повысить его экономичность. Компромисс может быть найден только на основе применения новых материалов, например полиуретанов, литевых пластмасс и др. Это в свою очередь открывает новые воз-

можности в отношении технологии и формообразования. Использование алюминия для изготовления кузовных панелей может существенно повлиять на конструкцию и форму автомобилей.

Широкие возможности для художественно-графического оформления кузовов представляют самоклеющиеся пленки типа «Скотчал» и «Дайнок». Цветовая гамма и фактура этих материалов практически неограничены. Возможность предварительной формовки, высокая стойкость этих материалов и надежность клевого соединения позволяют их использовать на любых поверхностях кузова.

Большая обобщенность и пластичность формы кузова, увеличенная поверхность остекления с применением детермальных затемненных стекол, широкое использование пластмасс для изготовления различных элементов кузова, включая буфера, отсутствие блестящего хрома в отделке, которая будет иметь черное или серебристое матовое покрытие, яркие цвета окраски кузовов с активной графической отделкой самоклеющимися пленками, широкие низкопрофильные шины на литых колесах, крупные светотехнические приборы, органически включенные в общую форму кузова, — такие требования предъявляются к внешнему виду массового легкового автомобиля будущего.

И. А. ЗАЙЦЕВ

УДК 621.43.621.3.038

ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ КАРБЮРАТОРНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

ЗАДАЧИ автоматизации работы карбюраторных двигателей по улучшению их технических характеристик сводятся к повышению экономичности двигателя и уменьшению токсичности отработавших газов при улучшении или сохранении мощностных показателей.

Эти задачи являются противоречивыми (рис. 1), поэтому решаются компромиссным путем, причем приоритет отдается той задаче, которая является наиболее актуальной на данном режиме работы двигателя или движения автомобиля.

В последнее время для решения задач управления двигателями наряду с другими средствами используется электронная техника, которая все в большей степени внедряется в автомобиль, например, встроенный в генератор переменного тока выпрямитель, интегральный регулятор напряжения, электронная система зажигания, система электронного впрыска топлива, электронные тахометры, спидометры и т. д.

Кроме того, разрабатываются комплексные электронные системы управления двигателем, трансмиссией, тормозами и, в конечном счете, единая центральная электронная система управления автомобилем.

Задачу максимально возможного улучшения технических характеристик двигателя можно решить только комплексно, поскольку основные процессы в двигателе взаимосвязаны и взаимобусловлены.

В связи с этим ясно, что по мере объединения систем в комплексные системы

управления преимущества электронных систем перед другими, в том числе традиционными системами, увеличиваются.

Действительно, только при использовании электрических цепей и электронных устройств можно обеспечить обмен

информацией между отдельными системами и создать центральное устройство, сохранив при этом соответствующее быстродействие, гибкость управления и надежность.

Увеличение количества подсистем, объединяемых в единую систему, приводит к уменьшению стоимости оборудования в расчете на одну подсистему.

Электронные системы автоматического управления двигателями (ЭСАУД) можно классифицировать по принципу автоматического управления и по функциональному признаку. По принципу автоматического управления все системы различаются по структуре, характеру алгоритма функционирования, способности к самоприспособлению (адаптации) и по способу обработки информации в электронном управляющем устройстве регулятора.

По структуре системы управления делятся на разомкнутые и замкнутые [1]. В разомкнутых системах (рис. 2, а) осуществляется жесткое управление, при котором управляемая величина y принимает под влиянием управляющего воздействия u значение, соответствующее заданию v , но действительное значение управляемой величины y не учитывается. При этом все внешние воздействия на объект управления, т. е. на двигатель, должны контролироваться. Неконтролируемые воздействия f в данном случае равны нулю, исключая помехи.

Контролируемые воздействия g должны поступать в регулятор, т. е. производиться регулирование по возмущению.

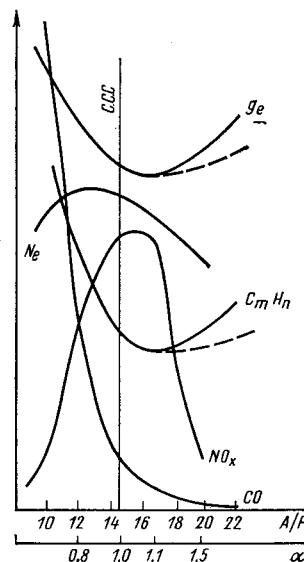


Рис. 1. Зависимость выбросов токсичных соединений CO , C_mH_n и NO_x , мощности двигателя N_e и экономичности g_e от коэффициента состава смеси α и отношения A/F воздуха к топливу (сплошные линии — обычное горение, штриховые — полное горение). C_cC — стехиометрический состав смеси

Автомобильная промышленность № 5, 1979 г.

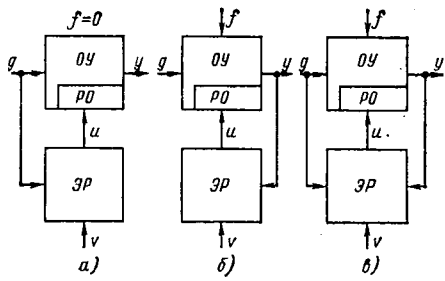


Рис. 2. Схема разомкнутой, замкнутой и комбинированной ЭСАУД: g — контролируемые воздействия; f — неконтролируемые воздействия; u — управляемая величина; u — управляющее воздействие; v — задание; OY — объект управления (двигатель); PO — регулирующий орган двигателя; $ЭР$ — электронный регулятор

Это объясняет, в частности, необходимость применения датчиков всех существенных внешних воздействий.

В замкнутых системах (рис. 2, б) благодаря наличию обратной связи управляющее воздействие u зависит не только от задания v , но и от действительного значения управляемой величины y , так как является их разностью.

Разность имеет такой знак, при котором изменение управляемой величины y , происходящее под ее влиянием, приводит к уменьшению этой разности (отрицательная обратная связь). Поэтому система всегда будет стремиться привести управляемую величину y в соответствие с заданием v , независимо от того, по какой причине происходит изменение управляемой величины.

В этом случае происходит регулирование по отклонению, и поэтому возмущающие воздействия не поступают в регулятор. Различия между g и f отсутствуют, они проявляются лишь в комбинированных системах, сочетающих управление по возмущению и отклонению (рис. 2, в).

При регулировании по отклонению большого количества датчиков внешних воздействий не требуется, но применяется датчик обратной связи, т. е. датчик управляемой величины.

Практически в ЭСАУД находят применение все перечисленные выше системы.

По характеру алгоритма функционирования [2] системы управления можно подразделить на стабилизирующие, программные и следящие. Это определяется характером задания v :

1) если $v = \text{const}$, то система является стабилизатором, в ЭСАУД в качестве стабилизаторов применяются замкнутые системы, обеспечивающие большую точность и надежность стабилизации, чем разомкнутые системы;

2) если задание v изменяется по определенной программе, то используются программные системы; все известные программные системы ЭСАУД являются разомкнутыми;

3) если задание v изменяется по произвольному закону, то применяются следящие системы, которые можно рассматривать как развитие замкнутых стабилизирующих систем, когда $v \neq \text{const}$.

Самоприспосабливающиеся (адаптивные) или самонастраивающиеся системы, которые в настоящее время применяются в ЭСАУД в сочетании со следящими системами, производят поиск и осуществление оптимального режима управляемой величины. Они называются оптимизаторами или экстремальными регуляторами.

Существуют самонастраивающиеся системы, решающие и более сложные задачи, чем поиск и поддержание экстремума.

Электронные системы управления обязательно содержат объект управления и электронный регулятор. Объектом управления в ЭСАУД является двигатель. В состав регулятора входят три основных элемента: датчики, электронное управляющее устройство, исполнительный элемент.

Датчики предназначены для измерения контролируемых внешних воздействий, а также управляемой величины и всех тех текущих параметров объекта управления, которые необходимо учитывать при реализации алгоритма функционирования. Учет этих параметров можно объяснить реализацией дополнительных обратных связей.

Электронное устройство определяет алгоритм функционирования и воздействует на соответствующие элементы системы управления. Исполнительный элемент является выходным устройством регулятора и воздействует на регулирующий орган объекта управления.

Для выработки задания v применяется задатчик. В замкнутой системе задатчик может оказывать воздействие на любую ее часть, т. е. на регулятор (рис. 2, б и в) или объект управления. Например, при использовании в ЭСАУД следящей системы входным элементом задатчика может служить ножная педаль акселератора.

Однако во всех случаях электрические цепи задатчика, предназначенные для преобразования задания v в форму, удобную для сравнения его с выходной величиной y , должны входить в состав электронного управляющего устройства регулятора.

По способу обработки информации в электронном управляющем устройстве регулятора все системы управления, в том числе и ЭСАУД, подразделяются на аналоговые (непрерывный сигнал — аналог физической величины) и цифровые (дискретный сигнал). Разновидностью цифровых систем являются микропроцессорные системы.

Микропроцессор входит в состав микро-ЭВМ. Любая ЭВМ содержит устройство управления, арифметико-логическое устройство, запоминающее устройство, устройство ввода — вывода (УВВ) и шины, связывающие эти устройства, когда благодаря развитию технологии производства больших интегральных схем удалось все эти блоки разместить на нескольких кристаллах, получившуюся систему стали называть микро-ЭВМ (микрокомпьютером), а кристалл, содержащий устройство управления и арифметико-логическое устройство, — микропроцессором (МП).

На рис. 3 показана структурная схема ЭСАУД, в которой используется микро-ЭВМ для воздействия на два органа управления двигателем (например, на систему зажигания и систему смесеобразования). На схеме показано, что в состав электронного управляющего устройства (ЭУУ), кроме микро-ЭВМ, входят коммутатор датчиков (КД) и аналого-цифровой преобразователь (АЦП).

Коммутатор датчиков обеспечивает последовательный опрос датчиков (Д), а аналого-цифровой преобразователь преобразует аналоговые сигналы датчиков в цифровые. Датчики, которые выдают аналоговый сигнал, а микро-ЭВМ

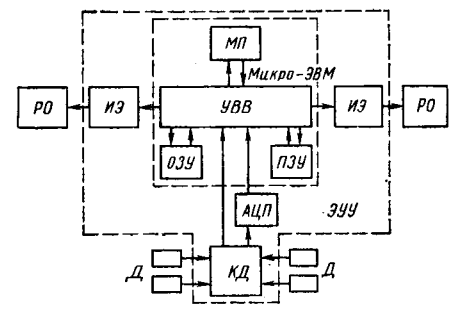


Рис. 3. Схема ЭСАУД с использованием микро-ЭВМ (ИЭ — исполнительный элемент)

импульсной форме, воздействуют на микро-ЭВМ через коммутатор.

Микро-ЭВМ содержит запоминающие устройства двух видов: постоянное (ПЗУ) для хранения программы и исходных данных и оперативное (ОЗУ) для хранения промежуточных результатов вычислений.

По функциональному признаку, т. е. по назначению регулирующего органа двигателя, ЭСАУД можно подразделить на системы зажигания, смесеобразования, управления выпуском, управления фазами газораспределения и многофункциональные системы.

Наиболее распространенными являются электронные системы зажигания. Сначала применялись контактно-транзисторные и бесконтактные системы без изменения самой структуры традиционных систем зажигания. Однако впоследствии стали применять системы с электронным регулированием угла опережения зажигания и энергии искрообразования.

Регулирование энергии искрообразования производится только электронными системами. Регулирование угла опережения в электронных системах осуществляется с большей точностью, чем в традиционных электромеханических, и, кроме того, может контролироваться большее число внешних воздействий и текущих параметров двигателя, а также надежнее предотвращается опасность детонации.

В результате реализации этих возможностей одна из применяющихся систем зажигания (аналоговая система Лин Бёрн концерна Крайслер) обеспечивает работу двигателя на обедненных смесях ($\alpha \approx 1,2$) [3]. Это становится возможным благодаря тому, что система способна поддерживать достаточно большие углы опережения, соответствующие бедным смесям, причем высокая точность их установки предотвращает опасность перехода устойчивого воспламенения. Применение системы позволяет сэкономить до 6% топлива и удовлетворить требованиям федеральных стандартов США по токсичности без применения дополнительных устройств на выпуске.

