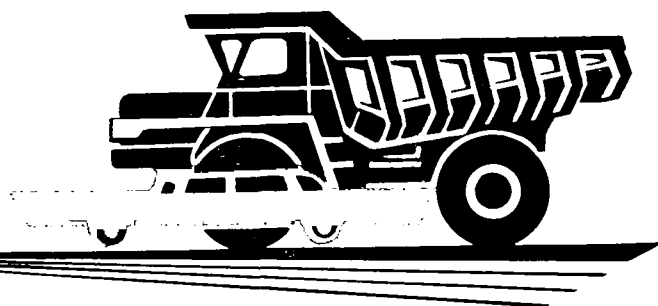


А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1979

4



СОДЕРЖАНИЕ

- А. И. Титков, В. А. Кузин, Е. А. Устинов — Роль автомобильной техники в освоении природных богатств Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера . . . 1

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- А. А. Муталибов, О. Д. Мурашов, Н. П. Валлер — Исследование переходных процессов газового автомобильного двигателя . . . 3
Л. И. Вахошин, С. С. Истомина, М. М. Партон, А. Н. Рунов, В. И. Сонкин, В. Ф. Кутенев — Особенности рабочего процесса с вихревым движением заряда в карбюраторном двигателе . . . 4
А. Д. Назаров — Влияние некоторых конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на дисбаланс двигателей . . . 7

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- А. В. Чанков — Пути повышения производительности городских автобусов . . . 12
С. Я. Марголис, Б. М. Шлиомович — Выбор дорожных неровностей и режимов движения при прочностных испытаниях деталей ходовой части автомобиля 17
П. Д. Клычков — О кинематике поворота автомобиля в стесненных дорожных условиях . . . 19
А. Н. Нарбут, Н. П. Харитонов, В. Ф. Шапко — О влиянии характеристик гидротрансформатора и двигателя на процесс переключения в гидромеханической передаче . . . 21
В. А. Доронкин, А. Ф. Потехин — Уменьшение вибраций панелей кузова легкового автомобиля . . . 24
В. Д. Илливанов, М. А. Томбак, В. И. Тараканов — Анализ канала искрового разряда электрических систем зажигания по лазерным тенеграммам . . . 25

ТЕХНОЛОГИЯ

- Г. Б. Лурье, Б. И. Черпаков, Н. Ф. Сологубов — Информационно-диагностические точки контроля технического состояния автоматических линий . . . 26
А. Н. Самсонов, Е. С. Киселев, М. А. Белоз — Эффективность абразивных кругов при скоростном шлифовании деталей из среднеуглеродистых сталей . . . 29
А. Д. Шерман, Б. М. Гринберг — Влияние карбидообразующих легирующих элементов на строение фосфидной эвтектики в отливках из серого чугуна . . . 30
А. В. Щеглов, Т. Б. Сенють — Новые методы и средства нагрева заготовок 31

ИНФОРМАЦИЯ

- Александр Рубцов — Перспективные направления развития автомобилестроения в США . . . 33
Б. Д. Колубаев — Новые электрооборудования фирмы Даймлер-Бенц . . . 34
М. Б. Андреев — Термопластические конструкционные материалы в автомобилестроении за рубежом . . . 36
В. Н. Оболенский, В. А. Либенсон — Всесоюзный научно-технический семинар «Сборка—78» . . . 37
С. А. Спесивых — Семинар МАДИ по качению эластичного колеса . . . 39
К 60-летию Владимира Алексеевича Кузина . . . 40
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . 3-я стр. обл.
Рефераты статей . . . 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. Ечевистов, 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. Фиттерман, Н. С. Ханнин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурьгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор А. А. Снастина

Сдано в набор 07.02.79.

Подписано в печать 23.03.79.

Т-06333.

Формат 60×90/8.
Тираж 15 417 экз.

Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0.

Уч.-изд. л. 8,45.

Заказ 504

Адрес редакции:

103012, Москва, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427.

Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

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

Автомобильная Промышленность

4

АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1979

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XLV

УДК 629.113.001

Роль автомобильной техники в освоении природных богатств Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера

А. И. ТИТКОВ, В. А. КУЗИН, Е. А. УСТИНОВ

Министерство автомобильной промышленности, НИИТавтопром

В ПОСЛЕДНЕЕ время уделяется большое внимание развитию крупной промышленности и энергетики в районах Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера. XXV съезд КПСС наметил программу дальнейшего комплексного освоения этих районов путем ускоренного развития топливной промышленности, черной и цветной металлургии, химической и нефтехимической, целлюлозно-бумажной промышленности, добычи цветных, редких, драгоценных металлов и алмазов.

В речи на XVIII съезде ВЛКСМ товарищ Л. И. Брежнев подчеркнул, сколь важное значение для экономики нашей страны имеет быстрое развитие районов Сибири и Дальнего Востока.

Результаты поездки товарища Л. И. Брежнева в восточные районы страны дали новый импульс решению комплексных научно-технических программ.

Сознавая важность решения поставленных задач, машиностроители и работники других отраслей промышленности Москвы, Ленинграда, Украины, Белоруссии, Урала выступили с инициативой — досрочно выполнить заказы для промышленных объектов и новостроек Сибири и Дальнего Востока.

Коллективы Кременчугского объединения по производству большегрузных автомобилей (АвтоКрАЗ), Ярославского моторного завода, Могилевского завода им. С. М. Кирова и других предприятий и производственных объединений отрасли приняли обязательства о досрочных поставках автомобильной техники, запасных частей и другой продукции предприятиям и стройкам Сибири, Дальнего Востока и Севера.

Однако участие автомобилестроителей в решении этой крупной народнохозяйственной проблемы не ограничивается лишь досрочными поставками автомобилей. Необходимо в ближайшие годы решить задачу всемерной автомобилизации этих районов, добиться того, чтобы автомобиль стал одним из основных средств передвижения на транспорте и в производстве.

В условиях отдаленности населенных пунктов, строящихся промышленных объектов, горнорудных разработок, приисков и геологических экспедиций от железнодорожных путей автомобильный транспорт является единственным средством перевозки грузов и людей. Вследствие этого ведущие производственные объединения, проектно-конструкторские и технологические организации отрасли сейчас активно работают над созданием ряда специализированных автотранспортных средств. В решении этой задачи большую роль играет качественно новое направление в автомобильной технике — создание автомобилей и автопоездов с дизелями. Созданием автомобилей с дизелями сейчас заняты такие крупные производственные объединения отрасли, как «ЗИЛ», «ГАЗ», УралАЗ и «КАЗ».

Ввод в действие на полную мощность заводов Камского объединения по производству большегрузных автомобилей открывает широкую перспективу для дизелизации автомобильного парка, которая существенно повысит его эффективность, обеспечит экономию топлива и значительно сократит число водителей.

Решаются задачи создания новых автомобилей большой грузоподъемности и высокой проходимости, работающих в условиях низких температур и приспособленных к выполнению различных транспортных работ.

В настоящее время в типаж грузовых автомобилей, выпускаемых заводами отрасли, входят автомобили грузоподъемностью от 0,8 (УАЗ-452Д) до 120 т (БелАЗ-7420), а также большое число моделей различных модификаций специализированного транспорта, в том числе в северном исполнении.

Завершена отработка конструкции и налажен серийный выпуск грузовых автомобилей в северном исполнении, таких, как ЗИЛ-130С, МАЗ-500АС, МАЗ-7310, МАЗ-73101, «Урал-375К», КрАЗ-257С, КрАЗ-256БС, БелАЗ-540С, БелАЗ-548С, БелАЗ-549, КАвЗ-685Б, ПАЗ-672С, ПАЗ-3201С, ЛиАЗ-677А и УАЗ-452АС. Рекомендованы к серийному производству автомобили ГАЗ-53С и ЗИЛ-131С. Разрабатываются автомобили в северном исполнении: ГАЗ-6696, ГАЗ-52-04С, ЗИЛ-133С, КрАЗ-260С, семейство автомобилей КамАЗ типа 6×4 и 6×6, автопоезда МАЗ-6422-9396, МоАЗ-7405-9586, автомобили-самосвалы и автопоезда-самосвалы ЗИЛ-ММЗ и БелАЗ-7420-9590 (большой грузоподъемности). Для создания автомобилей в северном исполнении решены вопросы, связанные с надежной и безопасной работой их в условиях холодного климата. Так, например, внедрены предпусковые подогреватели двигателей, мощные отопители кабин и пассажирских салонов, двойные стекла и стекла с электрообогревом, улучшенная теплоизоляция кабин и пассажирских помещений, специальный отвод отработавших газов двигателя, не создающий помех встречному транспорту, морозостойкие резинотехнические изделия и шины, а также специальные пластмассы, изоляционные материалы для проводов, обивочные материалы и лакокрасочные покрытия, горюче-смазочные материалы и технические жидкости.

Предусматривается дальнейшее увеличение выпуска специализированного автомобильного транспорта в северном исполнении.

Большое значение имеет использование автомобильной техники при сооружении Байкало-Амурской магистрали, формировании крупного Южно-Якутского территориально-производственного комплекса с мощной угледобывающей базой, создании Саяно-Шушинской гидроэлектростанции, Западно-Сибир-

ского нефтегазодобывающего комплекса и многих других объектов.

Московский автозавод им. И. А. Лихачева поставляет для строительства БАМа и других строек Сибири и Дальнего Востока большое количество автомобилей: грузовых высокой проходимости ЗИЛ-130 в северном исполнении и ЗИЛ-157К (Читинского автосборочного завода).

Высокой надежности в эксплуатации в северных условиях достигли автомобили Минского автозавода, особенно МАЗ-504В — маневренный седельный тягач, способный транспортировать полуприцепы грузоподъемностью 20 т. Эти автомобили используют также при буксировке автоцистерн с топливом и другими жидкими грузами.

Минские автомобилестроители для работы на Севере создали два новых автопоезда МАЗ-6422—9396 и МАЗ-642201-9389, которые входят в перспективное семейство автомобилей МАЗ. В кабине этих автомобилей предусмотрены два спальных места для одновременного отдыха водителей, применены травмобезопасные щиток приборов и рулевая колонка, введены ремни безопасности.

На автопоездах, приспособленных к работе в условиях низких температур Крайнего Севера, для надежного пуска двигателей после стоянки при температуре -60°C в течение 30—40 мин установлены: предпусковой подогреватель двигателя с автономным топливным баком, аккумуляторные батареи со встроенным нагревательным устройством, система «Термостарт» и обогреватель топлива. Кроме того, утеплена кабина, поставлены морозостойкие щитки и другие резинотехнические изделия.

Выпускаемые серийно автомобили-лесовозы МАЗ-509А имеют высокие технико-экономические показатели. При работе в сложных дорожных и климатических условиях они весьма надежны и высокоэффективны.

На головном заводе производственного объединения БелавтоМАЗ разработаны новые перспективные автопоезда-лесовозы МАЗ-5434, обладающие повышенной грузоподъемностью и скоростью. В них установлена более комфортабельная кабина и усилены узлы. Если автомобиль МАЗ-509А перевозит 17 т или 21 м^3 леса, то МАЗ-5434 — соответственно 22 т или 26 м^3 . Максимальная скорость движения нового лесовоза 70 км/ч. Этого достигли прежде всего за счет установки более мощного двигателя (240 л. с. вместо 180 л. с.) и использования ряда прогрессивных конструктивных решений.

При разработке месторождений в Якутии широко используют автомобили-самосвалы БелАЗ грузоподъемностью 27, 40 и 75 т.

Успешно используются карьерные автомобили-самосвалы БелАЗ грузоподъемностью 27 и 40 т. Осваивается эксплуатация таких автопоездов грузоподъемностью 120 т.

Изготовлены образцы автомобилей-самосвалов БелАЗ-7519 грузоподъемностью 110 т, предназначенных для перевозки полезных ископаемых, добываемых открытым способом. Несмотря на большие габариты, автомобиль обладает хорошей маневренностью и может передвигаться с грузом со скоростью 50 км/ч. Каждое колесо приводится в движение электромотором, получающим питание от генератора, спаренного с дизелем мощностью 1300 л. с.

Все больше увеличивается производство автопоездов на Могилевском автозаводе им. С. М. Кирова — единственном в стране предприятии, выпускающем автопоезда-самосвалы, способные транспортировать 20 т груза и работать под землей на большой глубине.

Начат выпуск новых автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 20 т для работы в карьерах в условиях Крайнего Севера. У автомобиля, обладающего повышенной проходимостью и маневренностью, два ведущих моста и гидромеханическая трансмиссия. Кабина герметизирована и оснащена надежным обогревателем. Для работы водителей предусмотрен комплекс удобств.

С большой ответственностью трудится коллектив Курганского завода колесных тягачей им. Д. М. Карбышева по выпуску машин для строительства БАМа и других объектов Сибири.

Широко используются на сибирских трассах автомобили производственного объединения АвтоКрАЗ, особенно автомобилесамосвалы КрАЗ-256БС, а также автопоезда КрАЗ грузоподъемностью 21 т с тягачом КрАЗ-257С. В текущем году начнется производство автомобилей-лесовозов КрАЗ-255Л грузоподъемностью 23 т, предназначенных для работы при низких температурах.

Коллектив Кременчугского автозавода им. 50-летия Советской Украины приступил к выпуску автомобилей КрАЗ-250 большой грузоподъемности. У нового автомобиля просторная

трехместная кабина. Он может перевозить 14 т груза и, кроме того, дополнительно буксировать прицеп большой грузоподъемности. Автомобиль имеет восьмицилиндровый дизель мощностью 240—300 л. с. Максимальная скорость полностью груженого автомобиля 80 км/ч.

Широкой популярностью у тружеников Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока пользуются автомобили Уральского автозавода. Автомобили «Урал-375Д» и «Урал-375Н», имеющие высокую проходимость, надежность и экономичность, удостоены Государственного Знака качества.

Большую помощь в освоении природных богатств оказывают также автомобили Камского автозавода, поставка которых все увеличивается.

Эксплуатация этих автомобилей на дорогах Якутии, Амурской, Магаданской и других областей в условиях низких температур и труднопроходимых дорог показала их высокие качества. Автомобили КАМАЗ используют для перевозки народнохозяйственных грузов в горняцкие поселки, расположенные у Полярного круга, а также для перевозки в отдаленные промышленные районы Крайнего Севера технологического оборудования, металлоконструкций, топлива и товаров народного потребления. Кроме того, они доставляют большое количество стройматериалов на производственные участки Байкало-Амурской магистрали. Протяженность отдельных маршрутов превышает 1000 км.

О положительных результатах работы автомобилей КАМАЗ свидетельствуют результаты их 85-дневного испытательного пробега, организованного в 1978 г. экспериментаторами Московского автозавода им. И. А. Лихачева по маршруту Москва — БАМ — Чита — Иркутск — Москва протяженностью 18 тыс. км.

Одновременно с созданием новых конструкций автомобилей для северных районов принимаются меры к расширению выпуска более прогрессивной прицепной техники. В связи с этим все большее значение будет иметь Красноярский завод автомобильных прицепов.

Большое значение для работников, занятых на стройках, в геологических экспедициях, в разработках полезных ископаемых Севера, приобретают автобусы Курганского автобусного завода, которые доставляют сотрудников на работу и обратно к месту жительства.

Коллектив Завода микроавтобусов им. XXV съезда КПСС (г. Елгава) досрочно выполняет задания по поставкам микроавтобусов скорой медицинской помощи в районы Сибири и Дальнего Востока. В салонах микроавтобусов смонтирована вся необходимая аппаратура для оказания больному экстренной помощи. Мощная радиостанция, надежная отопительная система, повышенная комфортабельность — все это облегчит врачам работу на новостройках и в отдаленных районах.