Другая система — электронная микропроцессорная система зажигания МИСАР концерна Дженерал Моторс обеспечивает экономии до 10% топлива и существенное снижение токсичности отработавших газов. Это осуществляется благодаря оптимальной регулировке угла опережения зажигания и выбору оптимальной энергии искрообразования [4].

Электронные системы смесеобразования подразделяются на системы впрыска топлива и карбюраторные сис-

темы. В электронных системах впрыска топлива состав смеси определяется временем (длительностью импульса), в течение которого за один цикл работы двигателя происходит принудительный впрыск топлива. Впрыск осуществляется электромагнитными форсунками, управляемыми сигналами, которые вырабатываются электронным управляющим устройством (блоком управления).

Для каждого цилиндра имеется своя форсунка, расположенная вблизи от него или в зоне его всасывающих клапанов. Это обеспечивает однородность состава смеси, что является основным преимуществом систем впрыска перед карбюраторными системами, в которых разброс состава смеси достигает 12% [5] и даже 25% [6].

Применение электронных систем впрыска обеспечивает возможность уменьшения расхода топлива и снижения токсичности отработавших газов. Так, например, фирма Бош сообщила о результатах испытания системы электронного впрыска L—Джетроник на автомобилях с двигателем рабочим объемом 1,9 л, показавших, что при движении автомобиля на подъемах, в колонне и при разгонах экономия топлива достигала 11—17%, а максимальная мощность повышалась на 7 л. с. Токсичность отработавших газов уменьшалась [7].

Большинство известных электронных систем впрыска работает в разомкнутом режиме программного управления, но имеются примеры использования их и в системе стабилизации.

Распространение систем впрыска сдерживается необходимостью существенной переделки всей системы топливоподачи двигателя.

Применение электронных карбюраторных систем не требует переделки всей системы топливоподачи, а обусловлено приспособлением лишь одного карбюратора как регулирующего органа и применением соответствующего электронного регулятора.

В настоящее время известно использование электронных карбюраторных систем в качестве оптимизаторов в сочетании со следящей системой и в качестве стабилизаторов.

Характерным примером применения этих систем в качестве оптимизаторов является установка на автомобили электронных регуляторов смесеобразования фирмы DBA (Франция). Несмотря на то, что разброс в составе смеси принципиально не мог быть устранен, применение этой системы привело к экономии топлива на 8—10% и к снижению токсичности отработавших газов [8].

Использование электронных систем смесеобразования в качестве стабилизаторов связано с тем, что в настоящее время для существенного снижения уровня токсичности отработавших газов применяются каталитические нейтрализаторы, устанавливаемые после выпускной трубы.

Нейтрализатор преобразует три главных токсичных компонента: CO, CH и NO_x в нетоксичные соединения N₂, CO₂ и H₂O. Каталитический нейтрализатор функционирует лишь при наличии стехиометрического состава смеси.

В связи с этим при использовании каталитических нейтрализаторов применяются стабилизирующие электронные системы смесеобразования, поддерживающие состав смеси вблизи стехиометрического в узком диапазоне, например, фирмы Волво. Карбюраторные электронные стабилизирующие системы разработаны концернами Джeneral Моторс и Форд, а также фирмой Картер.

Управление устройствами на выпуске может производиться двумя электронными системами. Первая из них предназначена для защиты нейтрализатора от перегрева, вторая используется для управления рециркулирующей отработавших газов, заключающейся в возврате определенного количества отработавших газов во впускной трубопровод. Это приводит к понижению температуры горения и, как следствие, к уменьшению выброса NO_x.

Разрабатываются электронные системы управления фазами газораспределения. Стендовые испытания показали, что снижение содержания NO_x и CH в отработавших газах способствует раннее открытие впускного и раннее закрытие выпускного клапанов. На выброс CO фазы газораспределения влияют мало.

Концерн Форд [9] оснащает некоторые типы автомобильных двигателей системами отключения группы цилиндров в те периоды, когда не требуется использование полной мощности двигателя. Поскольку такое отключение производится путем закрытия впускных клапанов, этот процесс можно рассматривать как управление фазами газораспределения для крайнего случая.

Многофункциональные комплексные ЭСАУД предусматривают воздействие не на один, а на несколько регулирующих органов двигателя, например, при объединении систем управления зажиганием и смесеобразованием, зажиганием и рециркулирующей отработавших газов, зажиганием, смесеобразованием и рецир-

куляцией отработавших газов и отключением группы цилиндров [9].

Таким образом, осуществляется постепенный переход от отдельных систем управления к многофункциональным комплексным системам. С этим процессом связано изменение способа обработки информации в электронном управляющем устройстве регулятора.

Если в отдельных системах управления, в которых используется не очень сложный алгоритм функционирования, еще находят применение аналоговые устройства, то с усложнением систем применяются цифровые устройства, а в многофункциональных комплексных системах наиболее рациональным становится применение микропроцессорных устройств.

ОТ РЕДАКЦИИ. Начинаем публикацию серии статей, посвященных электронным системам управления карбюраторными двигателями, написанных на основе анализа зарубежной информации. Настоящая статья является вводной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория автоматического управления / Под ред. А. В. Негушила. М., Высшая школа, 1976. 400 с.
2. Ключев А. С. Автоматическое регулирование. М., Энергия, 1973. 390 с.
3. Chrysler electronic lean-burn engine. — Machine design, 1975, № 17, p. 24—26.
4. Dennis J. Simanaitis, MISAR — An Electronic Advance—Automotive Engineering, 1977, 85, № 1, p. 24—29.
5. Распределение смеси в карбюраторном двигателе / Андреев В. И., Воллин С. И., Горячий Я. В., Черняк Б. Я. М., Машиностроение, 1966. 128 с.
6. Carl A. Gottesman. Электроника в автомобилестроении. — Автомобильная промышленность США. Пер. с англ. 1976, т. 154, № 5, с. 1—6.
7. Vergaser kontra Einspritzung — Autofachmann, 1978, № 7, М. 9.
8. M. Louis Monpetit. L'Autocorrecteur de carburation PBA — Ingenieurs de L'Automobile, 1976, № 9, p. 239—242.
9. Уокер. «Зеленый свет» автомобильной электронике. — Электроника (Electronics). Пер. с англ. 1977, № 20, с. 20—40.

В. В. ГОРБАТЮК,
канд. техн. наук В. А. НАБОКИХ,
канд. техн. наук Л. М. РЕГЕЛЬСОН

УДК 621.74.65.017.56

ЭЛЕКТРОМОБИЛИ ЗА РУБЕЖОМ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ кризис в капиталистических странах и увеличение стоимости жидкого топлива способствуют развитию электромобилестроения. Многие специалисты считают электромобили транспортом будущего века, когда запасы нефти иссякнут.

Параметры электромобилей можно улучшить за счет снижения массы аккумуляторной батареи и одновременного увеличения запаса энергии, повышения КПД тяговых электродвигателей, уменьшения потерь энергии в системе регулирования, снижения массы шасси и электродвигателей. Ведутся поиски высокоэф-

фективных аккумуляторных источников тока. В связи с возникшей в последние годы проблемой очистки воздушного бассейна крупных городов широкое использование электромобилей будет способствовать оздоровлению окружающей среды.

По сравнению с автомобилями с карбюраторными двигателями или дизелями электромобили имеют следующие основные преимущества:

отсутствие отработавших газов и практически полная бесшумность при эксплуатации;

не требуется топливо на нефтяной основе;

на режимах, характерных для городских условий движения, обеспечивается более высокий КПД силовой установки; простота управления, легкий запуск и пожарная безопасность;

увеличенный в 1,5—2 раза срок службы агрегатов ввиду отсутствия вибраций от двигателя;

возможность автоматизации системы управления, позволяющая использовать электромобили в транспортных системах, обслуживаемых ЭВМ.

Электромобили можно классифицировать в зависимости от основных областей применения: к первой группе относятся напольный электротранспорт промышленных предприятий; ко второй группе — городские электромобили, используемые для перевозок мелких партий грузов, электробусы различной вместимости (10—50 чел.) с постоянными маршрутами; к третьей группе — городские электромобили с маршрутами различной протяженности, например, электромобили для перевозки детей, такси и т. д.; к четвертой группе — легковые и грузовые электромобили, пробег которых не поддается программированию.

Из принятых в данной классификации четырех групп наиболее многочисленной в настоящее время является первая группа, составляющая примерно 60—70% парка электромобилей в таких странах, как Англия, ФРГ, Франция и Япония. Электромобили второй группы, по мнению зарубежных специалистов, относятся к наиболее перспективному виду городского транспорта. Из-за ограниченного запаса хода электромобили третьей и четвертой групп имеют пока небольшие перспективы применения в городских условиях.

В настоящее время в СССР и за рубежом ведутся исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию электромобилей нового (третьего) поколения, которые должны удовлетворять требованиям эксплуатации в городских условиях, т. е. электромобили второй группы приведенной выше классификации.

В 1978 г. в г. Шеффилде (Великобритания) состоялась вторая международная конференция по электромобилям, на которой были подведены некоторые итоги и намечены перспективы и сферы использования электромобилей в условиях больших городов. Среди наиболее интересных из 14 докладов, сделанных на конференции, были сообщения о мировом балансе жидкого топлива на перспективу 2000 г. во взаимосвязи с необходимостью защиты окружающей среды и очистки воздушного бассейна крупных городов и, следовательно, о необходимости развития электромобилестроения; об опыте и перспективах использования электробусов для пассажирских перевозок и применении грузовых электромобилей; о программе развития электромобилей в США; о совершенствовании свинцово-кислотных аккумуляторных батарей и работах по созданию перспективных источников энергии для электромобилей; об опыте создания пассажирских транспортных средств для систем общественного транспорта с комбинированными источниками энергии, в том числе аккумуляторов в сочетании с электропитанием тяговых двигателей от контактной сети и др.

В докладах отмечалось, что проблема электромобилей является комплексной, требующей решения таких вопросов, как, например, энергоснабжение от электростанций. Для массового внедрения электромобилей в эксплуатацию потребуется, по мнению специалистов ряда стран, не менее 20 лет.

Большой интерес вызвало сообщение представителя фирмы Лукас (Англия) о создании усовершенствованной свинцово-кислотной аккумуляторной батареи, не требующей обслуживания в течение нескольких лет эксплуатации.

Следует отметить, что большинство английских электромобилей изготавливается на базе шасси серийных автомобилей.

Обычно работы ведутся совместно с несколькими фирмами. Например, фургон «Сайлент Керриер», предназначенный для городских перевозок мелких партий грузов массой до 1,75 т, был создан тремя фирмами. В 1977 г. было изготовлено шесть фургонов улучшенной конструкции. В дальнейшем фирма Нэшинэл Керриер (Англия) рассчитывает эксплуатировать на перевозках мелких грузов 1000 электромобилей, имеющих запас хода свыше 80 км, что превышает запас хода электромобилей существующих конструкций (56—64 км). Такое увеличение запаса хода достигается за счет усовершенствования конструкции свинцово-кислотных батарей и улучшения системы электронного управления и электропривода.

Фирмы Великобритании придают большое значение экономической эффективности применения электромобилей. Обычно сравнение ведется с автомобилем с дизелем равной грузоподъемности. Специальные расчеты в этой области провела фирма Инишиал Сервис, имеющая парк развозных автомобилей в Лондоне в количестве 1400 шт. Это преимущественно автофургоны небольшой грузоподъемности для доставки мелких партий грузов, почтовых и других перевозок в условиях города. Опытная эксплуатация пяти электромобилей позволила сделать выводы об экономике их применения.

Приведенные фирмой Инишиал Сервис исследования показали, что стоимость эксплуатации электромобиля по сравнению со стоимостью эксплуатации автомобиля с дизелем равной грузоподъемности в условиях города ниже на 20—25%.

По мнению представителей других фирм, эксплуатирующих длительное время электромобили в Лондоне, себестоимость перевозок на 40—50% меньше, чем автомобилями с дизелями. При этом электромобили работают бесшумно, имеют простое управление и удовлетворительную динамику в условиях движения с частыми остановами. Опыт эксплуатации показал также, что срок службы электромобилей в 1,5—2 раза выше, чем автомобилей с дизелями сопоставимой массы.

Отделом планирования транспорта в Лондоне разработан и в настоящее время осуществляется программа эксплуатационных испытаний, рассчитанных на три года и ставящих целью оценить эффективность и сферы применения электромобилей различных типов на грузовых перевозках в условиях большого города. В испытаниях участвуют 62 фургона грузоподъемностью 1—1,7 т, изготовленные тремя различными фирма-

ми Кромптон Электрикарз, Хлорайд, Лукас Индастриз. Программа предусматривает сбор, анализ и обобщение результатов сравнительной эксплуатации автомобилей с дизелями и электромобилей одинаковой грузоподъемности.

Кроме разработки грузовых электромобилей в Англии ведутся работы по созданию электробусов с комбинированными силовыми установками.

Английские и западногерманские фирмы работают над созданием городских троллейбусов с дополнительными аккумуляторами, что позволяет устранить такие недостатки, присущие троллейбусам обычного типа, как ограниченность маневра из-за контактной линии, невозможность изменения маршрута следования. Часть пути троллейбус с комбинированным двигателем проходит, используя контактный провод, и во время этого движения происходит подзарядка аккумуляторов от контактной сети. Трудность заключается в разработке надежной действующей системы автоматического снятия и установки контактных штанг троллейбуса без необходимости выхода водителя из кабины.

В Лондоне находится в эксплуатации электробус с аккумуляторами, расположенными на отдельном двухосном прицепе, длина такого поезда составляет 13,62 м, полная масса 21,2 т, включая массу 61 пассажира. Испытания этого электробуса, проведенные фирмой Нэшинэл Бас Компани, показали, что полностью загруженный электробус имеет запас хода 96 км при пяти остановках и при средней скорости движения 21 км/ч. Заряда батарей при таком режиме работы хватает на 4,5 ч работы. Батареи рассчитаны на 1600 циклов заряда-разряда, что соответствует сроку службы около 4,5 лет. Рабочее напряжение 330 В, энергоемкость 516 А·ч; время, необходимое для полного заряда аккумуляторных батарей, составляет 8 ч. При эксплуатации электробуса без нагрузки при холостом пробеге запас хода, по данным испытаний, составляет 160 км при средней скорости движения 38 км/ч, максимальная скорость электробуса 60 км/ч, угол преодолеваемого подъема 13%, два установленных тяговых электродвигателя постоянного тока имеют мощность по 90 кВт, что теоретически соответствует 240 л. с. Управление электродвигателями — тиристорное.

Однако в условиях высокоинтенсивного городского движения эксплуатация электробуса с прицепом представляет определенные трудности. На рис. 1 приведена схема компоновки электробуса и прицепа, на рис. 2 — геометрия его поворота.

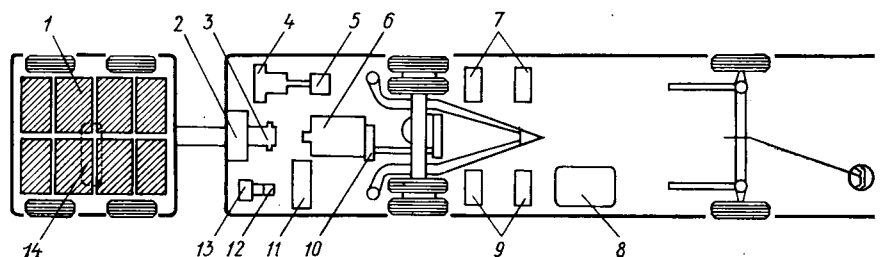


Рис. 1. Схема расположения агрегатов на шасси электробуса с аккумуляторами, размещенными на прицепе:

- 1 — тяговые батареи напряжением 360 В; 2 — система управления; 3 — точка крепления спяного устройства прицепа; 4 — электропривод вентилятора охлаждения; 5 — генератор (24 В); 6 — тяговый электродвигатель (360 В); 7 — вспомогательные батареи (24 В); 8 — резервуар с топливом для отопителя; 9 — вспомогательные батареи (24 В); 10 — редуктор; 11 — внутренний отопитель; 12 — насос сервомеханизма рулевого управления; 13 — компрессор; 14 — воздушный ресивер.

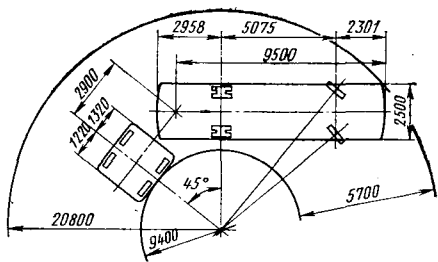


Рис. 2. Геометрия поворота электробуса с прицепом

Концерн Фиат (Италия) с 1962 г. ведет исследование и подготовил к массовому производству легкой четырехместный электромобиль «Пинифарина Экос». В настоящее время один из опытных образцов электромобилей имеет сле-

дующую характеристику: снаряженная масса 1250 кг; габаритные размеры: длина 3480 мм, ширина 1590 мм и высота 1480 мм, колесная база 2200 мм. Внешние очертания двухдверного кузова типичны для современного городского автомобиля. При полной нагрузке электромобиль развивает максимальную скорость 80 км/ч, в условиях городского движения запас хода достигает 90 км. Динамика разгона удовлетворяет требованиям городской эксплуатации — электромобиль проходит 400 м за 27 с. Предельный угол преодолеваемого подъема 27%. Тяговый электродвигатель установлен вертикально относительно передней оси, привод передних колес осуществляется через коническую пару и дифференциал обычного типа. Электромотор имеет рабочее напряжение 96 В, максимальную мощность 26 кВт и длительную 13 кВт. Общая масса свинцово-кислот-

ной аккумуляторной батареи составляет 480 кг. Батарея разделена на четыре блока, размещенных под сиденьями, при этом обеспечена хорошая герметизация отсеков и возможность централизованного добавления воды в элементы батарей. Электромобиль имеет электронную систему управления и рекуперативное торможение. Заряд осуществляется с помощью встроенного выпрямителя за 8 ч при условии, что батареи разряжены на 80%. Фирма Магнети Марелли, разработавшая свинцово-кислотные источники тока для нового электромобиля, рассчитывает в дальнейшем усовершенствовать их конструкцию, чтобы уменьшить массу и удвоить запас хода электромобиля еще до начала массового производства.

Канд. техн. наук В. П. КОЧЕУЛОВ

УДК 629.113.001(52)

ГАЗОБАЛЛОННЫЕ АВТОМОБИЛИ ЯПОНИИ

ПАРК газобаллонных автомобилей Японии в 1977 г. составил более 263 тыс. автомобилей. Из общего парка газобаллонных автомобилей 255 тыс. приходится на легковые.

Для таксомоторной службы в Японии используются легковые автомобили среднего класса фирм Тоёта Мотор, Ниссан Мотор, Мицубиси и Мазда.

Количество газобаллонных грузовых автомобилей в Японии невелико. Эти автомобили применяются для перевозки грузов, имеют малую грузоподъемность, кузова типа фургон и универсал.

Газовая аппаратура для газобаллонных автомобилей выпускается в Японии тремя фирмами, главной из которых является фирма Катакура Чикарин, выпускающая около 65% газовой аппаратуры от общего выпуска в стране.

По заказам потребителей фирма поставляет газовое оборудование двух ва-

риантов: для универсальной системы питания позволяющей работать на сжиженном газе и бензине, и для системы питания, предназначенной для работы только на сжиженном газе.

Газовое оборудование, выпускаемое фирмой, может быть установлено на легковых и грузовых автомобилях, автопогрузчиках, рефрижераторах и других транспортных средствах.

Газобаллонная установка автомобиля, работающего на сжиженном газе (рис. 1), состоит из следующих основных элементов: баллона для сжиженного газа требуемой емкости, фильтра газа, электромагнитного запорного клапана, редуктора-испарителя и газосмесительного устройства. В качестве соединительных трубопроводов между газовым баллоном и фильтром используется газопровод высокого давления, изготовленный из резинового шланга и металлических наконечников; между фильтром газа и электромагнитным клапаном, а также между электромагнитным клапаном и редуктором-испарителем — газопровод, изготовленный из медной трубки; редуктор и газовый смеситель, а также

другие узлы низкого давления соединены резиновыми шлангами; теплообменное устройство редуктора-испарителя и система охлаждения двигателя соединены резиновыми шлангами, рассчитанными на давление системы охлаждения двигателя.

Каждый баллон после изготовления подвергается испытаниям на давление 30 кгс/см²; один баллон из партии 100 шт. подвергается выборочному контролю на разрушение, которое наступает при давлении 100 кгс/см² и более. Если баллон выдержал испытание, остальные баллоны допускаются к монтажу на автомобилях.

На баллоне, имеющем сварную конструкцию, установлена следующая арматура: наполнительный вентиль, объединенный в одном агрегате с предохранительным клапаном; расходный вентиль со скоростным клапаном; указатель уровня сжиженного газа поплавково-магнитного типа; указатель уровня максимального наполнения.

Указатель уровня сжиженного газа снабжен температурным корректирующим устройством, определяющим предельно допустимый уровень заполнения баллона при различных температурах сжиженного газа, а также электрическими контактами для дистанционной передачи данных о количестве газа на показывающий прибор, установленный на панели автомобиля.

Указатель уровня максимального наполнения, установленный на баллоне, дублирует показания указателя уровня сжиженного газа.

Предохранительный клапан регулируется на давление срабатывания в пределах 18—24 кгс/см². Проходное сечение предохранительного клапана рассчитывается, исходя из условий попадания баллона с газом в огонь, выхода всей массы газа через указанный клапан в течение 2 мин и предохранения баллона от разрыва.

Для повышения безопасности эксплуатации газобаллонных легковых автомобилей и устранения возможности проникновения паров газа в салон некоторые фирмы, например Ниссан Мотор, устанавливают газовый баллон в герметизированный металлический разъемный кожух, внутренняя полость которого соединена специальными патрубками с колесными нишами автомобиля (рис. 2).

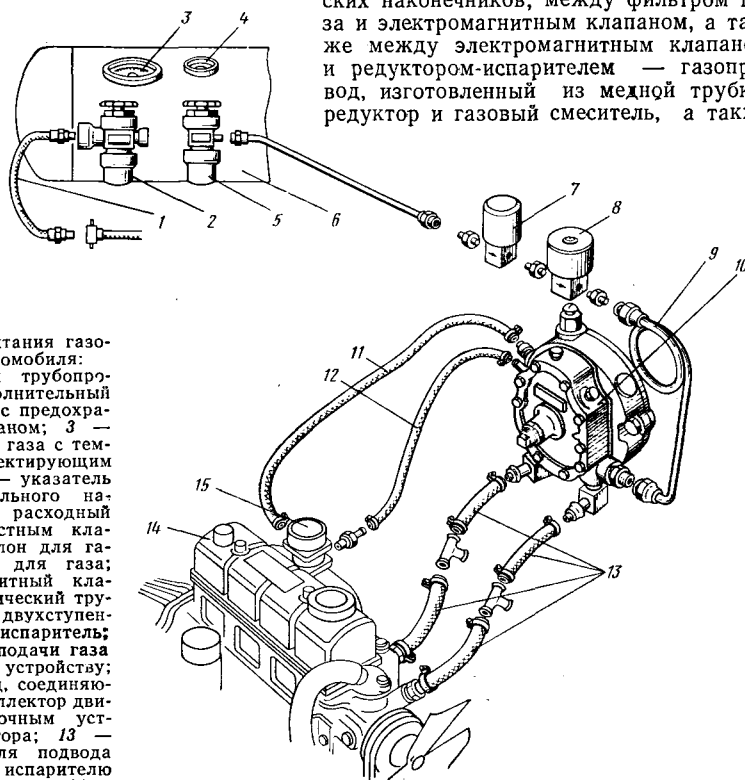


Рис. 1. Схема питания газобаллонного автомобиля:
1 — заправочный трубопровод; 2 — наполнительный вентиль баллона с предохранительным клапаном; 3 — указатель уровня газа с температурным корректирующим устройством; 4 — указатель уровня максимального наполнения; 5 — расходный вентиль со скоростным клапаном; 6 — баллон для газа; 7 — фильтр для газа; 8 — электромагнитный клапан; 9 — металлический трубопровод; 10 — двухступенчатый редуктор-испаритель; 11 — трубопровод подачи газа к смесительному устройству; 12 — трубопровод, соединяющий впускной коллектор двигателя с разгрузочным устройством редуктора; 13 — трубопроводы для подвода теплоносителя к испарителю газа; 14 — двигатель; 15 — смеситель газа

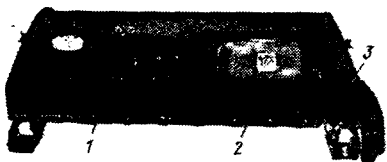


Рис. 2. Газовый баллон с металлическим разъемным кожухом:
1 — люк для контроля за наполнением и расходом газа в баллоне; 2 — люк для заправки баллона газом; 3 — патрубок, соединяющий внутреннюю полость кожуха с колесной нишей автомобиля

При движении автомобиля происходит отсос газа в случае его утечки.