Хорошие эксплуатационные показатели отмечены у автобусов, изготовленных в северном исполнении Павловским им. А. А. Жданова и Ликинским автобусными заводами, а также у автомобилей Ульяновского автозавода им. В. И. Ленина.

Впереди у автомобилестроителей еще много задач, связанных с созданием новой техники для северных районов, увеличением ее выпуска и оказанием помощи в ремонте.

Одной из важнейших задач является создание широкой сети автомобильных центров и опорных пунктов по техническому обслуживанию автомобилей. В этой работе принимают активное участие ведущие автозаводы страны: Московский им. И. А. Лихачева, Горьковский, Минский, Ульяновский им. В. И. Ленина, Кременчугский им. 50-летия Советской Украины и Уральский автозаводы, Ярославский моторный завод, Павловский им. А. А. Жданова и Курганский автобусные заводы.

В их задачу входит создание опорных пунктов по наблюдению за эксплуатацией автомобильной техники, проведение технических консультаций, принятие мер по максимальному приспособлению техники к условиям эксплуатации, оказание помощи в организации обучения персонала автохозяйств, обеспечение в первоочередном порядке запасными частями в соответствии с выделенными фондами.

Оказание практической помощи автомобильными объединениями коллективам автохозяйств в эксплуатации автомобилей помогает им лучше использовать технику.

Отвечая практическими делами на решения XXV съезда КПСС, коллективы автомобилестроителей успешно выполнили задания 1978 г. и трех лет пятилетки.

Работники автомобильной промышленности приложат всю творческую энергию с тем, чтобы внести весомый вклад в общенародное дело освоения природных богатств Сибири, Дальнего Востока и Севера нашей страны.

Исследование переходных процессов газового автомобильного двигателя

Д-р техн. наук А. А. МУТАЛИБОВ,
канд. техн. наук О. Д. МУРАШОВ, Н. П. ВАЛЛЕР
Ташкентский автомобильно-дорожный институт

В ТАШКЕНТСКОМ автомобильно-дорожном институте для Горьковского автозавода были проведены экспериментальные исследования переходных процессов (неустановившихся режимов) газовых двигателей модели ЗМЗ-24-07 с системой топливоподачи типа ГАЗ.

Методика стендовых испытаний двигателя основывалась на известном разделении переходного процесса на две фазы. Первая фаза характеризуется открытием дроссельной заслонки при постоянной частоте вращения коленчатого вала, второй фазе свойственна изменяющаяся частота вращения коленчатого вала при неизменном положении дроссельной заслонки.

При экспериментальном исследовании регистрировались мгновенные значения следующих параметров: крутящего момента, расхода воздуха, расхода газового топлива, разрежения во впускном трубопроводе, частоты вращения коленчатого вала, давления в первой и во второй ступенях газового редуктора, положения дроссельной заслонки.

Чтобы удобнее сравнить значения параметров двигателя, работающего при переходных процессах, со значениями аналогичных параметров двигателя, работающего на соответствующих (при тех же открытиях дроссельной заслонки и частотах вращения коленчатого вала) установившихся режимах, воспользуемся зависимостью от времени следующего отношения:

$$\frac{N_y - N^n}{N_y} = \frac{N^{y-n}}{N_y} = f(\tau),$$

где N^y и N^n — абсолютные значения параметров двигателя на соответствующих установившихся режимах и при переходных процессах;
 τ — время.

На рис. 1 представлены зависимости давления в первой и во второй ступенях газового редуктора при переходных процессах.

Характер изменения по времени давления в первой ступени газового редуктора аналогичен характеру изменения давления p_1^y при различных частотах вращения коленчатого вала (рис. 1, а).

Абсолютные значения величин $\Delta p_1^{y-n}/p_1^y$ расположены тем выше, чем ниже частота вращения коленчатого вала. При $\tau=0,1$ с отношения $\Delta p_1^{y-n}/p_1^y$ достигают величины, близкой к нулю для всех исследованных частот вращения коленчатого вала.

Исследования, проведенные при различных скоростях открытия дроссельных заслонок, показали, что при любой частоте вращения коленчатого вала величина $\Delta p_1^{y-n}/p_1^y$ уменьшается по мере снижения скорости открытия дроссельных заслонок.

Из этого следует, что в первой фазе переходного процесса разность $p_1^y - p_1^n$ тем больше, чем выше скорость открытия дроссельной заслонки и чем ниже частота вращения коленчатого вала двигателя.

Вследствие отставания подачи газа из первой ступени редуктора во вторую наблюдается существенное отличие между значениями давления на соответствующем установившемся режиме p_2^y и при переходном процессе p_2^n .

Давление на установившемся режиме и при переходном режиме во второй ступени газового редуктора при переходных процессах носит пульсирующий характер (рис. 1, б). Наибольшего значения величина $\Delta p_2^{y-n}/p_2^y$ достигает в начальный момент движения дроссельной заслонки. С увеличением скорости открытия дроссельной заслонки разность $p_2^y - p_2^n$ увеличивается и растягивается по времени.

При любых скоростях открытия дроссельной заслонки с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя величина $\Delta p_2^{y-n}/p_2^y$ уменьшается. Результатом несовпадения величины давления при переходных процессах p_2^n со значениями давления на соответствующих установившихся режимах p_2^y является отставание значений часового расхода газа при переходных процессах G_r^n от значений часового расхода газа на соответствующих установившихся режимах G_r^y . Характер изменения отношения $\Delta G_r^{y-n}/G_r^y$ подобен характеру изменения отношения $\Delta p_2^{y-n}/p_2^y$ (рис. 2, а), но отличается тем, что к концу открытия дроссельной заслонки это отношение не приобретает нулевого значения, как величина $\Delta p_2^{y-n}/p_2^y$, а, наоборот, при больших частотах вращения коленчатого вала начинает увеличиваться (на рис. 2 обозначения те же, что на рис. 1). Характерной особенностью относительного изменения часового расхода газа является также и то, что с возрастанием скоростного режима работы двигателя амплитуда пульсаций $\Delta G_r^{y-n}/G_r^y$ уменьшается, а время затухания их

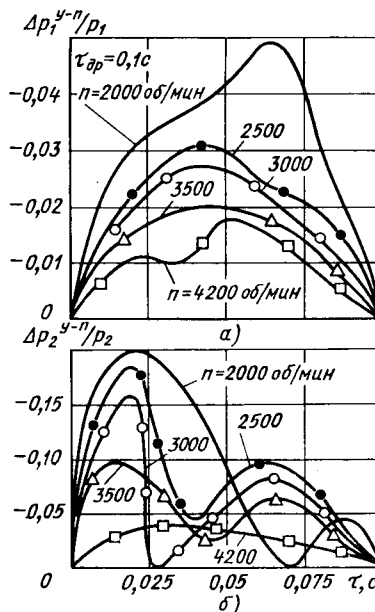


Рис. 1

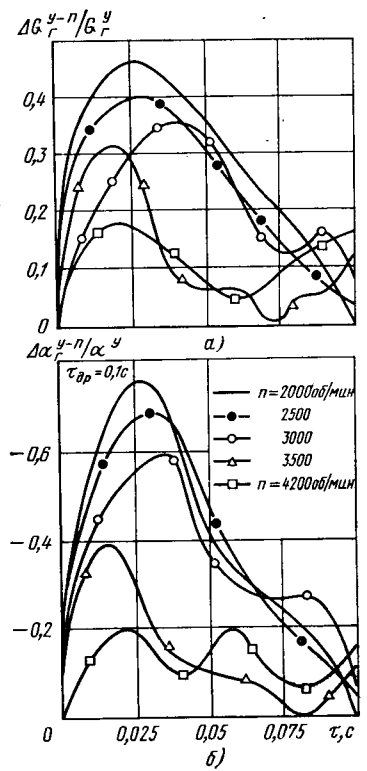


Рис. 2

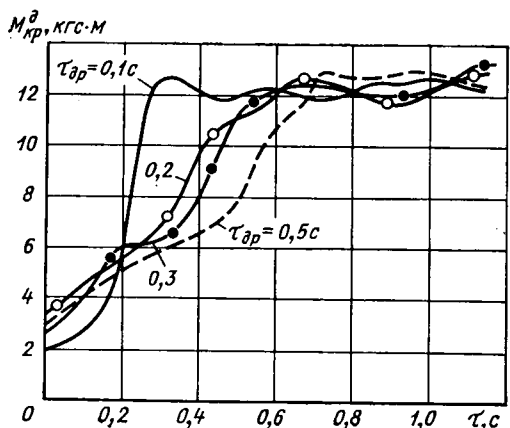


Рис. 3

увеличивается. Отмеченный эффект влияния скоростного режима работы двигателя на изменение часового расхода газа можно объяснить тем, что при росте частоты вращения коленчатого вала за одно и то же время открытия дроссельной заслонки протекает большее число циклов, способствующее увеличению относительного изменения разрежения во впускном трубопроводе.

При экспериментальном исследовании переходных процессов двигателя модели ЗМЗ-24-07, вызванных изменением внешней нагрузки, отмечено, что с возрастанием углового ускорения коленчатого вала наблюдается отставание значений часового расхода газа от соответствующих значений на установившихся режимах. С увеличением частоты вращения коленчатого вала эти отставания возрастают для любых постоянных величин углового ускорения и для всех исследуемых положений дроссельной заслонки. С увеличением степени дросселирования разность между значениями часового расхода газа при переходных процессах G_r^n и значениями часового расхода газа на соответствующих установившихся режимах G_r^y уменьшается при любых неизменных величинах углового ускорения коленчатого вала для любой постоянной частоты его вращения.

Анализ характера изменения часового расхода воздуха при переходных процессах показал, что независимо от скорости открытия дроссельной заслонки и интенсивности изменения внешней нагрузки двигателя существенных отставаний значений часового расхода воздуха при переходных процессах G_B^n от соответствующих значений на установившихся режимах G_B^y не наблюдалось.

Рассмотрев характер протекания кривых $\Delta\alpha^y - n/\alpha^y = f_1(\tau)$, выявляем, что он аналогичен характеру протекания кривых $\Delta G_r^{y-n}/G_r = f_2(\tau)$ на всем исследованном диапазоне частот вращения коленчатого вала и скорости открытия дроссельной заслонки карбюратора-смесителя (рис. 2, а). Уменьшение часового расхода газа при переходных процессах влечет за собой некоторое повышение часового расхода воздуха, еще более обедняющего смесь. Подобное обеднение газозвоздушной смеси на участке открытия дроссельной заслонки влечет за собой отставание значений крутящего момента двигателя при

переходных процессах от значений крутящего момента на соответствующих установившихся режимах (рис. 3).

Представляет интерес исследование при переходных процессах газового двигателя качества сгорания, поскольку отмеченное обеднение смеси может привести к ухудшению сгорания за счет невоспламенения в цилиндрах. А это может быть главной причиной не только падения крутящего момента, но и ухудшения токсических показателей двигателя при переходных процессах.

При регистрации крутящего момента двигателя во всем скоростном диапазоне на осциллограммах наблюдался пульсирующий характер его изменения во времени. В связи с этим, чтобы была возможность сравнения пульсирующих значений крутящих моментов двигателя, полученных на соответствующих установившихся режимах и при переходных процессах, целесообразно их приводить к среднеинтегральным значениям за определенный период времени.

На кривых крутящего момента (рис. 3) значения $M_{кр}^n$ при $n=2500$ об/мин осреднены за промежутки времени, равный 0,1 с. Как видно из графика, значения крутящего момента в первой фазе переходного процесса существенно зависят от скорости открытия дроссельной заслонки. При интенсивном открытии дроссельной заслонки ($\tau_{др}=0,1$ с) значение крутящего момента $M_{кр}^n$ успевает измениться (за время открытия) лишь на 25%.

Время достижения крутящим моментом $M_{кр}^n$ значений конечного установившегося режима соответствует времени достижения часовым расходом газа значений этого же режима. Характер изменения крутящего момента в зависимости от интенсивности открытия дроссельной заслонки аналогичен и для других скоростных режимов.

Анализируя изменение крутящего момента двигателя в зависимости от углового ускорения коленчатого вала, возникающего при изменении внешней нагрузки, необходимо указать, что относительное изменение крутящего момента возрастает с увеличением углового ускорения и с уменьшением степени дросселирования.

Как показали проведенные испытания, протекание переходных процессов газовых автомобильных двигателей имеет специфические особенности, существенно отличающиеся от особенностей протекания переходных процессов дизелей и карбюраторных двигателей [1 и 2].

Таким образом, на основании выполненного экспериментального исследования газового двигателя модели ЗМЗ-24-07 с топливopодающей аппаратурой типа ГАЗ можно сделать основной вывод о необходимости ее доводки с целью улучшения показателей работы данного двигателя при переходных процессах и о целесообразности исследования переходных процессов газовых автомобильных двигателей с другими типовыми (внедренными и находящимися в стадии доводки) системами топливopдачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мурашов О. Д. Пути улучшения работы транспортного двигателя на эксплуатационных режимах. — Вестник машиностроения, 1975, № 6.
2. Архангельский В. М., Голушко И. Ф. Исследование работы двигателя ЗИЛ-130 на режимах разгона. — Автомобильная промышленность, 1965, № 4.

УДК 629.113:621.43.001

Особенности рабочего процесса с вихревым движением заряда в карбюраторном двигателе

Канд. техн. наук Л. И. ВАХОШИН, С. С. ИСТОМИН, М. М. ПАРТОН, А. Н. РУНОВ,

В. И. СОНКИН, канд. техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ

НАМИ

ОДНИМ из направлений развития современных карбюраторных двигателей с принудительным зажиганием является повышение их топливной экономичности и снижение токсичности отработавших газов. В решении этой проблемы большое значение имеет организация эффективного процесса сгорания, обеспечивающая возможность использования обедненных составов смеси.

Одной из причин, ограничивающих применение обедненных составов смеси, является увеличивающаяся по мере обеднения смеси межцикловая нестабильность процесса сгорания, которая проявляется в колебаниях величины максимального давления цикла p_z и других параметров процесса выделения тепла. Это вызывает неустойчивую работу двигателя, сопровождающуюся

резким увеличением выбросов с отработавшими газами несгоревших углеводородов и ухудшением топливной экономичности.

Одно из возможных направлений в решении задачи повышения межцикловой стабильности процесса сгорания заключается в воздействии на газодинамическое состояние заряда в камере сгорания.

В НАМИ проводились исследования по оценке целесообразности применения процесса с вихревым движением заряда в карбюраторных двигателях. Перспективность этих работ основывается на том положении, что при осевом движении заряда, как наиболее устойчивой форме движения, сохраняющейся в течение тактов впуска и сжатия, можно добиться стабилизации межцикловой характеристики потока газа у свечи зажига-

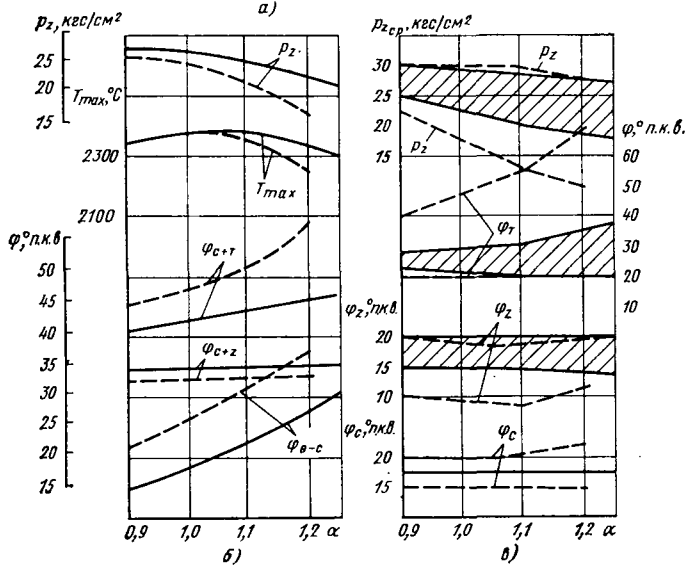
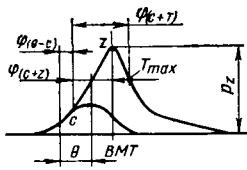


Рис. 1. Зависимости от состава смеси средних величин и крайних значений параметров процесса сгорания (одноцилиндровый отсек, камера сгорания в днище поршня, $\epsilon = 9,0$, $n = 3000$ об/мин, $\eta_0 = 0,43$, θ_{opt})

ния и одновременно увеличить интенсивность движения заряда.