Заправка автомобиля производится при открытых багажнике и специальном люке на герметизированном кожухе. Уплотнение люка производится резиновой прокладкой. Для наблюдения за уровнем газа в баллоне в кожухе предусмотрен люк с прозрачным стеклом. Через каждые четыре года баллоны демонтируют с автомобиля и подвергают испытаниям.

Фильтр обеспечивает очистку газа от механических примесей. В качестве фильтрующего элемента применяется медная сетка или полимерные фильтрующие материалы, улавливающие частицы размером более 0,5 мм.

Электромагнитный клапан обеспечивает перекрытие газовой магистрали при выключении зажигания. При достаточном напряжении в электрической цепи и давлении газа в расчетных пределах (2—10 кгс/см²) обеспечивается надежная работа электромагнитного клапана. Отличительной особенностью является то, что электромагнитный клапан выполнен в виде самостоятельного узла, а не вместе с фильтром.

Двухступенчатый газовый редуктор-испаритель не имеет принципиальных отличий от аналогичных устройств, выпускаемых в других странах. Он имеет две ступени редуцирования давления газа, испаритель, расположенный между I и II ступенями, и разгрузочное устройство с вакуумным приводом для обеспечения избыточного давления газа на выходе из редуктора при пуске двигателя.

В качестве источника тепла для испарителя используется жидкость из системы охлаждения двигателя. Все диафрагмы редуктора имеют необходимый профиль. Регулирующие клапаны — вулканизированы.

Газосмесительные устройства выполнены специально для автомобилей, предназначенных для работы только на сжиженном газе, или в виде адаптеров к бензиновым карбюраторам для автомобилей, которые могут работать на двух видах топлива.

В двухкамерных смесителях с последовательным открытием дроссельных заслонок подача газа производится либо в общую камеру, расположенную выше диффузоров, либо непосредственно в диффузоры. В первом случае осуществляется единое дозирование подачи газа

Для режимов частичных нагрузок и экономий газовой смеси добавка газа на режимах больших нагрузок. Во втором случае применены автономные системы подачи газа в каждую камеру с оптимальными проходными сечениями для газа в основной и дополнительной камерах. В данном варианте конструкции применено также устройство для дополнительной подачи газа при максимальных расходах воздуха.

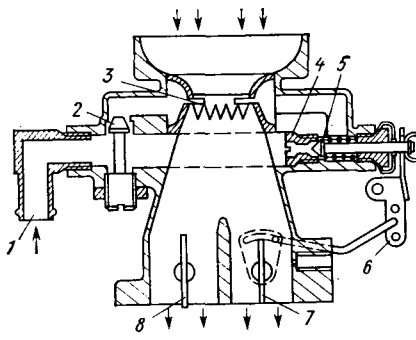


Рис. 3. Принципиальная схема работы смесителя газа:
1 — патрубок подвода газа; 2 — регулировочный винт подачи газа; 3 — газовая форсунка; 4 — седло мощностного клапана; 5 — мощностной клапан; 6 — рычаг привода мощностного клапана; 7 — дроссельная заслонка первичной камеры; 8 — дроссельная заслонка вторичной камеры

Регулирование холостого хода двигателя производится изменением давления газа на выходе из редуктора (рис. 3).



Рис. 4. Цистерна для перевозки сжиженного углеводородного газа (пропан-бутана)

В Японии техническое обслуживание газобаллонного оборудования, как правило, производят фирмы, выпускающие это оборудование. Газопроводы высокого давления с резиновыми шлангами заменяют через год эксплуатации автомобилей. Запорное устройство электромагнитного клапана имеет срок службы 1 год, после этого его заменяют. Удаление жидкого остатка и других загрязняющих примесей из II ступени газового редуктора по рекомендациям фирмы производится через 3—5 тыс. км пробега автомобилей.

Техническое обслуживание газобаллонных автомобилей осуществляется сов-

местно с автомобилями других типов. При проведении технического обслуживания и ремонта газобаллонных автомобилей используется обычное гаражное оборудование, при въезде в зону технического обслуживания или мастерские баллоны не снимают, газ из баллонов не выпускают.

Для определения загазованности и предотвращения взрыва в помещениях, где хранятся или ремонтируются газобаллонные автомобили, а также на газозаправочных станциях устанавливают дистанционные датчики-газоанализаторы серии А фирм Тохо Электроникс и Камэ Рикагаку, которые в случае появления в помещении газовой смеси взрывоопасной концентрации подают звуковые и световые сигналы.

На газозаправочных станциях при утечках газа включаются звуковые и световые сигналы и автоматически прекращается заправка автомобилей.

Для доставки сжиженного газа к автомобильным газонаполнительным станциям, а также для заправки автомобилей газом фирма Ниппон Шаро изготовляет специальные автомобильные цистерны грузоподъемностью 2—15 т (рис. 4).

По мнению специалистов фирм Катакура Чикварин, Токио и Чуо Сейки, сжиженный углеводородный газ не более опасен в противопожарном отношении, чем бензин, поэтому помещения, предназначенные для хранения и технического обслуживания газобаллонных автомобилей, в Японии имеют категорию

пожаровзрывобезопасности такую же, как автомобили с карбюраторными и дизельными двигателями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Katakura Chikkarin. „Guide to a total engineering system“, 1977.
2. Tokyo Bocki. „LPG fuel system for automobile“, 1977.
3. Nippon sharyo. „LPG tank LORRY, trailer tank LORRY“, 1977.

Б. Д. КОЛУБАЕВ

МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ СБОРОЧНЫХ РАБОТ В МАШИНОСТРОЕНИИ

(По материалам выставки на ВДНХ СССР)

НА ВДНХ СССР в декабре 1978 г. начала работу межотраслевая тематическая выставка «Сборка-79», в которой приняли участие 17 министерств. На выставке представлено более 400 экспонатов, показывающих достижения в области сборочных работ в различных отраслях промышленности.

Основные пути повышения технического уровня сборочного производства состоят в совершенствовании технологии, организации и управления сборочного производства, применении автоматических линий, автоматов, стандов сборки и испытания, создании автоматических средств контроля, применении прогрессивного инструмента, комплексной механизации и автоматизации транспортных, складских и погрузочно-разгрузочных работ.

В Минском конструкторско-технологическом экспериментальном институте автомобильной промышленности разработана автоматическая линия для сборки шатунно-поршневой группы двигателя автомобиля, выпускаемого КамАЗом. В состав линии входит механизм загрузки поршней в печь, печь для нагрева поршней, механизм выгрузки поршней из печи, автоматическая машина сборки шатунно-поршневой группы. Сборка производится на двухместном спутнике. Каждая позиция линии контролируется индивидуальным пультом, а работа линии — центральным. Производительность линии 514 шт/ч, установленная мощность 100 кВт. Годовой экономический эффект от внедрения линии составит 101,6 тыс. руб.

Для механической обработки поршня колесного цилиндра заднего тормоза, сборки его с упорным стержнем предназначена автоматическая линия, состоящая из элеваторного бункера, двух бесцентровшлифовальных станков, двух цепных подъемников, агрегатного станка и сборочного автомата. Линия имеет высокую производительность (1200 деталей в час) благодаря наличию межоперационных накопителей и гибких связей между станками. Управление цикловой последовательностью и блокировка осуществляются фотоэлектрическими датчиками. Для удобства настройки агрегатных станков в линию загрузочно-разгрузочное многоступенчатое приспособление снабжено делителем потока верного типа. Линия внедрена на Горьковском автомобильном заводе.

На этом же заводе работает комплексно-механизированный участок сборки задних мостов автомобиля ГАЗ-53А. Участок состоит из пяти связанных общей автоматизированной системой транспорта механизированных линий. Механизированный сборочный комплекс высвободил около 80 рабочих, позволил улучшить качество сборки и исключить тяжелый физический труд. Основные технические данные следующие: масса узла ведущей шестерни 11 кг, дифференциал в сборе 33 кг, редуктора в сборе 71 кг, барабана со ступицей в сборе 36 кг, заднего моста в сборе 255 кг; производительность линии сборки дифференциала и узла ведущей шестерни, а также линии сборки редуктора 100 комплектов в час, линии сборки и обкатки 88 мостов в час.

Шаговый конвейер для сборки коробки передач грузовых автомобилей Горьковского автомобильного завода

состоит из каркаса; тележек, соединенных между собой цепью; закрепленных на каркасе гайковертов; механизмов для отжима рычагов крепления картера коробки на позициях загрузки и выгрузки. Сборка коробок выполняется на тележках, верхняя часть которых поворотная, фиксируемая в четырех положениях. Перемещение тележек на шаг осуществляется штангой, связанной с гидроцилиндром. Конвейер отличается от существующих тем, что для перемещения тележек (спутников) применяется бесконечная цепь, фиксация тележек осуществляется собачками штанги и подвижными опорами. Годовой экономический эффект составляет 25 тыс. руб.

На Куйбышевском заводе автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова разработана и внедрена комплексно-механизированная линия для сборки якорей стартеров СТ212, состоящая из автомата для гибки секций на ребро с подачей медного профильного проката из бухт, полуавтомата для изоляции пазов пакета якоря, станка для разводки полного набора корзины секций со стороны лобовой части и прессовки их в пакет якоря, станка для допрессовки секций в пакет якоря и разводки их со стороны коллектора, агрегатно-сборочного станка для запрессовки коллектора на вал якоря и зачеканки секций в пазах коллектора. Внедрение линии позволило высвободить 18 человек и получить годовой экономический эффект 50 тыс. руб. Производительность линии 1200—1500 стартеров в смену.

Для сборки двигателей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-238НБ на Ярославском моторном заводе разработана и внедрена механизированная поточная линия, которая представляет собой напольный вертикально замкнутый цепной конвейер непрерывного движения с регулируемой скоростью. По сравнению с ранее применяемыми конвейерами эстакадного типа данный конвейер создает возможность увеличить на 20% плотность сборочных работ и значительно улучшить условия труда работающих. Производительность конвейера при 85%-ной загрузке очень высокая, длина конвейера 96,8 м, ширина 0,8 м.

Полуавтомат модели СЕ-358, который внедрен на ГПЗ-15, предназначен для сборки и опрессовки конических роликоподшипников с наружным диаметром 60—140 мм. Загрузку сепараторов и внутренних колец, а также счет готовых блоков производят вручную. Установка внутреннего кольца с сепаратором, зарядка сепаратора роликами и опрессовка производятся в различных позициях. Загрузка роликов в бункер ориентирующего устройства осуществляется с помощью пневмоподъемника, входящего в комплект полуавтомата. Производительность полуавтомата 500 шт/ч, годовой экономический эффект от внедрения 2 тыс. руб.

Для сборки сальника задней крышки коробки передач с пружиной на Горьковском автомобильном заводе внедрен станок, который снабжен кривошипно-кулисным механизмом, а также механизмом подачи пружин в рабочую зону. Годовой экономический эффект составляет 1,5 тыс. руб.

На ГПЗ-4 разработан и внедрен

автомат для комплектования и сборки радиальных шариковых подшипников методом автоматического подбора разности диаметров дорожек качения двух произвольно взятых колец и необходимой группы шаров с целью обеспечения радиального зазора в собранном подшипнике. Кроме комплектования подшипников, автомат производит разгонку шаров на равные дистанции и накладку верхнего полусепаратора. Производительность автомата 1000 шт/ч, наружный диаметр собранных подшипников 30—47 мм, количество групп шаров 14, годовой экономический эффект составляет 2,8 тыс. руб.

Для замера диаметра, угла и неперпендикулярности конических отверстий колец предназначен автомат, разработанный и внедренный на Девятом государственном подшипниковом заводе им. В. В. Куйбышева. Основные технические данные станка: наружный диаметр колец 80—120 мм, измеряемый диаметр 65—110 мм, высота колец 22—28 мм; цена деления настроечных винтов датчика для замера диаметра кольца 0,001 мм (погрешность измерения 0,002 мм); цена деления настроечных винтов датчика для замера неперпендикулярности 0,002 мм (погрешность измерения не более 0,0025 мм). Автомат отличается высокой производительностью, применением индуктивных и электроконтактных датчиков, простотой обслуживания.

На Кременчугском автозаводе им. 50-летия Советской Украины внедрена установка для клепки тормозных колодок. Производительность установки 60 шт/мин, экономический эффект составляет 2,5 тыс. руб. в год, обслуживает установку один рабочий.

Для свинчивания болта с гайкой предназначен автомат АС-2214, внедренный на Горьковском автозаводе. Этот автомат роторного типа выполняет технологические функции в процессе непрерывного движения собираемых деталей совместно с рабочим инструментом и приспособлением. Производительность автомата 1280 шт/ч при коэффициенте использования 0,8, частота вращения шпинделя 170 мин⁻¹, частота вращения ротора 2,2 мин⁻¹, мощность электродвигателя 1,1 кВт.

Механическая рука модели 2179, разработанная в НИИТавтопроме, предназначена для удаления деталей с нижней части штампа в механизированных и автоматизированных поточных линиях листовой штамповки. Ее устанавливают к двух- и четырехкривошипным прессам усилием 200—500 тс. Удаление изделий может осуществляться с помощью клещевого или вакуумного захвата, который перемещается в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Основные технические данные приспособления: расстояние отвода захвата руки 630 мм; расстояние от оси прессы до захвата 680—1100 мм; расстояние от подштамповой плиты до захвата 200 мм; высота подъема захвата с деталью 100 мм; число ходов в минуту 20; масса удаляемой детали до 15 кг; масса механической руки 600 кг.

Для завертывания шпилек при компоновке стационарных машин с автоматическим и полуавтоматическим циклом работы НИИТавтопромом разработаны шпиндели с патронами, а для ориентирования шпилек разработан механизм

модели 5060. Механизм имеет ряд модификаций для работы со шпильками разных диаметров; привод механизма — пневматический, управление электрическое или пневматическое от общей схемы управления машиной. Стационарные машины для автоматического завертывания шпилек с встроеным механизмом для ориентирования повышают производительность труда в 2—3 раза. Основные технические данные механизма: диаметр ориентируемой шпильки М8, М10, М14, длина ориентируемой шпильки 30—50 мм; время ориентирования

одной шпильки 1,6—2 с, масса механизма 25 кг.

На Опытном заводе НИИТавтопрома (г. Москва) изготовлен автомат модели 5058 для сборки штанг толкателей. В процессе сборки производится подача в зону запрессовки штанг из бункера-магазина, автоматическая подача из вибробункеров, ориентация наконечников и запрессовка наконечников до упора в торцы штанг с требуемым усилием. Автомат отличается от предшествующих моделей более высокой производительностью при меньших габари-

ритных размерах и массе. Расчетная производительность автомата 700 шт/ч; емкость бункера-магазина 260 шт.; габаритные размеры 1700×1060×1360 мм; масса 1220 кг.

В МКТЭИавтопроме разработаны поворотные столы типа УСБ-1-01, предназначенные для периодического транспортирования собираемых узлов с точной фиксацией их на каждой позиции сборки. На базе этих столов могут быть скомплектованы многопозиционные сборочные установки.

А. Н. САВЕРИНА

СЕМИНАР ПО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПЕРЕДАЧАМ АВТОМОБИЛЕЙ

УДК 629.113-585.2(047.31)

КАФЕДРА «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института совместно с лабораторией гидравлических передач Московского автозавода им. И. А. Лихачева и лабораторией автоматических передач НАМИ ежегодно проводит семинары по гидромеханическим передачам автомобилей. На одиннадцатом семинаре (ноябрь 1978 г.), проходившем с участием представителей автозаводов, научно-исследовательских институтов и вузов, были заслушаны и обсуждены доклады, посвященные исследованию рабочих процессов узлов гидромеханических передач и их влиянию на эксплуатационные свойства и надежность автомобилей и других самоходных машин.

Во вступительном слове д-р техн. наук А. Н. Островцев указал на возросшую роль науки, развитие исследований в вузах, НИИ и заводах и в связи с этим на необходимость системности и координации научно-исследовательских работ. Он отметил значительные потенциальные возможности гидромеханических передач, позволяющие существенно повысить надежность и долговечность автомобилей и их эксплуатационные свойства.

Несколько докладов было посвящено исследованию рабочего процесса фрикционных гидромеханических передач с различными устройствами, обеспечивающими улучшение процесса переключения передач.

В докладе Н. Н. Филипповой и канд. техн. наук В. П. Тарасика (Могилевский машиностроительный институт) «Математическая модель и результаты исследования сдвоенных фрикционных муфт» отмечено, что в гидромеханических передачах с неподвижными осями шестерен, применяемых на большегрузных автомобилях, наряду с одинарными муфтами нашли применение сдвоенные многодисковые муфты, у которых поршень практически уравновешен от центробежных сил, включение происходит фактически без разрыва силового потока. Разработан динамический метод расчета процесса включения. Установлено, что на процесс включения в основном влияют упругие характеристики золотникового клапана, размеры сечения дроссельного отверстия, отверстия наполнения и слива, давление в магистрали управления. В зависимости от этих параметров можно изменять характер кривой усилия сжатия на первом участке и незначительно — на среднем и конечном, так как существенное влияние на эти участки оказывают только разме-

ры сечения дроссельных отверстий диаметром менее 2 мм. Уточненные параметры цилиндров муфты МоАЗ позволили при той же стоимости изготовления получить оптимальный вариант процесса включения.

В докладе Н. Н. Филипповой, канд. техн. наук В. П. Тарасика, О. Н. Казюка (Могилевский машиностроительный институт, Могилевский автомобильный завод) «Исследование переходных процессов в трансмиссии автопоездов МоАЗ» приведены данные, показывающие, что после модернизации динамические нагрузки в трансмиссии снизились до 20%, удельная мощность трения уменьшилась в 1,3 раза, долговечность машины увеличилась в 1,5 раза. Однако исследования показали, что конструктивные возможности сдвоенных муфт ограничены. Выбор их конструктивных параметров влияет на плавность включения, если оно происходит на первом участке кривой усилия сжатия. Существенно повысить плавность включения на высокоскоростных режимах работы двигателя без дополнительных устройств плавного включения невозможно.

В докладе С. Б. Самарцева, канд. техн. наук В. П. Тарасика, В. Н. Гурлени (Могилевский машиностроительный институт, Белорусский автозавод) приведена методика расчета теплового режима работы многодисковых муфт гидромеханической передачи автомобиля, основанная на составлении уравнений теплопередачи и учитывающая реальное изменение возникающего при трении дисков теплового потока, даны рекомендации по ее применению, а также приведены примеры расчетов и экспериментальных исследований по определению температуры дисков фрикционной муфты БелАЗ-540.

В сообщении д-ра техн. наук А. Н. Нарбута отмечено, что плавность переключения передач является одним из основных критериев качества гидромеханических передач, особенно легковых автомобилей и автобусов. К основным средствам повышения плавности переключения относятся регулирование давления в процессе включения специальными клапанами, подбор пар трения, выбор момента начала включения относительно конца выключения фрикциона специальными устройствами. Применение электронных устройств облегчает плавность переключения.

В докладе Р. Т. Халикова (МАДИ) рассмотрены особенности совместной работы гидротрансформатора и сцепления в гидромеханических передачах

типа гидротрансформатор — сцепление — коробка передач при трогании с места со следующими начальными условиями: включена передача и с заданным темпом изменяется момент сцепления. Расчеты, проведенные с помощью ЭЦВМ БЭСМ-4, показали, что работа буксования сцепления в этом случае уменьшается на 25—35% при любых темпах изменения момента сцепления, если момент инерции ведущих частей сцепления близок к моменту инерции маховика. При уменьшении момента инерции ведущих частей сцепления в 8—12 раз работа буксования уменьшается на 75—85% при больших темпах изменения момента сцепления.

В докладе А. И. Архипова (МАДИ) и канд. техн. наук В. Ф. Шапко (Павлодарский индустриальный институт), посвященном снижению динамических нагрузок при помощи клапана задержки и клапана нейтрали, приведены результаты теоретических и стендовых исследований процессов переключения в гидромеханической передаче автобуса ЛиАЗ-677. Переключения с нижней передачи на высшую показали, что клапан задержки позволяет снизить положительные динамические нагрузки в 1,5 раза.

При переключении с высшей передачи на низшую в двух случаях возникают значительные положительные и отрицательные динамические нагрузки. Для процесса переключения при небольшом передаточном отношении гидротрансформатора, например, когда автобус движется на подъем. В этом случае целесообразно применять клапан задержки на пути слива из высшей передачи совместно с клапаном нейтрали. Во втором случае для процесса переключения при высоком передаточном отношении гидротрансформатора, например, когда автобус движется под уклон или накатом, применение клапана нейтрали позволяет не только уменьшать, но и регулировать величину отрицательных динамических нагрузок.

М. Н. Дзядык (ВКЭИавтобуспром) рассказал о работах, проводимых по совершенствованию и развитию автобусных гидромеханических передач.

В докладе канд. техн. наук В. П. Тарасика (Могилевский машиностроительный институт) на основе системного подхода рассмотрены основные вопросы проектирования оптимальной системы управления. Автомобиль (или трактор) представлен многомерной нелинейной динамической моделью, параметры и характеристики движения которой определяются ее внутренними потенциальными

свойствами и внешними воздействиями — управляющими и возмущающими. Последние являются случайными функциями. Используются частотные методы анализа устойчивости и оценки качества переходных процессов гармонически линеаризованной системы (на основе логарифмических амплитудно-частотных характеристик), а также методы статистической оптимизации параметров системы.

Показано, что выбором оптимальных параметров трансмиссии и регулятора двигателя можно существенно уменьшить средние квадратичные отклонения выходных параметров системы. Однако эти возможности для реальных машин ограничены. Поэтому основным путем решения поставленной задачи является автоматизация управления. Рассмотрены возможные структурные схемы, обеспечивающие наиболее высокие показатели качества процесса управления машиной.

Доклад канд. техн. наук Ю. И. Чердиченко (Московский автозавод им. И. А. Лихачева) был посвящен испытаниям гидромеханических передач на неустановившихся режимах на стенде Шенк. Проанализированы задачи, возникающие при испытаниях на стендах инерционного типа. Указано на различный характер износов различных узлов при одних и тех же испытаниях. Обсуждены некоторые вопросы режимометрирования и воспроизведения эксплуатационных режимов в стендовых условиях.

Е. Н. Скоков (НАМИ) в своем докладе рассказал о работах по выбору методики ускоренных ресурсных испытаний автомобилей с гидромеханическими передачами на специальных дорогах автополигона, а также отметил, что необходимо проводить также испытания на специальных стендах инерционного типа.

В докладе канд. техн. наук Э. П. Выборнова (НАМИ) «К расчету фазы разгона автомобиля с гидротрансформатором» приведены обоснования предложенной методики упрощенного аналитического расчета, использующего условное деление действительной кинематической характеристики на три этапа.