Опыты проводились на одноцилиндровых отсеках, имеющих $S/D = 70/76, 70/82, 75/92, 95/100$, а также на отдельных полноразмерных двигателях. Вихревое осевое движение заряда создавалось специально профилированными винтовыми или тангенциальными впускными каналами.

В процессе исследований было определено влияние такого движения заряда, формы камеры сгорания и ее отдельных элементов, интенсивности и направления вращения заряда, а также положения свечи зажигания на показатели двигателя. Установлено, что создание в камере сгорания вихревого движения заряда позволяет повысить межцикловую стабильность процесса сгорания и одновременно сократить его общую продолжительность. Это позволило расширить пределы эффективного обеднения состава смеси, уменьшить углы опережения зажигания, благодаря чему повысилась топливная экономичность, улучшились антидетонационные качества двигателя и уменьшилась токсичность отработавших газов.

На рис. 1, а показана индикаторная диаграмма одного цикла рабочего процесса и принятые для дальнейших расчетов параметры цикла. На рис. 1, б, в приведены зависимости от состава смеси соответственно средних величин параметров процесса сгорания и их крайних значений, полученных в результате обработки серий индикаторных диаграмм двигателя с обычным (штриховые линии) и винтовым (сплошные линии) впускными каналами на одном из обследованных режимов работы.

Из рис. 1, б видно, что сокращение общей продолжительности процесса сгорания достигается за счет сокращения начального периода $\varphi_{\theta-c}$ и периода выделения тепла $\varphi_{c+\tau}$. Эти изменения продолжительности процесса сгорания приводят к повышению максимального давления p_z и температуры T_{max} и проявляются более заметно при обеднении состава смеси.

Из рис. 1, в также видно, что в двигателе с винтовым впускным каналом (сплошные кривые) стабилизируется положение относительно ВМТ начала периода выделения тепла (точка φ_c). Эта стабилизация сопровождается значительным сокращением пределов межцикловых колебаний положения относительно ВМТ окончания процесса сгорания (точки φ_z и φ_{τ}) и величин максимального давления цикла p_z . Сокращение межцикловых колебаний параметров процесса сгорания при этом достигается за счет улучшения сгорания в циклах с большой неполнотой и несвоевременностью выделения тепла (с малыми величинами p_z , с большими углами φ_z и φ_{τ}) при одновременном отсутствии циклов с наиболее высокими параметрами.

Отмеченные изменения в протекании процесса сгорания при использовании винтовых впускных каналов характерны и для других нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя.

При этом установлено, что изменения в процессе сгорания и улучшение выходных показателей двигателя проявляются отчетливее с уменьшением нагрузки и снижением частоты вращения коленчатого вала.

Установлено также, что эффективность рабочего процесса с вихревым движением заряда зависит от формы камеры сгорания и интенсивности создаваемого вращательного движения заряда.

Повышение топливной экономичности, антидетонационных качеств и снижение токсичности отработавших газов было получено в двигателях с камерами сгорания, образованными телом вращения в плоскости движения вихря, характер изменения процесса сгорания в которых был рассмотрен выше. В таких камерах сгорания до конца такта сжатия сохраняется симметричное осевое движение заряда, траектории которого показаны на рис. 2, а.

При нарушении симметрии осевого движения заряда элементами камеры сгорания (рис. 2, б) эффективность процесса снижается. В этом случае не полностью устраняются межцикловые колебания относительно ВМТ положения точки φ_c и сохраняются большие межцикловые колебания параметров процесса сгорания по сравнению с аналогичными параметрами двигателя, имеющего симметричную камеру сгорания.

Исследованиями установлено, что повышение интенсивности вихревого движения заряда сопровождается дальнейшим сокращением общей продолжительности процесса сгорания, повышением скорости тепловыделения, обеспечивающих дополнительное улучшение антидетонационных качеств двигателя. Уменьшение общей продолжительности сгорания при этом достигается за счет сокращения как начального $\varphi_{\theta-c}$, так и основного $\varphi_{c+\tau}$ периодов процесса сгорания.

По условию повышения топливной экономичности экспериментально определен предел целесообразного повышения интенсивности вихревого движения заряда. Этот предел определяется совместным влиянием на величину индикаторного КПД двигателя скорости тепловыделения, тепловых потерь и цикловой стабильности процесса сгорания.

При увеличении интенсивности осевого движения заряда выше определенного предела возрастающие тепловые потери не компенсируются увеличением скорости тепловыделения, а межцикловая стабильность процесса сгорания сохраняется практически неизменной.

Результаты исследований показали, что применение процесса с вихревым движением заряда оптимальной интенсивности в двигателе с камерой сгорания, сохраняющей симметричное осевое движение заряда до момента воспламенения, обеспечивает снижение требований к октановому числу топлива на 6—7 пунктов, повышение топливной экономичности двигателя на средних и малых нагрузках на 4—5% и снижение токсичности отработавших газов по CO и CH на 20—30% при одновременном небольшом повышении выбросов оксидов азота NO_x.

Установлено также, что применение процесса с вихревым движением заряда наиболее целесообразно в двигателях с относительно небольшой максимальной частотой вращения коленчатого вала. При увеличении частоты вращения коленчатого вала эффективность процесса снижается, а уменьшение мощности (из-за падения коэффициента наполнения) вследствие возрастающих аэродинамических потерь в винтовых каналах с определенного предела не компенсируется повышением степени сжатия, возможным при улучшении антидетонационных качеств двигателя.

Положительные результаты проведенных исследований явились основанием для работы по практическому применению процесса с вихревым движением заряда в двигателях, находящихся в производстве. Для этого были спроектированы и изготовлены головки блока цилиндров¹ с винтовыми впускными каналами для восьмицилиндрового V-образного двигателя с рабочим объемом 4,25 л. При разработке конструкции учиты-

¹ «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1976, № 2 (Авт. свид. № 503033).

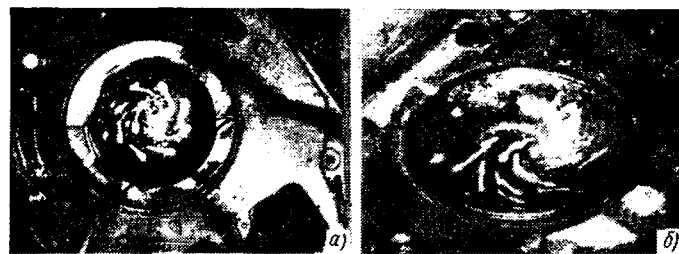


Рис. 2. Траектории движения заряда в камере сгорания: а — камера сгорания в днище поршня; б — камера сгорания полусферическая

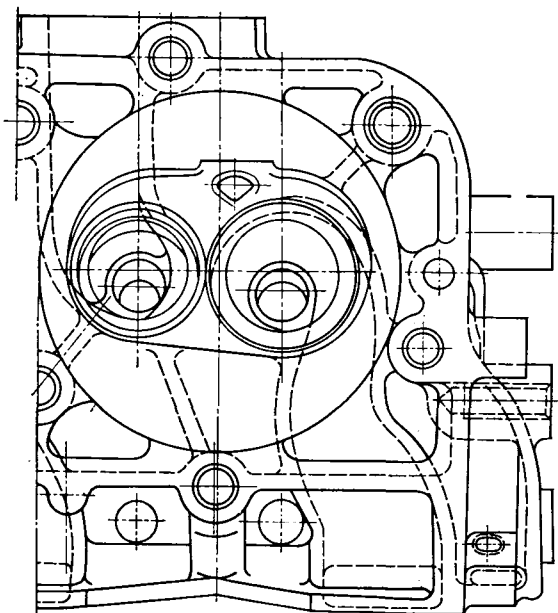


Рис. 3. Конструкция головки блока с винтовыми впускными каналами

вались требования обеспечения максимальной технологической приемственности головки блока, находящейся в производстве, и применения винтового впускного канала оптимальной геометрии для получения необходимой интенсивности вихревого движения заряда при относительно небольших аэродинамических потерях. Форма камеры сгорания не изменилась, а винтовой впускной канал был почти полностью размещен во внутреннем контуре обычного впускного канала при сохранении без изменения положения его входного и выходного сечений. Геометрия канала, положение его спиральной камеры относительно камеры сгорания и свечи зажигания показаны на рис. 3.

Принятое положение спиральной камеры канала предусматривало интенсивную продувку потоком свежей смеси свечи зажигания. Сохранение без изменения формы камеры сгорания объяснялось тем, что при относительно небольшой ее глубине нарушения осевого вращения будут проявляться в меньшей степени.

Эффективность применения процесса с вихревым движением заряда определялась по результатам сравнительных стендовых испытаний двигателя, оборудованного последовательно серийными и экспериментальными головками цилиндров, при степени сжатия $\epsilon = 6,7$.

Показатели рабочего процесса двигателя оценивались по регулировочным характеристикам по составу смеси и результатам детонационных испытаний. Кроме того, для каждого варианта двигателя проводили анализ состава отработавших газов.

Испытания показали, что применение головок цилиндров с винтовыми впускными каналами способствует улучшению экономических и антидетонационных качеств двигателя.

Наибольшее снижение удельных расходов топлива (на 4—5%) было достигнуто на режимах частичных нагрузок при частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин, что обеспечивалось расширением пределов эффективного обеднения по коэффициенту избытка воздуха на 10—15%. При частоте вращения коленчатого вала 3000 об/мин двигателя обоих вариантов имели примерно одинаковую топливную экономичность.

Максимальные требования двигателя к октановому числу топлива с экспериментальными головками снизились в среднем на 5—6 пунктов при уменьшении оптимальных углов опережения зажигания на детонационно-опасных режимах на 10—15° п. к. в.

Мощностные показатели двигателя в диапазоне частот вращения коленчатого вала 800—2600 об/мин при применении экспериментальных головок практически не изменились. При частоте вращения коленчатого вала более 2600 об/мин мощность двигателя с винтовыми впускными каналами несколько понизилась. На номинальном режиме (3200 об/мин) мощность снизилась на 3—4%, что соответствовало практически такому же уменьшению коэффициента наполнения из-за повышенных аэродинамических потерь в винтовых впускных каналах.

Для реализации полученных преимуществ по антидетонационным качествам и топливной экономичности за счет применения головок с винтовыми впускными каналами были проведены работы по определению величины возможного повыше-

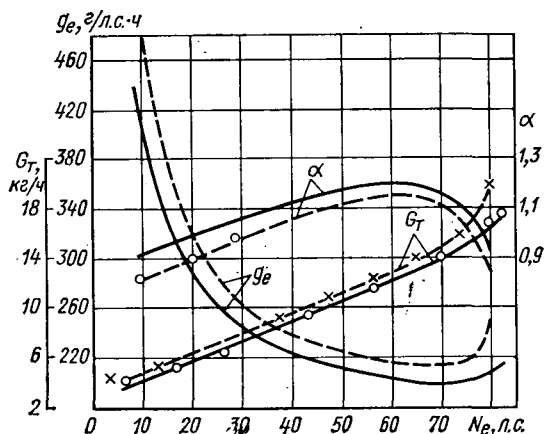


Рис. 4. Нагрузочная характеристика двигателя ($n = 2000$ об/мин, 00пт)

ния степени сжатия двигателя (при использовании бензина А-76) и изменению регулировок карбюратора и автоматов прерывателя-распределителя (в соответствии с характеристиками оптимального регулирования).

Опыты показали, что степень сжатия в двигателе с винтовыми впускными каналами может быть увеличена до 7,4 при сохранении без изменения максимальных требований к октановому числу топлива. Практически во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя оказалось возможным обеднить составы смеси в среднем на 10—15%.

На рис. 4 и 5 приведены результаты сравнительных испытаний двигателя на бензине А-76 с головками блока цилиндров с винтовыми впускными каналами (сплошные линии, $\epsilon = 7,4$) и измененными регулировками карбюратора и угла опережения зажигания, и с серийными головками (штриховые линии, $\epsilon = 6,7$) и принятыми регулировками карбюратора.

Из графиков видно, что реализация возможности повышения степени сжатия и обеднения состава смеси, представляемых рабочим процессом с вихревым движением заряда, обеспечивает существенное улучшение выходных показателей двигателя.

Снижение расхода топлива по нагрузочной характеристике (рис. 4) составляет 6—12%, по скоростной характеристике (рис. 5) 8—9%. Минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике и наименьший расход по нагрузочной характеристике равны соответственно 215 и 200 г/(л.с.ч) против 235 и 215 г/(л.с.ч) у серийного двигателя.

В левой ветви скоростной характеристики в диапазоне частот вращения коленчатого вала 800—2200 об/мин достигнуто увеличение крутящего момента на 3%, максимальный крутящий момент повысился с 29,5 до 29,9 кгс·м.

В правой ветви характеристики при частоте вращения вала больше 2600 об/мин крутящий момент у двигателя с винтовыми каналами на 2% ниже. Номинальная мощность двигателя с опытными и серийными головками при частоте вращения коленчатого вала 3200 об/мин равна соответственно 118 и 120 л.с.

В результате уточнения геометрии винтовых впускных каналов и улучшения качества отливки головок номинальная мощ-

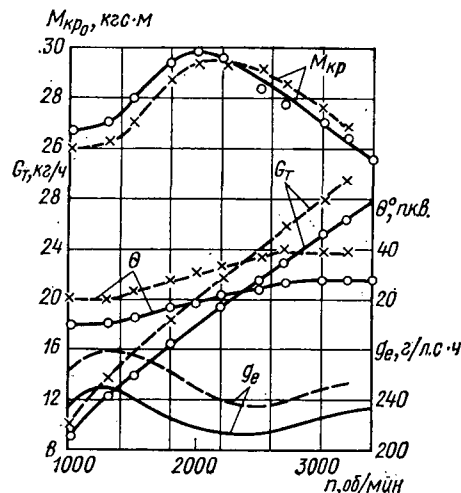


Рис. 5. Скоростная характеристика двигателя

ность двигателя была увеличена до 122—123 л. с., максимальный крутящий момент до 30 кгс·м.

Для определения возможности дальнейшего совершенствования рабочего процесса были проведены эксперименты, установившие влияние формы камеры сгорания на выходные показатели опытного двигателя с вихревым движением заряда. Скругление камеры сгорания путем устранения малого вытеснителя у свечи зажигания, а затем большого на противоположной стороне камеры сгорания позволяет при сохранении высокой топливной экономичности уменьшить выбросы с отработавшими газами СН и NO_x. Снижение содержания СН и NO_x в этом случае, как показала индиферентность рабочего процесса, достигается за счет дальнейшего уменьшения межциклового неустойчивости процесса сгорания.

Для оценки эффективности применения процесса с вихревым движением заряда были проведены сравнительные лабораторно-дорожные и краткие эксплуатационные испытания автомобиля с двигателем, оборудованным серийными головками цилиндров и головками с винтовыми впускными каналами. Полная масса груженого автомобиля составляла 7250 кг, негруженого 3250 кг. Испытания показали, что автомобиль, оборудованный двигателем с вихревым движением заряда, имеет лучшие технико-экономические показатели.