В докладе канд. техн. наук С. М. Трусова и П. И. Баженова (НАМИ) «Развитие конструкций лопастных колес гидротрансформаторов легковых автомобилей» отмечено, что вследствие недостаточной технологичности лопастных ко-

лес, изготавливаемых серийно, гидротрансформаторы имеют заниженные по сравнению с проектными характеристики. Рассмотрены требования, предъявляемые к лопастным колесам гидротрансформаторов (например, к насосному колесу, кроме общих предъявляются дополнительные требования, как к корпусной детали), а также задачи, возникающие при проектировании и изготовлении лопастных колес. Проведен анализ известных способов закрепления лопастей. Проведено сравнение турбинных колес со штампованными, литыми и армированными лопастями. Для турбинных колес основной задачей является создание рационального межлопастного канала; для колес реактора, которые обычно выполняются литыми, важно обеспечить высокий класс шероховатости поверхности каналов.

Результаты анализа были использованы при создании экспериментальных конструкций, разработанных в НАМИ совместно с заводами.

В докладе Л. Н. Чистякова (Ярославский моторный завод) и канд. техн. наук С. М. Трусова (НАМИ) «К вопросу о совмещении характеристик двигателя и гидротрансформатора» приведены результаты испытаний автомобилей БелАЗ с новым гидротрансформатором, отличающимся увеличенными, по сравнению с прежним, КПД и энергоемкостью. Это позволило повысить топливную экономичность автомобиля и долговечность двигателя ЯМЗ-240Н.

А. Ф. Митяев (Белорусский автозавод) рассказал об особенностях конструкции и работы на автомобилях модернизированной пятиступенчатой гидромеханической передачи с неподвижными осями шестерен.

В докладе канд. техн. наук Ю. И. Чердиченко (Московский автозавод им. И. А. Лихачева) «Некоторые вопросы системного анализа автомобильных гидромеханических передач» проведен анализ назначения и структуры автомобильных гидромеханических передач с позиций системного подхода. Рассмотрены элементы гидромеханической передачи, приведены структурные, конструктивные и функциональные схемы гидромеханической передачи и схема автомобиля с гидромеханической передачей как системы автоматического регулирования и управления по отклонению и возмущению.

В докладе канд. техн. наук С. П. Степина (МАДИ) «Исследование динами-

ческих характеристик гидротрансформаторов самоходных машин» рассмотрена уточненная физическая модель гидродинамического привода, учитывающая роль реактора в формировании внутренних процессов гидротрансформатора, а также податливости и моменты инерции всех звеньев привода. Параметры нагрузки и геометрические элементы привода в процессе исследований варьировались в соответствии с предложенной математической моделью.

В докладе О. А. Оганесова (МАДИ) были приведены материалы экспериментальных исследований по определению осевых усилий в опорных узлах гидротрансформатора, показывающие существенное влияние неустановившихся режимов работы на величину осевых сил, в связи с чем необходимы уточнения методики их расчета. В докладе была предложена методика, по которой расчет осевых сил рассматривался как часть динамического расчета привода и проводился на основе решения математической модели последнего.

Доклад С. В. Федорова, канд. техн. наук С. Н. Вагина, канд. техн. наук М. И. Злотника (Челябинский политехнический институт) был посвящен анализу совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора промышленного трактора. Предложен критерий оценки эффективности совместной работы двигателя и гидротрансформатора, учитывающий случайный характер распределения режимов движения и позволяющий определить оптимальное сочетание величин активного диаметра гидротрансформатора и передаточного числа механической части трансмиссии, обеспечивающих выполнение технологического процесса трактором-трубоукладчиком с наименьшими затратами топлива.

Сообщение В. А. Левина было посвящено объяснению принципа действия и особенностей работы предложенной им схемы многоконтурной непрерывной гидромеханической передачи (с внешним разветвлением мощности), состоящей из гидротрансформатора и нескольких суммирующих планетарных механизмов, каждый из которых соединен с валом турбины парой шестерен и может отключаться с помощью муфты свободного хода.

Р. Т. ХАЛИКОВ
МАДИ

Автомобильная промышленность № 5, 1979 г.

УДК 621.74:65.017.56

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

Автомобиль фирмы Опель
НОВЫЙ автомобиль «Опель Сенатор» класса «люкс» западногерманской фирмы Опель — пятиместный седан имеет шестицилиндровый двигатель с водяным охлаждением, чугу-



Рис. 1

ный литой блок цилиндров с головкой из алюминиевого сплава. Рабочий объем цилиндров двигателя 2969 см³. Мощность двигателя 180 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5800 об/мин. Коробка передач — трехскоростная автоматическая, подвеска независимая (передняя — типа Мак Ферсон, задняя — с диагональными рычагами). База автомобиля 2865 мм, длина 4810 мм. Масса снаряженного автомобиля 1368 кг.

Car and Driver, сентябрь, 1978, т. 24, № 3, с. 24.

Новый автомобиль «Триумф TR7» фирмы Бритиш Лейланд Мотор Корп. Фирма Бритиш Лейланд Мотор Корп. выпускает спортивный автомобиль модели «Триумф TR7» с двухдверным, двух-

местным кузовом типа купе. На автомобиле установлен четырехцилиндровый двигатель мощностью 89,9 л. с. (частота вращения коленчатого вала 5000 об/мин, рабочий объем цилиндров 1998 см³), пятискоростная коробка передач с ручным переключением. Передняя подвеска — независимая со стойками Мак-



Рис. 2

Ферсон, задняя — с четырьмя штангами и стабилизатором. Рулевой механизм — реечный. Тормоза с раздельным гидравлическим приводом, передние тормоза — дисковые, задние — барабанные. Емкость топливного бака 54,5 л. Расход топлива 12,1 л на 100 км. Максимальная скорость 178 км/ч. Разгон до 100 км за 13,1 с. Длина автомобиля 4065 мм, ширина 1681, база 2160 мм, масса 1068 кг. Motor Manual, август, 1978, № 431, с. 25, 26.

Автомобиль фирмы Фольксваген с дизелем

Фирма Фольксваген начала выпускать легкой автомобиль модели «Гольф GLD» с кузовом типа седан, оборудованный дизельным четырехцилиндровым двигателем мощностью 49,6 л. с. Частота вращения коленчатого вала 5000 об/мин. Рабочий объем цилиндров

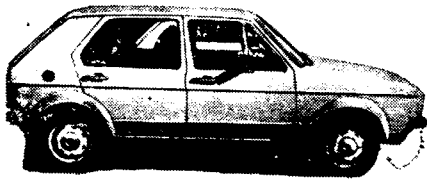


Рис. 3

1471 см³. Коробка передач — четырехскоростная с ручным переключением. Передняя подвеска — независимая с цилиндрическими, задняя — с соединительными рычагами, торсионом и цилиндрическими пружинами. Рулевой механизм реечный. Передние тормоза — дисковые, задние — барабанные. Максимальная скорость автомобиля 135 км/ч. Емкость топливного бака 45 л, расход топлива 6,7 л на 100 км. Длина автомобиля 3725 мм, ширина 1610 мм, высота 1410 мм, база 2400 мм, масса 830 кг. Motor Manual, август, 1978, № 431, с. 34, 35.

Новый автомобиль фирмы Фиат

Последняя модель «Фиат Ритмо» легкового автомобиля итальянской фирмы Фиат выпускается в двух компоновках — трехдверный и пятидверный четырехместный седан и в двух исполнениях интерьера — L (стандартное) и CL (люкс). Для продажи в Италии автомобили оснащаются двигателями трех типов различной мощности. Для продажи в США на автомобиль «Ритмо» установ-

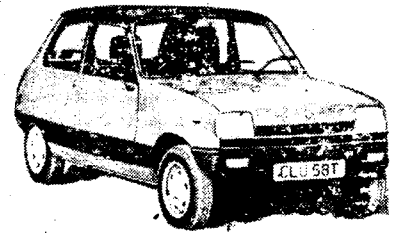


Рис. 5



Рис. 4

ливают четырехцилиндровый двигатель мощностью 75 л. с. с рабочим объемом цилиндров 1498 см³. Охлаждение двигателя водяное, блок цилиндров чугунный, головка блока алюминиевая. На автомобиле установлена пятискоростная коробка передач с ручным переключением, полностью синхронизированная. Подвеска — независимая со стойками типа Мак Ферсон. Тормозная система с усилителем. Рулевой механизм с рейкой и шестерней, без сервопривода. База автомобиля 2448 мм, длина 3937 мм. Масса полностью снаряженного автомобиля 893 кг.

Сборка автомобилей «Ритмо» производится на новой сборочной линии «Робобогат» с роботами, осуществляющими основные сборочные операции.

Car and Driver, сентябрь, 1978, т. 24, № 3, с. 28.

Автомобиль «Рено 5 Автоматик»

Характерной особенностью нового легкового автомобиля фирмы Рено является автоматическая коробка передач

с электронной системой управления, специально разработанной для этого автомобиля. Этот малолитражный автомобиль с кузовом хэтчбек оборудован четырехцилиндровым двигателем с водяным охлаждением (рабочий объем цилиндров 1289 см³). Блок цилиндров чугунный, головка блока из легкого сплава, колеса стальные штампованные. Мощность двигателя 55 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5750 об/мин. Коробка передач автоматическая с комплексным гидротрансформатором с планетарной шестерней «Равингно». Передняя подвеска — независимая рычажного типа с продольными торсионными стабилизаторами, задняя подвеска — независимая с продольными рычагами и поперечными торсионами. Рулевой механизм реечный без усилителя. Передние тормоза — дисковые, задние — барабанные, тормозная система с усилителем с автоматической регулировкой. Емкость топливного бака 40 л. Расход топлива 8,0 л на 100 км. Максимальная скорость 137 км/ч. База автомобиля 2337 мм, длина 3480 мм, ширина 1545 мм, полная масса 762 кг.

Motor, ноябрь, 1978, т. 154, № 3969, с. 22—25.

Н. С. ПОЗДНЕВА

УДК 621.75:65.001.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Кокильная машина для литья под низким давлением

Машина для литья под низким давлением, оснащенная печью-миксером для расплавленного алюминия емкостью 350 или 500 кг изготовлена фирмой Rimas. Эта машина может работать в полуавтоматическом и автоматическом режиме. Машина состоит из четырех основных частей: корпуса, печи-миксера, прессы и контрольного пульта. Пресс имеет двойную рамную конструкцию. Внизу его находится подвижный зажимной стол, наверху расположена плита. Кроме того, предусмотрены четыре хромированные стойки. Между верхней неподвижной плитой и нижним подвижным столом встроена регулируемая выталкивающая плита. Работа прессы регулируется с контрольного пульта с помощью гидравлического цепного привода.

Печь-миксер не имеет тигля, она нагревается тремя керамическими нагревательными элементами. Печь заполняется металлом через загрузочное отверстие, конструкция которого

перегрузка печи исключается. Печь смонтирована на приспособлении для ее подъема с помощью сферического поворотного соединения, в результате чего печь может поворачиваться на 60°. Конструкция контрольного пульта позволяет выбор заданной программы с помощью главного распределительного устройства.

„Maschinenmarkt“, январь 1979, т. 85, № 2, с. 28.

Безоблойная горячая объемная штамповка

В США разработана технология безоблойной автоматической горячей штамповки деталей на многопозиционном прессе производительностью до 150 шт./мин. На указанных прессах можно штамповать круглые симметричные короткие детали диаметром до 120 мм и массой до 3,2 кг. К ним относятся гайки, кольца подшипников, зубчатые колеса, ступицы, фланцы и т. п. При этом заготовкой является горячекатаный

Для штамповки используются закрытые штампы, которые оснащены загрузочным устройством и устройством для резки прутка. Процесс штамповки на таком прессе включает высадку, черновую штамповку, чистовую штамповку и пробивку отверстий. Штамповочный комплекс состоит из четырех прессов, при этом каждый пресс оснащен тремя или четырьмя матрицами.

Малый пресс предназначен для изготовления деталей массой до 0,36 кг. Пресс оснащен двигателем мощностью 37 кВт. Производительность такого прессы 150 шт./мин.

На самом крупном прессе производительностью до 70 шт./мин изготавливаются поковки массой до 3,2 кг. Пресс оснащен двигателем мощностью 298 кВт.

При использовании новой технологии достигается экономия материала примерно на 20% по сравнению с обычной штамповкой благодаря высокому качеству поверхности поковок, узким допускам (0,5—1 мм), отсутствию облоя.

Industrie-Anzeiger“, 1978, № 91, с. 47.

Автоматическая линия для горячей штамповки автомобильных деталей

В Японии по заказу СССР была изготовлена автоматическая линия для горячей штамповки поворотных цапф, которая состоит из прессы для горячей штамповки усилием 5000 тс, вибратора для подачи заготовок и индукционного нагревателя мощностью 1550 кВт. Сначала заготовки поступают в индукционный нагреватель, а из него по конвейеру перемещаются к устройству для загрузки в пресс. В прессе поковка проходит через пять позиций обработки: удаление окалины и контроль за ее правильным расположением в следующем штампе; запирающие для равномерного распределения объема заготовки; черновая обработка (выдавливание), где требуется максимальное усилие, так как поковка штампуются на 80% до окончательной формы; окончательная обработка и контроль размеров и зазоров между объемом и верхним штампом; обрезка заусенцев.

Заготовка имеет максимальные диаметр 120 мм и длину 210 мм, массу 18,7 кг, предел прочности на растяжение 79,6 кгс/мм², твердость HRB 229.

Максимальная производительность индукционного нагревателя 4300 кг/ч. Температура нагрева в нем 1200—1250°C. Мощность прессы 5000 тс при 5 мм выше мертвой точки, закрытая высота 1500 мм, ход 500 мм. Скорость штамповки 220 пок/ч. Штампы предварительно нагреваются до температуры 250—300°C.

„Metallurgia“, октябрь 1978, т. 45, № 10, с. 580—588.

Шлифовальный станок «Mito 360»

На Международной выставке «Biennale Macchina Utensile» в Милане (Италия) в октябре 1978 г. демонстрировался станок, созданный фирмой Zanrosso, Vicenza. Он предназначен для обработки шеек коленчатых валов. Станок оснащен импульсным устройством точной подачи на глубину. Основные узлы станка снабжены гидравлической системой привода. Передний конец шпинделя и пиньол установлены в подшипниках с пневматической подушкой. Высота центров станка составляет 360 мм, межцентровое расстояние 2200 мм, а расстояние между патроном и центром 2150 мм. Положение специальных зажимных головок может регулироваться с помощью микрометрического винта. Обрабатываемая деталь уравнивается с помощью противовеса. На станке могут применяться шлифовальные круги диаметром 200—500 мм и шириной 20—70 мм. Максимальная масса детали при обработке в центрах 1000 кг, а в случае применения люнета 2000 кг. Мощность основного электродвигателя 7,5 кВт. Число оборотов шпинделя обрабатываемой детали регулируется в четыре ступени, после чего получают от 15 до 65 об/мин. Шлифовальная бабка установлена на саморегулирующихся прецизионных подшипниках скольжения, путь ее перемещения по тонкой подаче на глубину — 220 мм при точности срабатывания импульсного датчика 0,005 мм. Шлифовальный круг подводится к детали и отводится от нее автоматически ускоренным ходом. Тонкая подача на глубину осуществляется с помощью импульсного переключателя.

„Maschine und Werkzeug“, ноябрь 1978, № 21, с. 66.

Станки ST и STL

Фирмой RSA Bürsten-Technik GmbH (ФРГ) выпускаются станки, предназначенные для удаления заусенцев с торцов труб, фасонной полосы, прутка, а также с кромок деталей после фрезерования, распиловки или листовой штамповки в случае изготовления деталей из стали и цветных металлов. Рабочим инструментом являются крацовочные щетки, выполненные из специальной проволоки. Благодаря быстродействующему приспособлению расстояние между рабочей поверхностью щетки и упором-насадкой выдерживается постоянным — 2 мм, поэтому «затягивание» детали в щетку исключено. Кроме того, станок оснащен дополнительно специальным щитком, значительно повышающим безопасность работы на нем, особенно при обработке коротких деталей, благодаря чему на нем можно обрабатывать вручную детали длиной менее 30 мм. Упор-насадка служит одновременно и направляющей для детали, его можно без применения специального инструмента быстро переставлять по всем трем плоскостям. Станки работают с числом оборотов щеток 1500 и 3000 об/мин. Диаметр применяемых щеток — 250 и 300 мм. Продолжительность обработки одного торца детали — примерно 1,5 с.

„Schweissen und Schneiden“, декабрь 1978, № 12, с. 512.

„Industrie-Anzeiger“, декабрь 1978, № 99, с. 28.

Робот для сварки рам сидений автомобилей

На одном из итальянских заводов американская фирма Unimation Ltd установила автоматическую линию точечной и дуговой сварки рам сидений автомобилей. Эта линия включает в себя три робота «Unimate 2000», оперирующих сварочными пистолетами, и конвейер для транспортирования сварочных кондукторов от одной позиции к другой. В линии предусмотрено программное управление, которое позволяет сваривать автомобильные сиденья семи различных типов.

На первой позиции робот сваривает верхнюю поверхность основания рамы сиденья, на следующей позиции второй робот заканчивает эту операцию последовательной точечной сваркой. Затем сварочный кондуктор автоматически перерабатывается, и деталь поступает на следующую позицию, где робот сваривает нижнюю поверхность рамы сиденья. На последней позиции кондуктор снова перерабатывается, и готовое изделие автоматически выгружается.

После этого кондуктор возвращается на начальную позицию линии для установки на ней нового изделия, которое загружается вручную.

„Machinery and production engineering“, декабрь 1978, с. 133, № 3442, с. 46.

Система очистки Hydrason

В Англии выпускается оборудование для очистки изделий перед окраской или другими финишными операциями. Это оборудование применяют некоторые автомобильные фирмы.

Использование указанного оборудования особенно эффективно в тех случаях, когда требуется удаление полировального состава, шлифовальной мути, жиров, осадков после закалки в масле, частиц почвы, для очистки отливок, алюминиевых и латунных изделий, для безжировки перед нанесением новой окраски.

Для работы оборудования не требуются специальные химикаты, оно может быть встроено в существующие линии окраски для покрытия. В системе Hydrason используется для очистки изделий звуковая энергия. Система Hydrason действует в диапазоне слышимости в отличие от систем, которые широко используются для очистки и обезжиривания (диапазон частот ультразвуковых систем составляет 25 и 50 кГц). Звуковая энергия генерируется при прохождении потока воды под высоким давлением через специально сконструированные генераторы, которые не содержат ультразвуковых резонаторов или каких-либо движущихся частей для получения необходимых частот. Система основана на внутреннем контуре генераторов, которые обеспечивают частоту 10 кГц. Благодаря тому, что генераторы погружены в очистительную жидкость, они не производят внешних шумов, вся система не дает высокочастотного резонанса. В результате генерирования акустических волн в жидкости образуются мельчайшие пузырьки, которые при контакте с изделиями внутри резервуара взрываются, чтобы дать начало кавитации. Кавитация совершает очистительное действие в различных направлениях по отношению к поверхности очищаемых изделий. При этом ее энергия достаточна для удаления грязи и жира, особенно в комбинации с очищающими химикатами. Благодаря высокой скорости, с которой жидкость вытекает из сопла, отсутствует эрозия генератора в результате кавитации на поверхности. Значительная турбулентность, возникающая в резервуаре, обычно не приводит к образованию на поверхности пены. В процессе очистки эмульсируется любой жир, удаленный с изделия, поэтому он отделяется с поверхности очистительного резервуара. Кроме того, эмульсирование способствует увеличению срока службы активных очистительных агентов. Система экономична: снижается расход энергии, воды и химикатов. Система безопасна, так как для ее работы не применяются растворители и токсичные химикаты. Скорость очистки изделий в этой системе высокая. При ее работе не требуются сложные электронные приборы.

„Finishing Industries“, декабрь 1978, т. 2, № 12, с. 23—26.

Металлизация полипропилена

В ФРГ разработана автоматическая установка, предназначенная для металлизации полипропилена и пластмасс.

Детали из полипропилена сначала обрабатывают в специальном травильном растворе, который наряду с различными минеральными кислотами содержит 30—50 г/л хромовой кислоты. При температуре травления до 80°C происходит интенсивное разъедание поверхности полипропилена. Затем детали промываются, после чего они обрабатываются во втором травильном растворе в течение 6—7 мин. В рабочем цикле обработки полипропилена большую роль играет предварительное активирование. Концентрация активирующих веществ в растворе для предварительного активирования позволяет обеспечивать бездефектное покрытие и в то же время избегать покрытия подвесок. Обработка в нейтральном растворе уменьшает содержание соединений шестивалентного хрома в активаторе. Состав выбирается та-

ким, чтобы без промежуточной промывки была возможна обработка в растворе, содержащем палладий (коллоидный раствор). После промежуточной промывки защитный коллоид отделяется в ускорителе от поверхности пластмассы, т. е. палладий остается на поверхности. Затем осуществляется щелочное химическое никелирование, причем значение pH регулируется раствором едкого натра. При соответствующем дозировании стабилизатора, которое несколько выше, чем при химическом никелировании, электролит отличается высокой стабильностью. После химического никелирования выполняется меднение, блестящее никелирование и хромирование. Металлизация полипропилена значительно увеличивает область его применения. Например, в автомобиле «Oldsmobile 98» (США) используется решетка из металлизированного полипропилена.

„Galvanotechnik“, декабрь 1978, т. 69, № 12, с. 1067—1076.

Абразивный ленточно-шлифовальный станок

В Детройте разработан ленточно-шлифовальный станок, предназначенный для автоматического шлифования автомобильных деталей. Он снабжен разноскоростным конвейером длиной 5,5 м и пятью абразивными ленточными головками, а также движущимся конвейером с приводом для возврата зажимных приспособлений или деталей на позицию загрузки.

Для шлифования используются абразивные ленты шириной 280 и длиной 2740 мм. На станке установлены стандартные резиновые контактные круги, пневматическое устройство для натяже-

ния ленты и автоматическое для протягивания ленты. В каждой шлифовальной головке предусмотрена система тонкой настройки с помощью ручных маховиков. При сборке шпинделя типа патрона (гильзы) со специальной тяжелой опорой смазка осуществляется масляным туманом.

Указанные станки изготавливаются с различными числами шлифовальных головок: 1—6, а ширина абразивной ленты может достигать 1220 мм. Станки снабжены специальными поддерживающими роликами или магнитными пластинами для точной установки зажимных приспособлений или деталей относительно конвейера в процессе шлифования.

„American Machinist“, октябрь 1978, № 10, т. 122, с. 147.

Машина для точечной сварки

Фирмой Dalex (ФРГ) создана машина для точечной сварки листовых сталей с пластмассовым покрытием. Время сварки — 10 мс. В машине применена усовершенствованная система охлаждения. Мощность машины — 80 кВа, полезный вылет сварочного устройства — 800 мм. Два верхних электрода машины приводятся в действие двумя цилиндрами. Полная длина хода электродов — 50 мм, а длина рабочего хода — 15 мм.

„Maschinenmarkt“, ноябрь 1978, № 96, с. 1971.

Металлизация пластмассы

Специальный тип термопластмассы на базе полипропилена, на которую возможно прямое нанесение адгезионного гальванического покрытия типа медь — никель — хром, без травления, сенсibilизации или самокаталитического осаждения токопроводящего покрытия разрабо-

тан фирмой MPD Technology Limited (Бирмингем).

Процесс металлизации пластмассы, названный «Carpez», начинается с никелирования «Watts». Материал сначала слегка очищается в мягком щелочном очистителе, а затем промывается. Осаждение осуществляется сначала при низком напряжении, потом напряжение повышается до момента полного осаждения никелевого слоя. Затем напряжение регулируется таким образом, чтобы плотность тока составила 4—5 А/дм² и поддерживалась такой до получения толщины слоя примерно 3 мкм. Этот слой получается за 5—9 мин. В таблице приведена рабочая последовательность процесса.

Установленное напряжение ванны в В	Время в мин
0,75	1
1,5	1
2,5	До полного покрытия
Необходимое для плотности тока 4—5 А/дм ²	3—9

После нанесения первого никелевого покрытия дальнейшая металлизация осуществляется обычным способом. Как и обычно, необходимо нанесение слоя толщиной 10—20 мкм из кислого электролита меди.