При заездах с постоянно заданными скоростями движения по дороге с горизонтальным профилем (табл. 1) снижение расхо-

Таблица 1

Профиль дороги	Скорость движения в км/ч	Расход топлива в л/100 км с двигателем	
		серийным	с винтовыми каналами
Горизонтальный	20	17,0	16,0
	40	17,6	16,5
	60	21,5	20,0
	80	28,8	27,5
Переменный	40	19,9	17,7
	60	22,2	20,3
	80	26,8	25,5

да топлива составило в среднем 5—8%. Примерно такое же улучшение топливной экономичности автомобиля было получено при заездах с постоянно заданными скоростями движения по дороге с переменным профилем. При этом, как видно из табл. 1, большее снижение расходов топлива (до 10%) получено на малых скоростях движения автомобиля (40 км/ч).

Повышение топливной экономичности автомобиля с двигателем с вихревым движением заряда было подтверждено и другими видами лабораторно-дорожных и эксплуатационных испытаний (табл. 2).

Из табл. 2 видно, что снижение расходов топлива автомобиля с двигателем с винтовыми каналами в зависимости от вида испытаний составляет 5—18%. При этом проявляется отмеченная выше закономерность, эффект в улучшении топлив-

Таблица 2

Вид испытаний	Автомобиль с серийным двигателем		Автомобиль с двигателем с винтовыми каналами	
	полная нагрузка	без нагрузки	полная нагрузка	без нагрузки
Имитация городского движения (одна остановка на 1 км пути) . . .	40,6/34,5*	43,9/26,1	40,8/31,4	44,1/21,4
Городские заезды	30,9/30,7	—	32,5/29,3	—
Участок шоссе Москва—Дмитров	49,5/24,8	—	48,4/23,3	—
Участок шоссе Москва—Ленинград	59,6/25,4	—	57,7/23,5	—

* В числителе приведены данные в км/ч, в знаменателе — в л/100 км.

ной экономичности больше при меньших скоростях движения и меньших нагрузках на автомобиль.

Тягово-скоростные качества автомобилей с обоими вариантами двигателя примерно одинаковые. Однако при некоторых видах испытаний были выявлены преимущества по динамическим качествам автомобиля с двигателем с вихревым движением заряда. Так, время разгона на прямой передаче со скоростью 20—70 км/ч сократилось с 44,2 до 40,0 с. Менее заметные преимущества были получены при заезде с места на 1 км с переключением передач. Время заезда сократилось с 63,9 до 61,3 с.

На стенде с беговыми барабанами была оценена токсичность отработавших газов двигателя с винтовыми каналами на автомобиле. Результаты этих опытов в сопоставлении с данными по автомобилю с серийным двигателем приведены в табл. 3.

Таблица 3

Двигатель	Выброс токсичных веществ в г/км по ездовому циклу		
	СО	СН	NO _x
С винтовыми каналами	25,8	5,1	7,4
Серийный	33,3	5,8	6,9

Из табл. 3 видно, что на переменных режимах движения автомобиля выбросы СО и СН с отработавшими газами двигателя с винтовыми впускными каналами соответственно на 25 и 12% меньше, чем с серийными. В то же время выбросы NO_x примерно на 10% выше.

Проведенная работа в целом показала, что применение процесса с вихревым движением заряда в карбюраторных двигателях является эффективным средством улучшения показателей, позволяющих повысить технико-эксплуатационные качества автомобилей.

УДК 629.113:621.43.005

Влияние некоторых конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на дисбаланс двигателей

Канд. техн. наук А. Д. НАЗАРОВ

Туркменский СХИ им. М. И. Калинина

ДИСБАЛАНС двигателей заметно влияет на их вибрацию, уровень шума и долговечность [1—3]. Причем разные двигатели даже одной модели в массовом производстве имеют различные значения дисбаланса. Проведение теоретических и экспериментальных исследований по определению и нормированию остаточного дисбаланса двигателей имеет большое практическое значение.

Определим значения дисбаланса D в плоскостях уравновешивания четырехцилиндрового рядного (рис. 1, а) и восьмицилиндрового V-образного двигателей (рис. 1, б) в зависимости от различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

На оси поршневого пальца и шатунной шейки сосредоточены массы деталей, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движения. Отклонения массы деталей кривошипно-шатунного механизма от номинального значения вызывают в этих точках неуравновешенные массы:

для деталей, совершающих поступательное движение,

$$\Delta m_j = \pm \Delta m_{п.ц} \pm \Delta m_{ш.п} \pm \Delta m_{п.к} \pm \Delta m_c,$$

для деталей, совершающих вращательное движение,

$$\Delta m_R = \pm \Delta m_k \pm \Delta m_{ш.к} \pm \Delta m_{в},$$

где $\Delta m_{п.ц}$, $\Delta m_{ш.п}$, $\Delta m_{п.к}$, Δm_c , Δm_k , $\Delta m_{ш.к}$ и $\Delta m_{в}$

— отклонения от номинального значения массы соответственно поршня, поршневого пальца, верхней головки шатуна, комплекта поршневых колец, стопорных колец, колена вала, нижней головки шатуна и шатунных вкладышей.

Исходя из условия неизменности кинетической энергии кривошипно-шатунного механизма, приведем массу Δm_j к оси шатунной шейки. Учитывая, что скорость поршня [4]

$$v_{п} = r\omega (\sin \alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha),$$

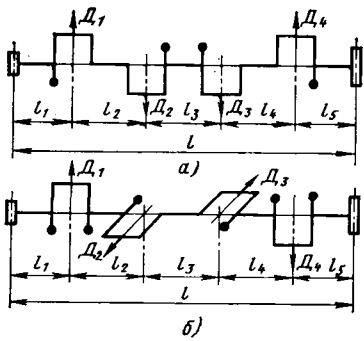


Рис. 1. Схемы коленчатого вала двигателей четырехцилиндрового рядного (а) и восьмицилиндрового V-образного (б)

где r — радиус кривошипа;
 ω — угловая скорость коленчатого вала;
 $\lambda = r/l_{ш}$;
 $l_{ш}$ — длина шатуна, после ряда математических преобразований получим

$$\Delta m_{jn} = 0,5(1 + 0,25\lambda^2)\Delta m_j. \quad (1)$$

Для существующих моделей двигателей $\lambda = 0,25 \div 0,30$ [5]. Тогда для расчетов можно принять

$$\Delta m_{jn} \approx 0,5\Delta m_j. \quad (2)$$

При расчетах необходимо пользоваться уравнением (1), в котором Δm_{jn} определяется осреднением истинных значений приведенной массы.

Суммарная неуравновешенная масса, приведенная к оси шатунной шейки, вычисляется

$$\Delta m_{np} = \Delta m_n \pm 0,5(1 + 0,25\lambda^2)\Delta m_j, \quad (3)$$

где $m_n = m_{ш.к} + m_p$ — масса деталей кривошипно-шатунного механизма, совершающих вращательное движение.

Суммарная неуравновешенная масса Δm_{np} на радиусе r вызывает дисбаланс

$$D_i = \Delta m_{np} r.$$

В общем случае каждое колено кривошипа имеет дисбаланс D_i . Сочетания всех D_i определяют дисбаланс двигателя в плоскостях маховика $D_{м1}$ и шкива коленчатого вала $D_{ш1}$. Если дисбалансы на кривошипах направлены, как на рис. 1, то для рядного четырехцилиндрового двигателя

$$D_{м1} = r l^{-1} (\pm \Delta m_{np1} l_1 \mp \Delta m_{np2} a \mp \Delta m_{np3} b \pm \Delta m_{np4} c); \quad (4)$$

$$D_{ш1} = r l^{-1} (\pm \Delta m_{np1} a_1 \mp \Delta m_{np2} b_1 \mp \Delta m_{np3} c_1 \pm \Delta m_{np4} l_5), \quad (5)$$

для V-образного восьмицилиндрового двигателя

$$D_{м1} = r l^{-1} \times \sqrt{(\pm \Delta m_{np1} l_1 \mp \Delta m_{np4} c)^2 + (\pm \Delta m_{np3} b \mp \Delta m_{np2} a)^2}; \quad (6)$$

$$D_{ш1} = r l^{-1} \times \sqrt{(\pm \Delta m_{np1} a_1 \mp \Delta m_{np4} l_5)^2 + (\pm \Delta m_{np3} c_1 \mp \Delta m_{np2} b_1)^2}, \quad (7)$$

где $a = l_1 + l_2$; $a_1 = l_2 + l_3 + l_4 + l_5$;
 $b = l_1 + l_2 + l_3$; $b_1 = l_3 + l_4 + l_5$;
 $c = l_1 + l_2 + l_3 + l_4$;
 $c_1 = l_4 + l_5$.

Из уравнений (4) и (7) следует, что наибольшие остаточные дисбалансы в обеих плоскостях уравновешивания, вызываемые разницей масс деталей кривошипно-шатунного механизма, наблюдаются, когда детали кривошипно-шатунного механизма первого и четвертого цилиндров имеют максимальное положительное, а второго и третьего цилиндров — максимальное отрицательное отклонения по массе (для рядного двигателя); когда отклонения масс, приведенные к оси первой и третьей шатунных шеек имеют максимальное положительное, а к оси второй и четвертой шатунных шеек — максимальное отрицательное значения для восьмицилиндрового V-образного двигателя.

Радиус кривошипа r двигателей имеет определенный допуск. Различное значение r в разных кривошипах приводит к появлению составляющей дисбалансов $D_{м2}$ и $D_{ш2}$. Определим их значения для исследуемых двигателей.

Дисбаланс, вызываемый отклонением значения r на Δr_i ,

$$D_i = m_{np} \Delta r_i,$$

а масса деталей кривошипно-шатунного механизма, приведенная к оси шатунной шейки,

$$m_{np} = m_R + 0,5(1 + 0,25\lambda^2)m_j, \quad (8)$$

где $m_j = m_n + m_{п.п} + m_{ш.п} + m_{п.к} + m_c$ — массы деталей, совершающих возвратно-поступательное движение;

m_n , $m_{п.п}$, $m_{ш.п}$, $m_{п.к}$ и m_c — массы соответственно поршня, поршневого пальца, верхней головки шатуна, комплекта поршневых колец и стопорных колец.

Каждое колено кривошипа имеет дисбаланс D_i . Принимая для всех цилиндров величину m_{np} одинаковой, определим зна-

чения дисбаланса в плоскостях маховика $D_{м2}$ и $D_{ш2}$, возникающего из-за отклонения значения r от номинальной величины (векторы D_i направлены, как на рис. 1):

для четырехцилиндрового рядного двигателя

$$D_{м2} = m_{np} l^{-1} (\pm \Delta r_1 l_1 \mp \Delta r_2 a \mp \Delta r_3 b \pm \Delta r_4 c); \quad (9)$$

$$D_{ш2} = m_{np} l^{-1} (\pm \Delta r_1 a_1 \mp \Delta r_2 b_1 \mp \Delta r_3 c_1 \pm \Delta r_4 l_5); \quad (10)$$

для восьмицилиндрового V-образного двигателя

$$D_{м2} = m_{np} l^{-1} \sqrt{(\pm \Delta r_1 l_1 \mp \Delta r_4 c)^2 + (\pm \Delta r_3 b \mp \Delta r_2 a)^2}; \quad (11)$$

$$D_{ш2} = m_{np} l^{-1} \sqrt{(\pm \Delta r_1 a_1 \mp \Delta r_4 l_5)^2 + (\pm \Delta r_3 c_1 \mp \Delta r_2 b_1)^2}. \quad (12)$$

При балансировке коленчатых валов V-образных двигателей устанавливают на шатунные шейки грузы массой

$$m_r = m_R + m_{jn} + m_m + m_{п.п}, \quad (13)$$

где m_m и $m_{п.п}$ — масса соответственно масла в полости шатунной шейки и двух пробок, приведенная к оси шатунной шейки.

В случае приведения массы m_j к оси шатунной шейки рекомендуется принимать [4]

$$m_{jn} \approx 0,5 m_j$$

или

$$m_{jn} = 0,5(1 + 0,25\lambda^2)m_j.$$

Из-за разницы значений m_{jn} , определенных по этим формулам, масса m_r , вычисляемая по уравнению (13), имеет пониженное значение. В этом случае при сборке двигателя на каждой шатунной шейке появляется дисбаланс $D = 0,125 \lambda^2 m_j r$, который вызывает в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала V-образных восьмицилиндровых двигателей дисбалансы

$$D_{м3} = D_{ш3} = 0,125 \lambda^2 m_j r l^{-1} \sqrt{(c - l_1)^2 + l_5^2}. \quad (14)$$

Используя данные табл. 1 и 2, а также уравнений (3)–(14),

Таблица 1

Наименование детали	Номинальная масса детали в г	Допустимое отклонение массы детали от ее номинального значения в г
Поршень	530	± 2
Поршневой палец	145	± 1
Головка шатуна:		
верхняя	265/225	± 2
нижняя	595/750	± 2
Комплект поршневых колец	56/49	—
Стопорные кольца	4	—
Шатунные вкладыши	52/60	—

Примечание. Целые числа — для двигателей рабочим объемом 4,25 и 2,45 л; дробные числа: числитель для двигателя рабочим объемом 4,25 л, знаменатель — 2,45 л.

Таблица 2

Параметр	Номинальное значение параметра в см	Допустимое отклонение от номинального значения в мкм
Радиус кривошипа r	4,0/4,6	± 50
Длина шатуна:		
$l_{ш}$	15,6/16,8	± 50
l_1	19,8/17,0	—
$l_2 = l_3 = l_4$	12,3/11,6	—
l_5	15,2/12,0	—
l	71,9/63,8	—
Диаметр шеек коленчатого вала:		
коренных D_k	7,0/6,4	13
шатунных $D_{ш}$	6,0/5,8	-13
Длина внутренней полости шеек:		
коренных $l_{к.ш}$	3,0/3,8	—
шатунных $l_{ш.ш}$	6,0/4,6	—
Диаметр внутренней полости шеек:		
коренных d_k	4,0/3,2	—
шатунных $d_{ш}$	3,5/3,2	—

Примечание. Пояснение к данным см. в табл. 1.

определим максимально возможные значения дисбалансов $D_{мi}$ и $D_{шi}$ для двигателей рабочим объемом 4,25 и 2,45 л. При расчетах учитывали, что на каждую шатунную шейку коленчатого

Факторы, вызывающие дисбаланс двигателей	Максимальное значение дисбаланса в плоскости в г·см		Среднее значение дисбаланса в плоскости в г·см		Факторы, вызывающие дисбаланс двигателей	Максимальное значение дисбаланса в плоскости в г·см		Среднее значение дисбаланса в плоскости в г·см	
	маховика	шкива	маховика	шкива		маховика	шкива	маховика	шкива
Отклонение массы деталей кривошипно-шатунного механизма от номинального значения (D_1):					Увеличение зазора в коренных подшипниках ($D_{кр}$)	106/52	44/33	62/36	26/20
по ТУ	54,6/45,2	48,1/38,6	27,3/22,6	24/19,3	Накопление в полости шатунных шеек продуктов износа и грязи (D_2)	94/56	87/60	48/29	40/31
фактическое	77,4/79,4	68/67,6	38,7/39,7	34/33,8	Увеличение зазора:				
Отклонение радиуса кривошипа от номинального значения (D_3):					в шлицевом соединении первичного вала коробки передач с ведомым диском (D_3)	31/12,7	—	31/12,7	—
по ТУ	17,4/14	45,3/11,9	8,7/7	7,6/5,9	в подшипниках осей рычагов включения сцепления (D_4)	33/17,5	—	33/17,5	—
фактическое	29/27,8	25,5/23,8	14,5/13,9	12,7/11,9	Суммарный дисбаланс двигателя в сборе при его поступлении в первый капитальный ремонт ($D_{кр}$), рассчитанный исходя из:				
Неточность расчета грузов, устанавливаемых на шатунные шейки при балансировке коленчатых валов (D_5)	35,5	35,5	35,5	35,5	допустимых отклонений по ТУ фактических отклонений	195/128	117/82,3	116/72,8	65/43,4
Остаточный дисбаланс: коленчатого вала с маховиком и сцеплением в сборе (D_6):					фактических отклонений	208/153	132/107	122/86,2	73/56
по ТУ	30/35	15/15	15/17,5	7,5/7,5	остаточного дисбаланса ($D_{пр}$)	205/151	126/105	125/87,1	67/54,7
фактический	50/60	30	28/35,8	17/16,7	Замена поршня и поршневых колец номинального размера на ремонтные (D_7):				
ведомого диска сцепления (D_6) шкива коленчатого вала (D_6):	25,4/14,2	—	12,7/7,1	—	первый ремонт	11,6	11,6	11,6	11,6
по ТУ	—	15/15	—	7,5/7,5	второй ремонт	23,3	23,3	23,3	23,3
фактический	—	25	—	14,6/14,8	третий ремонт	35,2	35,2	35,2	35,2
Суммарный дисбаланс двигателя в сборе ($D_{пр}$), рассчитанный исходя из:					Суммарный дисбаланс двигателя в сборе при отклонениях параметров деталей в пределах допуска, правильном расчете балансировочных грузов и качественной балансировке ведомого диска сцепления двигателя:				
допустимых отклонений по ТУ фактических отклонений	78,1/60,6	65,2/45,6	49,8/30,3	44,9/22,8	нового ($D_{пт}$)	69,5/60,6	54,6/45,6	35/30,3	27,6/22,8
фактических отклонений	106/104	89,6/81,6	62,6/55,7	55,4/42,2	поступившего в первый капитальный ремонт ($D_{кр,р}$)	163/100	111/82,3	96,6/59,4	54,4/43,4
Остаточный дисбаланс двигателя в сборе ($D_{пр}$), определенный на балансировочном станке	100/100	80/80	67,5/56,8	47,1/40,4					
Поворот ведомого диска сцепления (D_8)	100/80	—	53/42,1	—					

Примечание. Целые числа — для двигателя рабочим объемом 4,25 л; дробные числа: числитель для двигателя рабочим объемом 4,25 л, знаменатель — 2,45 л.

вала двигателя рабочим объемом 4,25 л установлено по два шатуна. Результаты расчета приведены в табл. 3.

Вращающиеся детали двигателей балансируются с определенным допуском на остаточный дисбаланс (табл. 4). Этот допуск

Таблица 4

Деталь	Масса детали в кг	Допустимый остаточный дисбаланс в г·см
Шкив коленчатого вала	1,2/1,5	15
Коленчатый вал в сборе с маховиком и сцеплением:		
плоскость маховика	60/40	30/35
плоскость шкива	—	15
Ведомый диск сцепления	3,1/1,27	18/10*

* Остаточный дисбаланс 18 и 10 г·см допускается в каждом из двух взаимно перпендикулярных направлениях, тогда результирующий допустимый дисбаланс составит для двигателей рабочим объемом 4,25 и 2,45 л соответственно $18\sqrt{2}$ и $10\sqrt{2}$ г·см или 25,4 и 14,2 г·см (остальные данные объяснены в примечании табл. 1).

вызывает составляющую дисбаланса двигателей в плоскостях маховика $D_{м.с}$ и шкива $D_{ш.с}$. Максимальные значения указанных дисбалансов для исследуемых двигателей приведены в табл. 3. Коленчатый вал с маховиком и сцеплением в сборе балансируется сверлением маховика. Ведомый диск при работе на автомобиле после каждого выключения сцепления занимает случайное относительно маховика угловое положение. Это вызывает дополнительный дисбаланс двигателя D_5 , максимальное значение которого равно допуску на остаточный дисбаланс D_5 ведомого диска сцепления. Дисбаланс в передней плоскости уравновешивания двигателей вызывает и остаточный дисбаланс D_6 шкива коленчатого вала.

Двигатели будут иметь наибольший дисбаланс в плоскостях маховика $D_{м.макс}$ и шкива $D_{ш.макс}$, когда составляющие $D_{м.с}$ и $D_{ш.с}$ максимальны. Если у деталей кривошипно-шатунного механизма параметры не имеют отклонений, вызывающих дисбаланс, то $D_{и.мин}$ и $D_{ш.лп}$ равны нулю.

Дисбалансы $D_{м.с}$ и $D_{ш.с}$ являются случайными величинами. Поэтому суммарный дисбаланс двигателей также относится к случайным величинам. Следовательно, рассеивание значений

этих величин можно анализировать методами теории вероятностей и математической статистики.

Очевидно, что для массового производства двигателей значения случайных величин $D_{м.с}$ и $D_{ш.с}$ распределены по нормальному закону. Вероятность получения максимальных или минимальных значений $D_{м.с}$ и $D_{ш.с}$ в этом случае ничтожно мала [6], и расчет остаточного дисбаланса двигателей по этим маловероятным значениям привел бы к неправильным выводам. Зная закон распределения, максимальное и минимальное значения дисбалансов, определим наиболее вероятные значения остаточного дисбаланса в плоскостях уравновешивания рассматриваемых двигателей. Наиболее вероятным значением является математическое ожидание (среднее значение) дисбалансов [6]

$$D_{м.с}^2 = \sum_1^i D_{м.с}^2 \text{ и } D_{ш.с}^2 = \sum_1^i D_{ш.с}^2, \quad (15)$$

где $D_{м.с}$, $D_{ш.с}$ — средние значения составляющих дисбаланса двигателя в плоскостях маховика и шкива, вызываемого i -м конструктивным, технологическим или эксплуатационным фактором.

Уравнения (15) справедливы и для максимальных значений дисбалансов. С учетом принятых допущений имеем [7]

$$D_{м.с} = 0,5 D_{м.макс} \text{ и } D_{ш.с} = 0,5 D_{ш.макс}. \quad (16)$$

Значения составляющих и суммарного дисбалансов исследуемых двигателей приведены в табл. 3.

Таким образом, наиболее вероятные значения дисбаланса $D_{пр}$ рассматриваемых двигателей, вызываемого допусками на массу, размеры и взаимное расположение, а также на остаточный дисбаланс деталей кривошипно-шатунного механизма, соответственно 49,8 и 30,3 г·см для плоскости маховика и 44,9 и 22,8 г·см для плоскости шкива. Из табл. 3 видно, что значения дисбаланса $D_{пр}$ двигателей в сборе в условиях производства, полученные расчетным путем на основании допусков на параметры, вызывающие дисбаланс, меньше фактических значений $D_{пр}$, определенных на балансировочном станке фирмы Шенк (ФРГ). Это объясняется следующим. При расчетах принимали, что поршневые и стопорные кольца, колено вала и шатунные вкладыши не имеют отклонений массы от ее номинального значения. В массовом производстве все детали двигателя рабочим объемом 2,45 л имеют отклонение массы, обусловленное допусками на размеры этих деталей и технологическими погрешностями при изготовлении [8].

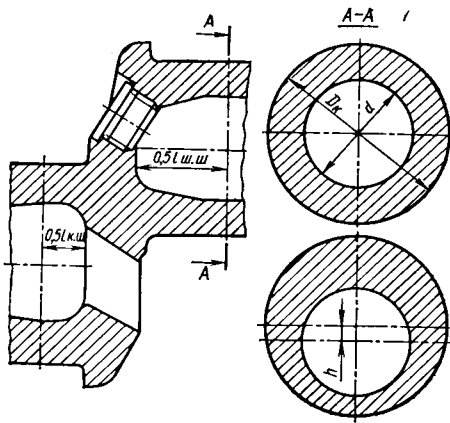


Рис. 2. Сечения коренных и шатунных шеек коленчатого вала двигателя

Остаточный дисбаланс коленчатого вала в сборе с маховиком и сцеплением, шкива и отклонения r и $l_{ш}$ от номинального несколько превышают допустимые значения [8]. Аналогичные отклонения параметров и у другого рассматриваемого двигателя. Из табл. 3 видно, что теоретические значения дисбаланса двигателей, полученные исходя из действительных отклонений параметров деталей, заметно не отличаются от его фактических значений, определенных на балансировочном станке.

Установлено, что одной из основных причин повышенного дисбаланса заготовок и обработанных коленчатых валов является неточная отливка внутренней полости их шеек. С использованием положения, изложенного в работе [9], выведено уравнение для определения дисбаланса, вызываемого разностенностью шеек коленчатого вала:

$$D_{р.ш.и} = K_i h, \quad (17)$$

где $K_i = 0,785d_i^2 l_i \rho = \text{const}$;

h , d_i и l_i — соответственно смещение центра, диаметр и длина внутренней полости шейки (рис. 2); ρ — плотность материала коленчатого вала.

Для рассматриваемых двигателей при $\rho = 7,45$ г/см³ коэффициент $K_i = 281$ и 227 для коренных шеек и $K_i = 428$ и 274 — для шатунных. Каждая шейка имеет дисбаланс $D_{р.ш.и}$. Используя уравнения (4)–(7), можно вывести формулу для определения дисбаланса двигателей, возникающего из-за разностенности h шеек коленчатого вала.

Из рис. 2 видно, что для рядного четырехцилиндрового двигателя дисбалансы $D_{р.ш.и}$ при любом знаке h уравновешиваются высверливанием металла из противовесов. Если центры тяжести коренных и шатунных шеек коленчатого вала, восьмицилиндрового V-образного двигателя вследствие их разностенности смещены в противоположную сторону от противовеса, то вал нельзя балансировать. В этом случае тяжелая точка находится вне сектора противовеса.

Шкив коленчатого вала балансируется отдельно от вала. Вследствие этого при его установке на коленчатый вал ввиду погрешностей в технологии изготовления и сборки геометрические оси не совпадают, что вызывает дополнительный дисбаланс двигателя в плоскости шкива:

$$D_{ш} = e_{ш} m_{ш}, \quad (18)$$

где $e_{ш}$ — эксцентриситет между геометрическими осями шкива и коленчатого вала;

$m_{ш}$ — масса шкива.

При сборке двигателя из-за эксцентриситета ступицы шкива коленчатого вала и шестерни распределения в плоскости шкива появляется дисбаланс, значение которого определяется по уравнению, аналогичному равенству (18). Дисбаланс двигателя

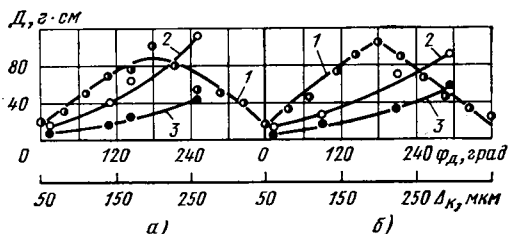


Рис. 3. Изменение дисбаланса D двигателя в плоскости маховика в зависимости от угла поворота φ ведомого диска сцепления (кривая 1); влияние зазора Δ_k в коренных подшипниках коленчатого вала на дисбаланс двигателя в плоскостях маховика (кривая 2) и шкива (кривая 3): а — восьмицилиндровый V-образный двигатель; б — четырехцилиндровый рядный двигатель

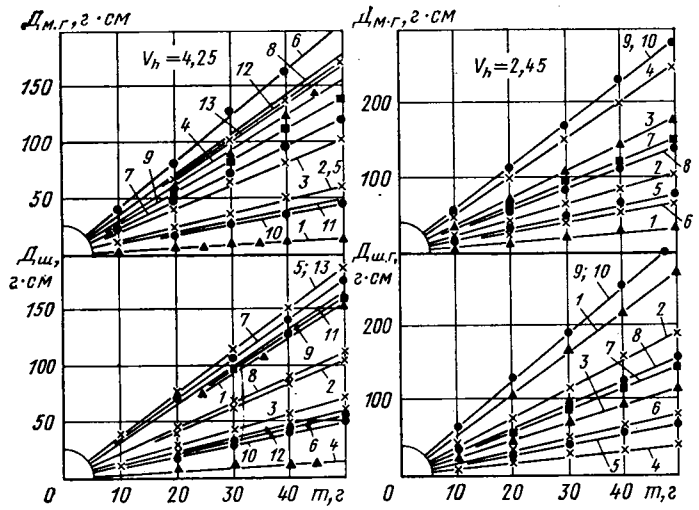


Рис. 4. Влияние массы груза m в полости шатунных шеек на дисбаланс в плоскостях уравновешивания коленчатого вала двигателей; грузы установлены в шатунные шейки: I (1); II (2); III (3); IV (4); I и II (5); III и IV (6); I и III (7); II и IV (8); I и IV (9); II и III (10); I, II и III (11); II, III и IV (12); I, II, III и IV (13) (1–13 — номера кривых)

зависит также от зазора в коренных подшипниках и от биения коренных шеек.

При эксплуатации дисбаланс двигателей увеличивается во время поворота ведомого диска сцепления (рис. 3). Это является следствием низкого качества его балансировки (статическая балансировка) и смещения оси диска относительно оси вращения коленчатого вала, наблюдаемого при каждом выключении сцепления и обусловленного наличием зазора в шлицевом соединении. Значения дисбаланса D_c от указанного фактора приведены в табл. 3.

С увеличением зазора Δ_k в коренных подшипниках ось вращения коленчатого вала не совпадает с его геометрической осью, что вызывает возрастание дисбаланса в плоскостях уравновешивания двигателей (см. рис. 2). Для двигателей рабочим объемом 4,25 л предельным является $\Delta_k = 245 \div 265$ мкм [10], а средним для этих двигателей, поступивших в первый капитальный ремонт, $\Delta_k = 191$ мкм [11]. В табл. 3 приведены значения дисбаланса в плоскостях маховика $D_{м.к}$ и шкива $D_{ш.к}$ для исследуемых двигателей при предельном и среднем зазорах в коренных подшипниках. При этом принято, что значения указанных зазоров для рассматриваемых двигателей одинаковы.

Во время эксплуатации двигателей в полости шатунных шеек вследствие центробежной очистки масла накапливаются продукты износа и грязь, масса которых в разных шейках даже одного и того же коленчатого вала различна. Это является причиной появления составляющего дисбаланса в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала двигателей, определяемого из уравнений для рядного четырехцилиндрового двигателя

$$D_{м.г} = l^{-1} [m_1 l_1 (r + r_1) - m_2 a (r + r_2) - m_3 b (r + r_3) + m_4 c (r + r_4)]; \quad (19)$$

$$D_{ш.г} = l^{-1} [m_1 a_1 (r + r_1) - m_2 b_1 (r + r_2) - m_3 c_1 (r + r_3) + m_4 l_5 (r + r_4)], \quad (20)$$

для восьмицилиндрового V-образного двигателя

$$D_{м.г} = l^{-1} \sqrt{[m_1 l_1 (r + r_1) - m_4 c (r + r_4)]^2 + [m_3 b (r + r_3) - m_2 a (r + r_2)]^2}; \quad (21)$$

$$D_{ш.г} = l^{-1} \sqrt{[m_1 a_1 (r + r_1) - m_4 l_5 (r + r_4)]^2 + [m_3 c_1 (r + r_3) - m_2 b_1 (r + r_2)]^2}, \quad (22)$$

где $m_i = m_{r_i} - m_{m_i}$ (m_{r_i} — масса продуктов износа и грязи в i -й шатунной шейке, m_{m_i} — масса масла с объемом, равным объему массы m_{r_i});

r_i — расстояние от оси шатунной шейки до центра тяжести массы m_{r_i} .

Экспериментальные данные влияния массы продуктов износа и грязи в полости шатунных шеек на дисбаланс рассматриваемых двигателей приведены на рис. 4. Сравнение значений $D_{м.г}$ и $D_{ш.г}$, вычисленных по формулам (19)–(22) и полученных экспериментальным путем, показывает, что они существенно не отличаются.