Затем в зависимости от назначения возможно нанесение никеля или системы никель—хром.

„Metalloberfläche“, ноябрь 1978, т. 32, № 11, с. 521—522.

ПАМЯТИ Виталия Андреевича ГРАЧЕВА

24 декабря 1978 г. после продолжительной и тяжелой болезни на 76-м году жизни скончался один из старейших работников автомобильной промышленности СССР, член КПСС с 1946 г., Главный конструктор ОГК Московского автозавода им. И. А. Лихачева Виталий Андреевич Грачев.

Виталий Андреевич родился 23 января 1903 г. в Томске. Учился в Томском политехническом институте, служил в авиации.

В конце 1931 г. он был направлен на строящийся тогда Нижегородский (Горьковский) автозавод руководителем конструкторской группы трехосных автомобилей. Это и определило его дальнейший творческий путь создателя автомобилей высокой проходимости.

Работая на Горьковском автозаводе, В. А. Грачев активно и плодотворно участвовал в создании, испытании и освоении разнообразных моделей, в том числе первых отечественных легковых автомобилей высокой проходимости ГАЗ-61, ГАЗ-64, ГАЗ-67.

В 1942 г. за создание необходимой боевой техники В. А. Грачев был удостоен звания лауреата Государственной премии, а в 1944 г. — награжден орденом Трудового Красного Знамени.

В конце 1944 г. В. А. Грачев был переведен на один из строящихся автозаводов на должность Главного конструктора.

В 1951 г. он был вторично удостоен звания лауреата Государственной премии.

С 1951 г. Виталий Андреевич работал на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева сначала в должности заместителя Главного конструктора одного из отделов, а с октября 1960 г. — Главным конструктором ОГК.

В. А. Грачев впервые в СССР применил и внедрил в массовое производство систему регулирования давления воздуха в шинах, что коренным образом повысило уровень проходимости автомобилей.

В конструкциях изделий и в новых типах движителей, разработанных под его руководством, широко применялись многие прогрессивные и оригинальные конструктивные схемы и технические решения, существенно повысившие общий уровень данного направления и оставшиеся достаточно перспективными и в настоящее время.

Стремление удовлетворять в своих работах требования завтрашнего дня заслуженно снискало Виталию Андреевичу высокий авторитет творчески одаренной личности, крупного инженера-практика, способного организовать работу в малоизученных направлениях, смелого экспериментатора, новатора, энергичного и настойчивого в достижении поставленной цели.

Им создана особая школа конструкторов — создателей оригинальных и высокоэффективных машин, а из руководимого им коллектива вышел ряд заместителей главных конструкторов и главных конструкторов других организаций.

За 47 лет работы в автомобильной промышленности В. А. Грачев непосредственно участвовал в создании более 80 моделей машин, из которых серийно выпущено 29 моделей.

В послевоенные годы В. А. Грачев был награжден орденом Ленина, «Знак Почета» и четырьмя медалями.

Светлая память о Виталии Андреевиче Грачеве навсегда сохранится в наших сердцах, а его идеи и творческие принципы еще долго будут направлять развитие в нашей стране машин высокой проходимости.

УДК 629.113.621.43.004

О разрушении абразивных частиц загрязнения масла в двигателе. Григорьев М. А., Коган В. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Приведены результаты испытаний гидродинамического диспергатора и определены износные свойства абразивных частиц загрязнения масла в двигателе. Табл. 2. Рис. 3. Библ. 6. УДК 621.43.031.3:004.55

Особенности подачи масла к узлу подшипников турбокомпрессора при пуске дизеля. Лямцев В. Ф., Зайченко Е. Н., Крылов В. Ф., Бардов С. А., Касич П. Д. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Приведены результаты экспериментального исследования различных схем подачи масла к турбокомпрессору дизеля, показывающие влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на время задержки подачи масла к подшипникам при холодном пуске дизеля. Даны рекомендации по выбору конструктивных параметров схем, обеспечивающих наиболее благоприятные условия для поступления масла к турбокомпрессору. Табл. 1. Рис. 5. Библ. 5. УДК 629.113.621.43.224

Исследование колебаний системы выпуска газов автомобиля. Тарасов А. Я., Баганов В. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Рассмотрены одно- и двухузловые колебания системы выпуска газов автомобиля ГАЗ-53А, являющиеся причиной поломок ее деталей. Предложены способы уменьшения колебаний и устранения поломок деталей. Рис. 2. УДК 629.113.004

Некоторые проблемы технико-экономического анализа проектируемых автомобилей. Ипатов М. И. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Приведены общие принципы проведения технико-экономического анализа, которые включают создание классификационных таблиц, технико-экономических моделей, блок-схем, алгоритмов и программ для решения конкретных задач многовариантного машинного технико-экономического анализа. Рис. 2. Библ. 11. УДК 629.113.004

Приемистость автомобиля. Токарев А. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Дано обоснование необходимости ввести специальный оценочный показатель тягово-скоростных свойств автомобиля — коэффициента приемистости. предложена формула для его определения и метод учета этого показателя при выборе мощности двигателя. Рис. 4.

УДК 629.113.004

О затратах мощности при движении автомобиля с блокированным межосевым приводом. Лефаров А. Х. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Приведены материалы исследований, показывающие, что дополнительные затраты мощности при движении многоприводного автомобиля с блокированным силовым приводом не являются постоянными; они уменьшаются с ростом тяговой нагрузки. Рис. 2. Библ. 3.

УДК 629.113.011.5/7

Вибронагруженность кабины и сиденья водителя автомобиля с системой вторичного поддрессоривания. Устименко В. С., Платонов С. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Проведено теоретическое исследование колебаний многомасовой системы. Приведены результаты экспериментальных исследований автомобиля с колесной формулой 6×4 грузоподъемностью 8,0 т на барабанном стенде при гармоническом возмущении. Рис. 5. УДК 621.833.621.923

Влияние процесса шевингования на циклическую погрешность зубчатой частоты цилиндрических зубчатых колес. Симонов А. А., Савельев В. К. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Приведены результаты полного факторного эксперимента влияния скорости резания, величины продольной и радиальной подачи, твердости заготовки и величины припуска при шевинговании на циклическую погрешность зубчатой частоты и ее гармонические составляющие. Рис. 1. Табл. 4. Библ. 4. УДК 669.14.004.14

Опыт применения легкообрабатываемых сталей. Яшин Ю. Д., Шевченко М. И., Гудкова Р. М., Старикова А. Л. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Показано, что применение легкообрабатываемых сталей является одним из эффективных способов повышения производительности труда. Отмечено, что обрабатываемость сталей этого класса зависит от состава и морфологии неметаллических включений, которые определяются технологией выпечки обработкой стали. Рис. 1. Библ. 3. УДК 621.9.048.4

Технология электроэрозионного удаления сломанного инструмента. Беспалый И. Л. — Автомобильная промышленность, 1979, № 5.

Описана технология нового способа электроэрозионного удаления сломанного инструмента, приведены режимы обработки и характеристика нового станка. Табл. 2. Рис. 4. Библ. 2.

УВАЖАЕМЫЕ ТОВАРИЩИ!

Издательство «Машиностроение» постоянно уделяет внимание выпуску литературы по различным проблемам автомобилестроения. Ежегодно на полках книжных магазинов появляются книги представляющие интерес, как для специалистов, занятых проектированием и изготовлением автомобилей, так и для автолюбителей. В этом году издательство предлагает вниманию читателей несколько книг по этой теме.

В справочнике «Автотракторные фильтры» приведены необходимые сведения прикладного характера по фильтрам, практически всех марок отечественных автомобилей (грузовых и легковых), а также тракторов. Справочник предназначен для инженерно-технических работников автомобильно-транспортных предприятий.

В книге В. М. Архангельского и Г. Н. Злотина «Работа карбюраторного двигателя на неустановившихся режимах» рассматривается вопрос совершенствования рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. Известно, что автомобильный двигатель работает на неустановившихся режимах 80—90% общего времени его работы. В книге показано влияние неустановившихся режимов на коэффициент полезного действия, экономичность, крутящий момент; приводится интересный анализ факторов, влияющих на токсичность двигателя.

Все стадии проектирования грузовых автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности рассматриваются в книге М. С. Высоцкого и др. «Грузовые автомобили». В этой книге подробно описываются работы на стадии технического задания и эскизной компоновки, технического проекта и рабочей компоновки. Приводятся технико-экономический анализ грузовых автомобилей, а также проблемы развития основных параметров грузовых автомобилей и автопоездов в перспективе.

Методы лабораторных и дорожных испытаний колебаний автомобиля занимают основное место в тех случаях, когда необходимо получить оценку качества подвески автомобиля. Вопросы организации испытаний применяемой аппаратурой, а также методы обработки и

анализа результатов — представляют интерес для создателей автомобиля. Все эти проблемы рассматриваются в книге «Колебания автомобиля», которая адресуется инженерно-техническим работникам, занимающимся разработкой, испытанием и доводкой автомобилей.

В «Каталоге деталей и запасных частей автомобилей «Москвич-1500» содержатся технические характеристики и спецификации узлов и деталей автомобилей «Москвич» моделей 2140, 2137 и 2734. Каталог предназначен для инженерно-технических работников автомобильного транспорта, а также владельцев индивидуальных автомобилей.

Издательство предлагает вниманию читателей и переводные работы, например книгу «Кузова большегрузных автомобилей» Тессера Е. (перевод с польского). В книге даются теоретические основы конструирования и методы расчета кузовов автомобилей наиболее распространенных типов: автобусов, фургонов, самосвалов, прицепов и полуприцепов. Приводятся необходимые сведения по прочности и жесткости кузовов, рассматриваются причины, приводящие к снижению долговечности кузовов.

Важнейшие качества автомобиля, влияющие на дорожно-транспортные происшествия — управляемость, устойчивость, тормозные характеристики — анализируются в книге И. Джонс «Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия» (перевод с английского). В книге эти вопросы рассматриваются комплексно для системы автомобиль—водитель—дорога. Это, пожалуй, одно из первых изданий, где человеческий фактор связывается с безопасностью движения, что очень важно сегодня в связи с увеличением выпуска автомобилей, и прежде всего легковых, с высокой динамикой.

Издательство также выпускает в этом году четыре учебника для техникумов.

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ ОБЪЯВЛЯЕТ ПРИЕМ СТУДЕНТОВ

на 1-й курс дневного и вечернего обучения
по специальностям:

АВТОМОБИЛИ И АВТОМОБИЛЬНОЕ ХОЗЯЙСТВО
ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА
ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ*
ОРГАНИЗАЦИЯ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ
АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ
МОСТЫ И ТОННЕЛИ
СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ
И ОБОРУДОВАНИЕ
ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА И ГИДРОПРИВОД
АВТОМАТИЗАЦИЯ И КОМПЛЕКСНАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ
СТРОИТЕЛЬСТВА
АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ*
МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ
УСТАНОВОК*
СТРОИТЕЛЬСТВО АЭРОДРОМОВ
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО
ТРАНСПОРТА
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА

* Только дневное обучение.

ПРИЕМ ЗАЯВЛЕНИЙ ПРОИЗВОДИТСЯ:

- на дневное обучение с 20 июня по 31 июля
 - на вечернее обучение с 20 июня по 31 августа
- ВСТУПИТЕЛЬНЫЕ ЭКЗАМЕНЫ** — по математике (письменно и устно), физике (письменно), русскому языку и литературе (сочинение) — проводятся:
- на дневное обучение с 1 по 20 августа
 - на вечернее обучение с 11 августа по 10 сентября.
- При институте имеются **ДНЕВНОЕ И ВЕЧЕРНЕЕ ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ ОТДЕЛЕНИЯ** для рабочих, колхозников и демобилизованных из рядов Советской Армии.
- Успешно окончившие подготовительное отделение зачисляются на первый курс дневных факультетов без вступительных экзаменов.
- Справки о приеме на подготовительное отделение по телефону: 155-03-37.
Адрес института: 125829 ГСП, Москва, А-319, Ленинградский проспект, д. 64. Приемная комиссия. Справки по телефону: 155-01-04.