Благодаря исследованиям рассматриваемых двигателей, поступивших в первый капитальный ремонт, установлено, что значение $m_{гi}$ достигает соответственно 40 и 20 г, а разность значений $m_{гi}$ в разных шейках — 20 и 12 г. С учетом этих данных и применением формул (19)—(22), а также с учетом данных, приведенных на рис. 4, определены наиболее вероятные значения дисбалансов $D_{гmax}$ и $D_{гс}$ для исследуемых двигателей (см. табл. 3).

При эксплуатации двигателя из-за износа шлицевого соединения первичного вала коробки передач с ведомым диском центр тяжести последнего во время каждого выключения сцепления смещается относительно оси вращения коленчатого вала. Это приводит к появлению дисбаланса

$$D_{в} = \delta_{в} m_{в}, \quad (23)$$

где $\delta_{в}$ — зазор в шлицевом соединении;

$m_{в}$ — масса ведомого диска сцепления.

Вызывает дисбаланс и износ подшипников осей рычагов включения сцепления, когда центр тяжести нажимного диска сцепления смещается от оси вращения коленчатого вала. Появляющийся из-за этого дисбаланс $D_{п}$ пропорционален зазору $\delta_{п}$ в указанных подшипниках и определяется по формуле, аналогичной равенству (23). Значения $D_{в}$ и $D_{п}$ приведены в табл. 3 для исследуемых двигателей при $\delta_{в} = 0,1$ мм и $\delta_{п} = 0,03$ мм.

С использованием полученных данных и уравнения (15) рассчитаны максимальное и среднее значения дисбаланса $D_{к.р}$ двигателей при их поступлении в первый капитальный ремонт (см. табл. 3). Видно, что значение $D_{к.р}$ в плоскостях маховика и шкива двигателя рабочим объемом 4,25 л соответственно в 1,85 и 1,42 раза и двигателя рабочим объемом 2,45 л в 1,58 и 1,41 раза больше дисбаланса $D_{п}$ новых двигателей. Это хорошо согласуется с данными эксплуатационных испытаний.

С установкой в двигатель ремонтных поршней и поршневых колец увеличивается дисбаланс V-образных двигателей. Объясняется это тем, что на заводе-изготовителе коленчатые валы балансируются с помощью грузов, рассчитанных на поршни и кольца номинального размера. Масса ремонтных поршней и поршневых колец больше, чем номинальных.

Дисбалансы в плоскостях уравнивания восьмицилиндровых V-образных двигателей, вызываемые заменой поршней и поршневых колец номинального размера на ремонтные, можно определить по формуле

$$D_{м.рi} = D_{ш.рi} = 0,5(1 + 0,25\lambda^2)(\Delta m_{пi} + \Delta m_{п.кi}) r l^{-1} \times \sqrt{(c - l_1)^2 + l_2^2},$$

где $\Delta m_{пi}$ и $\Delta m_{п.кi}$ — разность массы i-го ремонтного и номинального поршня и комплекта поршневых колец.

Масса поршней первого, второго и третьего ремонтных размеров для исследуемых двигателей больше номинальных соответственно на 5, 10 и 15 г, а комплекта поршневых колец — на 0,3; 0,6 и 1,0 г.

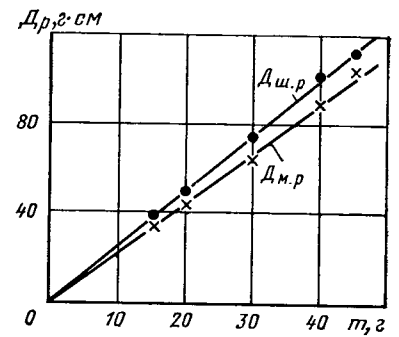
Расчетные значения $D_{м.рi}$ и $D_{ш.рi}$ для двигателей рабочим объемом 4,25 л приведены в табл. 3. Они хорошо согласуются с данными, полученными экспериментальным путем (рис. 5).

Анализ полученных данных показывает, что основными факторами, вызывающими дисбаланс двигателей в производстве, являются отклонения массы деталей кривошипно-шатунных механизмов от ее номинального значения и неточность расчета балансируемых грузов, а в эксплуатации — низкое качество балансировки ведомого диска сцепления, увеличение зазора в коренных подшипниках и накопление в полости шатунных шеек продуктов износа и грязи. Снижению дисбаланса двигателей способствует внедрение балансируемых грузов с уточненной массой, а также статическая балансировка в динамическом режиме ведомых дисков сцепления. Это позволяет уменьшить дисбаланс новых восьмицилиндровых V-образных двигателей в плоскостях маховика и шкива соответственно в 1,42 и 1,63 раза, а при их поступлении в первый капитальный ремонт — в 1,2 и 1,95 раза. Дисбаланс четырехцилиндровых рядных двигателей в плоскости маховика при их поступлении в первый капитальный ремонт уменьшается в 1,23 раза.

Снижению дисбаланса двигателей в эксплуатации способствует внедрение полнопоточного фильтра тонкой очистки масла, так как в этом случае уменьшается масса продуктов износа и грязи в полости шатунных шеек.

Исходя из влияния дисбаланса на интенсивность и неравномерность износа коренных шеек коленчатого вала, а также вибрации и шума двигателя, допустимые значения дисбаланса

Рис. 5. Изменение среднего значения дисбаланса двигателя ЗМЗ-53 в плоскостях маховика и шкива в зависимости от суммарной массы поршня и комплекта поршневых колец



должны составлять 100 г·см в обеих плоскостях уравнивания двигателя рабочим объемом 4,25 и 150 и 100 г·см в плоскостях соответственно маховика и шкива коленчатого вала двигателя рабочим объемом 2,45 л [3]. Сопоставление этих значений с данными табл. 3 показывает, что действительные значения дисбаланса в плоскостях уравнивания при сборке исследуемых двигателей даже в случае выхода значений отклонений массы, размеров, взаимного расположения и остаточного дисбаланса деталей кривошипно-шатунных механизмов за пределы допуска, не превышают предельно допустимых. Это свидетельствует о том, что на массу, размеры, взаимное расположение и остаточный дисбаланс деталей кривошипно-шатунных механизмов рассматриваемых двигателей установлены очень жесткие допуски. Расчеты показали, что допуски на параметры, приведенные в табл. 1, 2 и 4, можно увеличить в 1,5—4 раза. При этом дисбаланс исследуемых двигателей будет находиться в допустимых пределах.

Таким образом, дисбаланс в плоскостях уравнивания двигателей зависит от множества конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. При эксплуатации дисбаланс двигателей увеличивается. В случае увеличения допусков на массу, размеры, взаимное расположение и остаточный дисбаланс деталей кривошипно-шатунных механизмов в 1,5—4 раза значения дисбаланса двигателей не превысят допустимых. Это необходимо учитывать при расчете и нормировании дисбаланса двигателей.

Расчет остаточного дисбаланса двигателей различных моделей в зависимости от рассмотренных выше факторов можно осуществлять, используя формулы и положения, изложенные в данной работе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Назаров А. Д., Гороховский Л. Д., Цой И. М. Исследование влияния дисбаланса двигателей ЗМЗ-53 на уровни их вибраций. — В сб.: Конструкции автомобилей. М., НИИНавтопром, 1974, № 12, с. 26—34.
2. Назаров А. Д., Гороховский Л. Д. Определение шума и вибрации двигателей. — В сб.: Конструкции автомобилей. М., НИИНавтопром, 1975, № 10, с. 45—52.
3. Назаров А. Д. Неравномерный износ коренных шеек коленчатых валов двигателей. — Вестник машиностроения, 1976, № 6, с. 18—21.
4. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. / Под ред. Ю. А. Степанова. М., Машиностроение, 1964, 552 с.
5. Автомобильные двигатели. / Под ред. М. С. Хохаха. М., Машиностроение, 1967, 495 с.
6. Гурский Е. И. Теория вероятностей с элементами математической статистики. М., Высшая школа, 1971, 328 с.
7. Назаров А. Д., Гороховский Л. Д., Цой И. М. Остаточный дисбаланс двигателей. — В сб.: Конструкции автомобилей. М., НИИНавтопром, 1976, № 11, с. 13—20.
8. Назаров А. Д. Повышение долговечности и снижение вибрации и шума двигателей. — Автомобильный транспорт, 1977, № 7, с. 39—41.
9. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. М., Наука, 1968, 478 с.
10. Назаров А. Д., Цой И. М., Григорьев Е. А. Исследование неравномерности зазора в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала двигателей ЗМЗ-53. — Автомобильная промышленность, 1976, № 10, с. 9—12.
11. Назаров А. Д., Цой И. М., Григорьев Е. А. Исследование зазоров в коренных подшипниках коленчатых валов двигателя ЗМЗ-53. — В сб.: Конструкции автомобилей. М., НИИНавтопром, 1974, № 9, с. 3—13.

Пути повышения производительности городских автобусов

Канд техн. наук А. В. ЧАНКОВ

ВКЭМавтобуспром

В НАСТОЯЩЕЕ время для оценки качества и эффективности разработанных конструкций автобусов приняты системные методы исследований, позволяющие всесторонне оценить совершенство автобусов, конструкция которых разработана, испытания образцов проведены и технология изготовления и ремонта принята.

Особенностью предлагаемого системного метода оценки является то, что он проводится в два этапа — на стадии выбора конструктивной схемы автобуса и на стадии выбора узлов, агрегатов шасси и кузова.

Системный метод оценки и выбора оптимальных конструктивных схем автобусов (рис. 1) включает: оптимизацию основных размерных параметров автобуса и его пассажировместимости; статическую нагрузочную характеристику; динамическую характеристику; расчетные формулы для оценки безопасности конструктивной схемы автобуса при любом, в том числе неравномерном распределении полезной нагрузки; оптимизацию топливной экономичности с учетом влияния установки двигателя и других агрегатов на основные параметры и показатели конструктивной схемы автобуса, в том числе производительность перевозок.

В качестве функции цели системы принята производительность перевозок

$$w_{\Gamma} = k_{\text{эк}} n_{\text{общ. ср. эк}} v_{\text{ср. эк}} a_{\text{и}},$$

где $k_{\text{эк}}$ — коэффициент, не зависящий от конструкции автобуса, $k_{\text{эк}} = D_{\text{к}} \beta T_{\text{н}} \eta_{\text{н}}$ ($D_{\text{к}}$ — количество календарных дней в году, β — коэффициент использования пробега, $T_{\text{н}}$ — среднее время в наряде, $\eta_{\text{н}}$ — коэффициент использования времени наряда);

$n_{\text{общ. ср. эк}}$ — средняя эксплуатационная пассажировместимость;

$v_{\text{ср. эк}}$ — средняя эксплуатационная скорость;

$a_{\text{и}}$ — коэффициент использования автобуса.

Расчет и оптимизацию параметров и показателей, входящих в функцию цели, проводим на основе предложенного системного метода, используя аналитические зависимости и критерий оптимизации для размерной, статической нагрузочной и динамической характеристик автобуса.

Последовательность расчета строго соответствует последовательности проектирования и позволяет на каждом этапе создания конструкции провести оптимизацию параметров.

На первом этапе проводим сравнение параметров и показателей разработанных конструктивных схем A_{n_i} с их допустимыми значениями $[A_{n_i}]$, заданными в технико-эксплуатационных и специальных требованиях, типажах автобусов и других нормативных документах и являющимися исходными данными, т. е.

$$A_{n_i} \leq [A_{n_i}].$$

Перспективные автобусы должны иметь лучшие показатели, чем предшествующие отечественные и зарубежные модели. Это положение ограничивает количество вариантов конструктивных схем, принимаемых для исследования.

Оптимизацию планировок пассажирского помещения и вместимости автобуса проводим по абсолютным величинам полезной площади $F_{\text{п}}$, суммарным потерям габаритной площади $\Sigma \Delta F_{\Gamma}$ и удельным показателям $k_{\text{к}}$, $k_{\text{пл}}$, $\gamma_{\text{сид}}$, характеризующим относительные потери габаритной площади при принятой компоновке автобуса и планировке салона. Эти показатели позволяют при анализе вместимости исключить различные значения коэффициента комфортабельности $k_{\text{комф}}$ и различные соотношения числа мест для стояния $n_{\text{ст}}$ к числу мест для сидения $n_{\text{сид}}$ и характеризуют размерную экономичность автобуса.

Средняя эксплуатационная вместимость

$$n_{\text{общ. ср. эк}} = \gamma_{\text{эк}} n_{\text{общ}},$$

где $\gamma_{\text{эк}}$ — среднее значение коэффициента наполнения автобуса или использования вместимости [1, 2];
 $n_{\text{общ}}$ — общая номинальная вместимость,

$$n_{\text{общ}} = \frac{F_{\text{сид}}}{\gamma_{\text{сид}}} + \frac{F_{\text{ст}}}{\gamma_{\text{ст}}};$$

$$n_{\text{общ}} = \frac{F_{\Gamma} k_{\text{к}} k_{\text{пл}}}{\gamma_{\text{ст}} + k_{\text{комф}} (\gamma_{\text{сид}} - \gamma_{\text{ст}})};$$

здесь $k_{\text{к}} = \frac{F_{\text{к}}}{F_{\Gamma}}$ ($F_{\text{к}}$ — свободная полезная площадь, F_{Γ} — габаритная площадь),

$$k_{\text{пл}} = \frac{F_{\text{пол}}}{F_{\text{к}}} = \frac{F_{\text{сид}} + F_{\text{ст}}}{F_{\text{к}}} \text{ — коэффициент использования полезной площади } F_{\text{пол}} \text{ при принятой планировке автобуса; } F_{\text{сид}}, F_{\text{ст}} \text{ — площадь для сидения и стояния;}$$

$$k_{\text{комф}} = \frac{1}{1 + \frac{F_{\text{ст}} \gamma_{\text{сид}}}{F_{\text{сид}} \gamma_{\text{ст}}}},$$

$\gamma_{\text{сид}}$, $\gamma_{\text{ст}}$ — норма площади для сидения и стояния одного пассажира;

$$k_{\Gamma} = k_{\text{к}} k_{\text{пл}} = 1 - \frac{\Sigma \Delta F}{F_{\Gamma}}.$$

Для городских автобусов $k_{\text{комф}} = 0,26 \div 0,30$; $\gamma_{\text{сид}} \geq 0,315 \text{ м}^2/\text{пас}$; $\gamma_{\text{ст}} = 0,2 \div 0,125 \text{ м}^2/\text{пас}$. В работе [3] при расчетах до 1990 г. для городских автобусов рекомендуется принимать $k_{\text{комф}} = 0,42 \div 0,46$; $\gamma_{\text{сид}} \geq 0,315 \text{ м}^2/\text{пас}$; $\gamma_{\text{ст}} = 0,33 \div 0,2 \text{ м}^2/\text{пас}$. С учетом приведенных значений среднегодовой производительности автобуса

$$w_{\Gamma} = k_{\text{эк}} \gamma_{\text{эк}} \frac{F_{\Gamma} k_{\text{к}} k_{\text{пл}}}{\gamma_{\text{ст}} + k_{\text{комф}} (\gamma_{\text{сид}} - \gamma_{\text{ст}})} v_{\text{ср. эк}} a_{\text{и}}.$$

Из размерных параметров производительность перевозок прямо пропорциональна габаритной площади автобуса F_{Γ} , коэффициентом использования габаритной площади при принятой конструктивной схеме $k_{\text{к}}$, $k_{\text{пл}}$ и обратно пропорциональна удельной площади для сидения $\gamma_{\text{сид}}$.

Для серийных иготавливаемых к производству городских автобусов $k_{\text{к}} = 0,65 \div 0,80$; $k_{\text{пл}} = 0,90 \div 0,97$; $\gamma_{\text{сид}} \approx 0,35$; для лучших аналогов ФРГ типа VOV II и перспективного отечественного автобуса МИР 11-630 коэффициенты $k_{\text{к}} = 0,79 \div 0,86$; $k_{\text{пл}} = 0,92 \div 0,99$ и $\gamma_{\text{сид}} \approx 0,32$.

При выборе вариантов планировок пассажирского помещения необходимо стремиться к минимальным потерям площади $\Sigma \Delta F$ и соответственно вместимости максимальной грузоподъемности автобуса, т. е.

$$n_{\text{общ}} \leq \frac{G_{\text{пол}}^{\text{max}}}{\Delta g} = \frac{G_{\Gamma} - G_{\text{сн}}^{\text{min}}}{\Delta g},$$

где $G_{\text{пол}}^{\text{max}}$ — допустимая грузоподъемность автобуса;

Δg — принятая масса одного пассажира с учетом массы багажа;

G_{Γ} — полная масса автобуса;

$G_{\text{сн}}^{\text{min}}$ — минимальная снаряженная масса автобуса.

Статическая нагрузочная характеристика является графоаналитическим методом расчета допустимой грузоподъемности автобуса, исходя из ограничений нагрузок на дорогу и его агрегаты [4]. Все зависимости (для нагруженной характеристики) рассчитаны с использованием коэффициента грузоподъем-

ности $k_B = \frac{G_{пол}}{G_{сн}}$, являющегося основным показателем материалоемкости автобуса. Оптимизацию k_B в статике, т. е. его максимизацию, проводят, исходя из полного использования грузоподъемности всех узлов и агрегатов и допустимых нагрузок на дорогу

$$G_{пол}^{max} = k_B^{max} G_{сн}^{min}$$

При расчете снаряженной массы $G_{сн}$ критериями оптимизации приняты удельные показатели масс ρ_i узлов, агрегатов и элементов шасси и кузова. Методика расчета снаряженной массы и ее оптимизация приведены в работе [5].

Для случая $n_{общ} = n_{общ}^{max}$

$$n_{общ} = \frac{k_B^{max} G_{сн}^{min}}{\Delta g},$$

$$w_{г} = k_{эк} \gamma_{эк} \frac{k_B^{max} G_{сн}^{min}}{\Delta g} v_{ср.эк} \alpha_n.$$

Таким образом, производительность автобуса прямо пропорциональна допустимой полезной нагрузке и коэффициенту грузоподъемности, максимальная величина которого соответствует минимальному значению снаряженной массы. Для серийных отечественных автобусов $k_B = 0,6 \div 0,7$.

Применение более рациональных конструктивных схем и агрегатов, соответствующих грузоподъемности автобуса, позволит повысить k_B до 0,72—0,82.

Для оценки влияния на производительность перевозок тягово-скоростных свойств используется динамическая характеристика автобуса.

Принятые для новых городских автобусов двух- и трехрядные планировки, большие накопительные площадки, установка силовых агрегатов со смещением к борту приводят к значительной разности реакций левых и правых колес, которая составляет более 5%.

Это показывает необходимость разработки новых графоаналитических методов решения уравнения движения (силового баланса, динамического паспорта), выведенных из условий равенства реакций левых и правых ведущих колес, а также допущения, что тяговая сила по сцеплению не прямо пропорциональна полной массе автобуса.

Такая динамическая характеристика позволяет рассчитать среднюю эксплуатационную скорость $v_{ср.эк}$ с учетом любой величины и любого расположения полезной нагрузки, а также опорно-сцепных свойств автобуса:

$$v_{ср.эк} = \frac{S_M}{t_{дв} + t_{з.п} + t_{св} + t_{ост} + t_0},$$

где время движения $t_{дв}$ и простоя на промежуточных остановках $t_{ост}$ определяется тягово-скоростными свойствами автобуса и параметрами его конструктивной схемы, а длина перегона или маршрута S_M , время задержки у нерегулируемого перекрестка $t_{з.п}$ и у светофора $t_{св}$, время простоя на конечной остановке t_0 не зависят от конструкции автобуса [1, 6]. При этом тяговая сила по сцеплению рассчитывается по наименее нагруженному ведущему колесу.

Для средней эксплуатационной скорости, когда тяговая сила определяется не только мощностью двигателя, но и опорно-сцепными свойствами автобуса, можно записать

$$v_{ср.эк} = \sum_{\varphi=\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} v_{ср.эк} \varphi \delta_{\varphi};$$

$$v_{ср.эк} \varphi = \sum_{i=k_B^{min}}^{k_B^{max}} v_{ср.эк} \varphi_i k_{ti},$$

где $v_{ср.эк}$ — средняя эксплуатационная скорость при определенном значении коэффициента φ сцепления колеса с дорогой;

$v_{ср.эк} \varphi_i$ — средняя эксплуатационная скорость при постоянном значении φ и переменном значении пассажиронагруженности;

δ_{φ} — доля транспортной работы, выполняемой при определенном значении φ ;

k_{ti} — период работы автобуса по времени или пробегу при определенном значении пассажиронагруженности.

После преобразований окончательно получим

$$v_{ср.эк} = \sum_{\varphi=\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} \delta_{\varphi} \left(\sum_{i=k_B^{min}}^{k_B^{max}} v_{ср.эк} \varphi_i k_{ti} \right);$$

$$w_{г}^{n_{общ}} = k_{эк} \gamma_{эк} \frac{F_{г} k_{к} k_{пл}}{\gamma_{ст} + k_{комф} (\gamma_{сн} - \gamma_{ст})} \times$$

$$\times \left[\sum_{\varphi=\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} \delta_{\varphi} \left(\sum_{i=k_B^{min}}^{k_B^{max}} v_{ср.эк} \varphi_i k_{ti} \right) \right] \alpha_n;$$

$$w_{г}^{k_B} = k_{эк} \gamma_{эк} \frac{k_B^{max} G_{сн}^{min}}{\Delta g} \times$$

$$\times \left[\sum_{\varphi=\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} \delta_{\varphi} \left(\sum_{i=k_B^{min}}^{k_B^{max}} v_{ср.эк} \varphi_i k_{ti} \right) \right] \alpha_n.$$

Динамическая характеристика, показанная на рис. 2, представляет собой совокупность номограммы (а) динамического фактора для всех значений нагрузок $D = f(k_B)$ и тяговой характеристики (б) $P_{г} = f(v_a)$ по условиям сцепления ведущих колес с дорогой $P_{сц} = f(k_B, c_x, c_y, c_z, \varphi, f)$.

По динамической характеристике проведем расчет основных показателей динамики (максимальной скорости v_{max} ; удельной мощности $\rho_{Ne} = \frac{N_e}{(1+k_B)G_{сн}}$; углов подъема, преодолеваемых автобусом на низшей $tg \alpha_n$ и высшей передачах $tg \alpha_b$, а также подъемов, исходя из условия сцепления ведущих колес с дорогой $(tg \alpha)_{сц}$; ускорения $\frac{dv}{dt}$, времени t и пути S

при разгоне и торможении, в том числе при условии, что эти показатели зависят только от опорно-сцепных свойств автобуса) и определяем для заданных условий эксплуатации среднюю эксплуатационную скорость $v_{ср.эк}$.

Аналитические зависимости для построения динамической характеристики и расчета основных показателей динамики приведены ниже.

Тяговая сила по сцеплению наименее нагруженного ведущего колеса автобуса с передним приводом

$$P_{сц} = P_{z1} \left(1 - \frac{2y_{сн}}{y_{к1}} c_y \right) \varphi;$$

с задним приводом

$$P_{сц} = P_{z2} \left(1 - \frac{2y_{сн}}{y_{к2}} c_y \right) \varphi,$$

где P_{z1} и P_{z2} — вертикальные реакции на ведущий мост; $y_{к1}$, $y_{к2}$ — колеи передних и задних ведущих колес.

Учитывая, что буксование практически возможно при малых скоростях ($P_w = 0$), то для случая движения на подъем с углом α значения радиальных реакций определяются из уравнений:

$$P_{z1}^a = \frac{G_{сн}(1+k_B)}{x_L} \left\{ \cos \alpha (x_{сн} c_x - r f) - \right.$$

$$\left. - \sin \alpha z_{сн} c_z - \frac{1}{g} [z_{сн} c_z + (\delta - 1) r] \frac{dv}{dt} \right\};$$

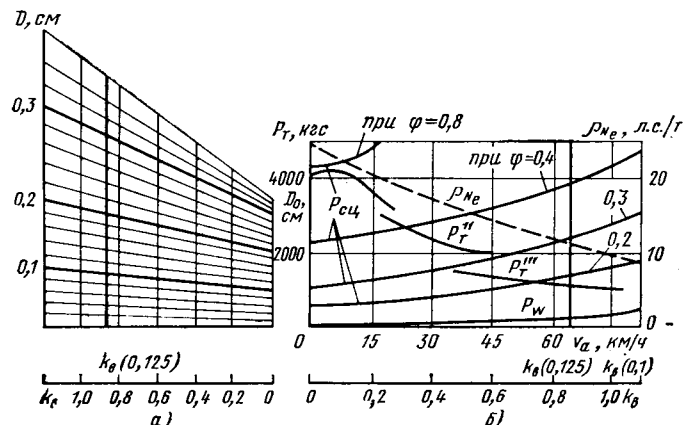


Рис. 2. Динамическая характеристика городского автобуса (D , D_0 — динамический фактор соответственно при $k_B = 0$ и k_B^{max} ; P_w — сила сопротивления воздуха; $k_B(0,125)$ и $k_B(0,1)$ — коэффициент грузоподъемности соответственно при $\gamma_{ст} = 0,125 \text{ м}^2$ и $\gamma_{ст} = 0,1 \text{ м}^2$)

$$P_{z2}^a = \frac{G_{\text{сн}}(1+k_B)}{x_L} \left\{ \cos \alpha (x_L - x_{\text{сн}}c_x + rf) + \sin \alpha z_{\text{сн}}c_z + \frac{1}{g} [z_{\text{сн}}c_z + (\delta - 1)r] \frac{dv}{dt} \right\},$$

где $x_{\text{сн}}, y_{\text{сн}}, z_{\text{сн}}$ — координаты центра масс автобуса в снаряженном состоянии;
 x_L — база автомобиля;
 φ, f — коэффициенты сцепления колеса с дорогой и сопротивления качения;
 δ — коэффициент учета вращающихся масс;
 r — радиус качения колеса;
 g — ускорение свободного падения.

Расположение полезной нагрузки определяется коэффициентами изменения реакций в статике

$$c_x = \frac{1 + \frac{x_{\text{п}}}{x_{\text{сн}}} k_B}{1 + k_B}; \quad c_y = \frac{1 + \frac{y_{\text{п}}}{y_{\text{сн}}} k_B}{1 + k_B}; \quad c_z = \frac{1 + \frac{z_{\text{п}}}{z_{\text{сн}}} k_B}{1 + k_B},$$

где $x_{\text{п}}, y_{\text{п}}, z_{\text{п}}$ — координаты расположения полезной нагрузки.
 Наибольшее значение ускорений, исходя из условия сцепления колес с дорогой наименее нагруженного ведущего колеса для автобуса:
 с передним приводом

$$\left(\frac{dv}{dt} \right)_{\text{п.п. max}} = \frac{x_{\text{сн}}c_x \cos \alpha - \left[\frac{x_L}{(\varphi + f) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к1}}} c_y \right)} + r \cos \alpha \right] f - \left[\frac{x_L}{(\varphi + f) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к1}}} c_y \right)} + z_{\text{сн}}c_z \right] \sin \alpha}{\left[\frac{x_L}{(\varphi + f) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к1}}} c_y \right)} + r \right] \delta + (z_{\text{сн}}c_z - r)} g;$$

с задним приводом

$$\left(\frac{dv}{dt} \right)_{\text{з.п. max}} = \frac{(x_L - x_{\text{сн}}c_x) \cos \alpha - \left[\frac{x_L}{(\varphi + f) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к2}}} c_y \right)} - r \cos \alpha \right] f - \left[\frac{x_L}{(\varphi + f) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к2}}} c_y \right)} - z_{\text{сн}}c_z \right] \sin \alpha}{\left[\frac{x_L}{(\varphi + f) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к2}}} c_y \right)} - r \right] \delta - (z_{\text{сн}}c_z - r)} g.$$

Коэффициент учета влияния вращающихся масс автобуса: с механической трансмиссией на режимах разгона

$$\delta_{\text{мех}} = 1 + (AJ_{\text{м}}i_{\text{кп}}^2 + B) \frac{1}{(1 + k_B)G_{\text{сн}}},$$

с гидропередачей

$$\delta_{\text{ГМП}} = 1 + \left[A \left(J_{\text{н}}k \frac{dn_{\text{н}}}{dn_{\text{т}}} + J_{\text{т}} \right) i_{\text{кп}}^2 + B \right] \frac{1}{(1 + k_B)G_{\text{сн}}},$$

где $A = \frac{i_0^2 \eta_{\text{ГП}} g}{r^2}$, $B = \frac{\Sigma J_{\text{кГ}} g}{r^2}$;

$J_{\text{к}}, J_{\text{м}}, J_{\text{н}}, J_{\text{т}}$ — моменты инерции колес автобуса, маховика, насоса гидропередачи, турбины гидропередачи и жестко связанных с ними деталей;

$\eta_{\text{ГП}}$ — КПД трансмиссии;

$i_{\text{кп}}, i_0$ — передаточное число коробки передач и главной передачи;

k — коэффициент трансформации гидротрансформатора;

$\frac{dn_{\text{н}}}{dn_{\text{т}}}$ — величина приращений частот вращения насоса

и турбины гидротрансформатора.

Максимальные углы подъема, преодолеваемого автобусом с передним или задним приводом, по условиям сцепления ведущих колес с дорогой могут быть получены из выражений

$$(\text{tg } \alpha)_{\text{п.п. max}} =$$

$$= \frac{x_{\text{сн}}c_x \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к1}}} c_y \right) (\varphi + f) - f \left[x_L + x_L + z_{\text{сн}}c_z \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к1}}} c_y \right) (\varphi + f) + r \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к1}}} c_y \right) (\varphi + f) \right]}{x_L + z_{\text{сн}}c_z \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к1}}} c_y \right) (\varphi + f)};$$

$$(\text{tg } \alpha)_{\text{з.п. max}} =$$

$$= \frac{(x_L - x_{\text{сн}}c_x) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к2}}} c_y \right) (\varphi + f) - f \left[x_L - x_L - z_{\text{сн}}c_z \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к2}}} c_y \right) (\varphi + f) - r \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к2}}} c_y \right) (\varphi + f) \right]}{x_L - z_{\text{сн}}c_z \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к2}}} c_y \right) (\varphi + f)}.$$

Если принять поперечное распределение массы по осям одинаковым ($c_y = 0$), то получим зависимость $(\text{tg } \alpha)_{\text{з.п. max}}$, предложенную акад. Е. А. Чудаковым.

Для случая торможения автобуса на горизонтальном участке дороги, пренебрегая сопротивлением воздуха при торможении всех колес, можно записать

$$\left(\frac{dv}{dt} \right)_{\text{т}}^{\text{max}} = \left[\left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к}}} c_y \right) \varphi + f \right] g.$$

Осевая поперечная сила, вызывающая занос автобуса, имеющего значительную разность поперечного распределения массы по осям:

$$P_{yM_{\text{пов}}} = \frac{G_{\text{сн}}(1+k_B) \left(1 - \frac{2y_{\text{сн}}}{y_{\text{к}}} c_y \right) \varphi y_{\text{сн}}c_y}{x_L}.$$

Скорости заноса и опрокидывания при любом расположении полезной нагрузки

$$v_3 = 3,6y_R \sqrt{\frac{g\varphi}{y_R - y_{\text{сн}}c_y}};$$

$$v_{\text{опр}} = 3,6y_R \sqrt{\frac{g x_L \left(\frac{y_{\text{к}}}{2} + y_{\text{сн}}c_y \right)}{x_{\text{сн}}c_x z_{\text{сн}}c_z (y_R - y_{\text{сн}}c_y)}};$$

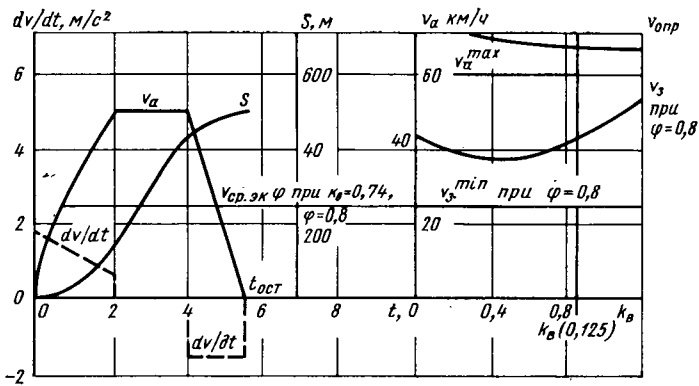


Рис. 3. Режим движения городского автобуса [v_a^{max} = 60 км/ч (по Правилам дорожного движения для городских автобусов)]

где R — радиус поворота автобуса.
 Для сравнительной оценки перспективных автобусов СССР и ВНР проведен расчет показателей динамики автобуса МИР 11-630 (рис. 3). На этом рисунке даны величины скорости, ускорения, интенсивности разгона и торможения при циклическом движении автобуса, когда расстояние между остановками равно 500 м. Автобус полностью соответствует требованиям безопасности движения, так как скорость заноса v_a автобуса превышает допустимую (25 км/ч при равномерном движении по кругу диаметром 25 м и коэффициенте сцепления колес с дорогой $\varphi=0,8$), а максимальная скорость циклического движения v_a не превышает допустимую правилами дорожного движения (для городских автобусов 60 км/ч).
 Среднее время простоя на промежуточной остановке

$$t_{ост} = \frac{n_{общ} S_M}{S_{ср.пас}} t_{по} + \Delta t_{ост},$$

где $S_{ср.пас}$ — средняя длина поездки пассажиров;
 $\Delta t_{ост}$ — дополнительное время простоя на остановке без учета времени пассажирообмена.

Удельное время $t_{по}$ пассажирообмена по методике, предложенной институтом АУТОКУТ (ВНР):

$$t_{по} = \frac{t_{вх}}{k_{п} \Sigma d},$$

где $k_{п} = \frac{100}{\frac{n_{общ}}{\Sigma d} t_{вх, вых}}$;

$$t_{вх} = \frac{S_{п}}{v_1} + \frac{H}{v_2} + \Sigma t_{ш},$$

где H — высота пола;
 $S_{п}$ — ширина горизонтальной проекции ступенек, равная 300 мм;
 $t_{ш}$ — время, необходимое на перемену шага, равное в среднем 0,3 с;
 v_1 — горизонтальная составляющая скорости входа, равная в среднем 0,5 м/с;
 v_2 — вертикальная составляющая скорости входа, равная в среднем 1,5 м/с;
 $k_{п}$ — коэффициент потока;
 Σd — суммарное количество условных одинарных дверей;
 $t_{вх}, t_{вых}$ — время входа (выхода) одного пассажира.

Топливная экономичность зависит от расхода топлива Q , отнесенного к транспортной работе автобуса,

$$g_{\tau} = \frac{Q}{\omega_{г}}.$$

На основе экспериментальных исследований серийных и подготавливаемых к производству городских автобусов, а также

расчетов параметров и показателей конструктивных схем перспективных автобусов [7, 8], проведенных на ЭВМ при помощи предложенного системного метода, можно сделать следующие выводы.

1. Основное влияние на среднегодовую производительность оказывает вместимость автобуса. Уменьшение высоты пола до 630—540 мм, установка двигателей под пассажирскими сиденьями или рабочим местом водителя, более рациональный выбор основных размеров автобуса (габаритной длины, базы, шага шпангоутов, рабочего места водителя и т. д.) позволят принять $k_k \approx 0,825$; $k_{п.тс} \approx 0,955$, а производительность городских автобусов увеличить до 16%.

2. Анализ статических нагрузочных характеристик и удельных показателей масс показывает, что максимальную грузоподъемность ($k_b \approx 1,0$) имеют автобусы с идеальным распределением массы по осям при предельной нагрузке, у которых каждый агрегат подобран в строгом соответствии с его грузоподъемностью и выходными характеристиками.

Для этого требуется организация производства специальных модификаций дизелей, семейства специальных гидромеханических и механических коробок передач, передних управляемых осей, ведущих мостов и специальных шин.

Применение специальных автобусных агрегатов позволит снизить материалоемкость серийных и подготавливаемых к производству автобусов до 18%.

3. Среднегодовая производительность автобусов, имеющих одинаковые параметры конструктивных схем, но разные нагрузки на ведущий мост (0,66 G_T ; 0,6 G_T и 0,5 G_T), при увеличении расстояния между остановками от 500 до 700 м возрастает на 10—20%, а при снижении коэффициента сцепления шин с дорогой от 0,75 до 0,25 уменьшается на 9—30%.

4. Динамические характеристики показали, что по опорно-сцепным параметрам автобусы с передним расположением двигателя не соответствуют перспективным технико-эксплуатационным требованиям. Это относится к углу подъема, преодолеваемого автобусом, т. е. $\text{tg } \alpha \cdot 100 = 20\%$ при $\varphi=0,4$.

5. Для автобусов с передним приводом наиболее рациональной является нагрузка на ведущий мост, превышающая 0,55 G_T , а для автобусов с задним приводом 0,5 G_T .

6. Время разгона автобуса уменьшается в 1,5—2 раза при изменении коэффициента сцепления φ от 0,15 до 0,8.

7. Существенное влияние на время входа (выхода) пассажира оказывает количество ступенек и высота пола. При высоте пола 725—900 мм и двух ступеньках на входе это время составляет около 4 с, при высоте 630 мм и одной ступеньке — 2,8 с, при 360 мм — 1,7 с.

8. При выборе силовой установки, трансмиссии, ходовой части необходимо исходить не только из уменьшения общего расхода топлива Q на 100 км, но и из того, что применяемые агрегаты должны обеспечить оптимальные параметры и показатели конструктивной схемы автобуса, а следовательно, и максимальную производительность перевозок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Великанов Д. П. Эффективность автомобиля. М., Транспорт, 1969. 239 с.
2. Осецгулов В. В. Автобусы. М., Машиностроение, 1971, 312 с.
3. Великанов Д. П. Перспективные типы автомобилей и требования к их развитию на период до 1990 г. — Автомобильный транспорт, 1978, № 2, с. 27—31.
4. Осецгулов В. В., Чанков А. В. Методика выбора конструктивных схем автобусов. — Автомобильная промышленность, 1973, № 11, с. 15—21.
5. Чанков А. В. Оптимизация материалоемкости автобусов и пути экономии материалов. — Науч. тр. / ВКЭИавтобуспром, 1978, с. 25—40.
6. Говорущенко Н. Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. Киев. Вища школа, 1971. 232 с.
7. Осецгулов В. В., Чанков А. В. Выбор конструктивных схем перспективных городских автобусов. — НИИНавтопром. Конструкции автомобилей, 1973, № 8, с. 3—40.
8. Смирнов И. В., Чанков А. В., Присяжный П. И. Перспективный городской автобус. — Автомобильная промышленность, 1976, № 7, с. 15—16.

Выбор дорожных неровностей и режимов движения при прочностных испытаниях деталей ходовой части автомобиля

Канд. техн. наук С. Я. МАРГОЛИС, Б. М. ШЛИОМОВИЧ

ВНИИМАШ

ИССЛЕДОВАНИЕ влияния размеров и формы неровностей, а также скоростного режима движения на нагруженность деталей ходовой части при прочностных испытаниях автомобиля весьма актуально.

Известные рекомендации по выбору размеров и формы неровностей [1] для создания экстремальных нагрузок на ходовую часть автомобиля существенно отличаются друг от друга. Отсутствие в них данных по скоростному режиму движения при прочностных испытаниях затрудняет сопоставление результатов, полученных различными исследователями.

На примере балки заднего моста автомобиля описана математическая модель и показано ее использование для расчета нагрузок, возникающих при переезде характерных дорожных неровностей.

Получаемые аналитические зависимости нагрузок от конструктивных параметров автомобиля (от распределения масс и жесткостей в системе кузов — подвеска — мост — шина — дорога) и от формы и размеров дорожных неровностей позволяют выбрать оптимальную единичную неровность и режим движения при проведении экспериментальных исследований нагруженности деталей ходовой части автомобиля.

Для определения наиболее существенных факторов при нагружении, например, балки заднего моста автомобиля используется математическая модель, которая имеет ряд допущений, позволяющих сделать ее удобной для практического использования:

- 1) участвующие в процессе нагружения моста распределенные массы и жесткости представлены системой упругосвязанных сосредоточенных масс;
- 2) упругие взаимодействия рассматриваются приближенно с постоянными коэффициентами упругости;
- 3) опорная поверхность считается абсолютно твердой.

Мосты автомобиля нагружаются в дорожных условиях изгибающими моментами в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также крутящим моментом. Авторами рассмотрены только напряжения от изгиба в вертикальной плоскости. Эти напряжения оказывают наибольшее влияние на долговечность и прочность балок задних мостов. Для выбранного нагружения наиболее показательными являются неровности, симметричные относительно середины колеи. Эти неровности вызывают только симметричные искажения упругих элементов системы.

Представим неровность в виде суммы четной и нечетной частей (рис. 1). Деформации, возникающие при подъеме левого колеса на высоту ξ_n и правого — на ξ_p от постоянного уровня отсчета $O-O$, разлагаются согласно принципу суперпозиции на сумму симметричных и несимметричных относительно вертикальной плоскости $\pi-\pi$. Симметричные деформации системы возникают при подъеме обоих колес на средний уровень $\xi_c = 0,5(\xi_n + \xi_p)$, а несимметричные — при подъеме одного и опускании другого колеса одновременно на одинаковую величину $\Delta\xi = 0,5|\xi_n - \xi_p|$. Различие точек приложения сил реакции опорной поверхности и рессор создает плечо длиной Δl (от ступицы до рессорной площадки), на котором эти силы образуют изгибающий момент. При одновременной реакции обоих колес на одинаковую неровность, т. е. $\xi_n = \xi_p = \xi_c$, балка моста нагружается одинаковыми по величине и противоположными по направлению моментами M_n и M_p (рис. 2, а). В результате балка испытывает симметричный изгиб в вертикальной плоскости. Если во время движения одно колесо опусти-

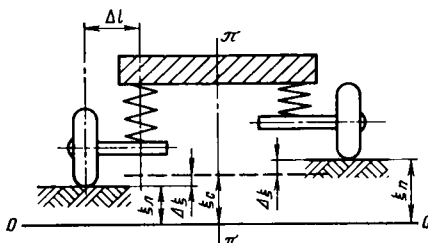


Рис. 1. Схема изменения деформации системы при подъеме правого и левого колес

лось на $\Delta\xi$, а другое одновременно на такую же величину поднялось, т. е. $\xi_n = -\xi_p = \Delta\xi$ (рис. 2, б), то изгиб практически близок к нулю (в середине балки равен нулю).

Математическая модель. Рассмотрим систему кузов — подвеска — мост, как систему из двух сосредоточенных масс, связанных друг с другом через упругость рессор C_p , а с опорной поверхностью — через упругость шин $C_{ш}$ (рис. 3).

Вертикальные смещения центров сосредоточенных масс описываются системой уравнений

$$\begin{cases} M\ddot{Y} = 2F_p - Mg; \\ m\ddot{y} = 2F_{ш} - 2F_p - mg, \end{cases} \quad (1)$$

где M — поддрессоренная масса, приходящаяся на рассматриваемую ось;

m — неподдрессоренная масса моста;

Y и y — вертикальные координаты соответствующих сосредоточенных масс M и m относительно абсолютно неподвижного постоянного уровня отсчета $O-O$ (не опорной поверхности);

$F_p, F_{ш}$ — силы сжатия рессор и шин;

при качении

$$F_p = C_p [(y - y_{ст}) - (Y - Y_{ст})] + \frac{M}{2} g,$$

при подскоке

$$F_{ш} = \begin{cases} C_{ш} [\xi - (y - y_{ст})] + \frac{M+m}{2} g \\ 0 \end{cases}$$

($y_{ст}$ и $Y_{ст}$ — статические значения координат y и Y ; ξ — высота неровности отсчета).

Подставив выражение сил в систему (1) и введя для краткости обозначения

$$C_1 = 2C_p (Y_{ст} - y_{ст})^*; C_2 = 2C_{ш} y_{ст}, \quad (2)$$

получим системы уравнений для режима качения

$$\begin{cases} M\ddot{Y} = 2C_p (y - Y) + C_1; \\ m\ddot{y} = 2C_{ш} (\xi - y) - 2C_p (y - Y) - C_1 + C_2 \end{cases} \quad (3)$$

и для режима подскока

$$\begin{cases} M\ddot{Y} = 2C_p (y - Y) + C_1; \\ m\ddot{y} = 2C_p (Y - y) - C_1 - (M + m) g. \end{cases} \quad (4)$$

Уравнения (4) впервые были получены и решены д-ром техн. наук В. В. Осепацговым при подстановке в первое уравнение системы

$$y = Y + \frac{M\ddot{Y} - C_1}{2C_p}.$$

* Если размер рессоры в свободном состоянии $l_{р0}$, а шины g_0 , то $C_1 = 2 C_p l_{р0} - Mg$, $C_2 = 2 C_{ш} g_0 - (M + m) g$, однако удобнее измерять $Y_{ст}$ и $y_{ст}$.

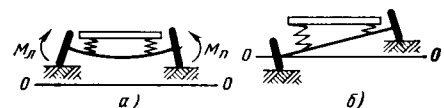


Рис. 2. Схема нагружения балки моста при различных подъемах колес

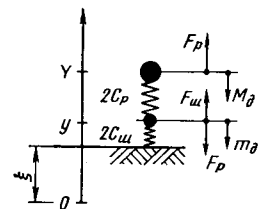


Рис. 3. Расчетная математическая модель двухмассовой системы

Такая же подстановка сводит решение системы (3) к решению уравнения

$$\ddot{Y} \frac{mM}{2C_p} + \ddot{Y} \left[m + M \left(\frac{C_{ш}}{C_p} + 1 \right) \right] + 2YC_{ш} = 2C_{ш}(\xi + Y_{ст}). \quad (5)$$

Общая система уравнений для режима качения имеет вид

$$\begin{cases} Y_k = \sum_{i=1}^2 A_i \cos(\omega_i t + \varphi_i) + Y_{\text{ч}}; \\ y_k = \sum_{i=1}^2 \left(1 - \frac{\omega_i^2}{\Omega^2} \right) A_i \cos(\omega_i t + \varphi_i) + Y_{\text{ч}} - \frac{\ddot{Y}_{\text{ч}}}{\Omega^2} - \\ - Y_{\text{ст}} + Y_{\text{ст}}, \end{cases} \quad (6)$$

где $\omega_{1,2}$ — собственные частоты колебаний двухмассовой системы:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{C_p}{M} + \frac{C_{ш} + C_p}{m} \pm \sqrt{\left(\frac{C_p}{M} + \frac{C_{ш} + C_p}{m} \right)^2 - 4 \frac{C_{ш}C_p}{mM}} \quad (7)$$

(что согласуется с результатами, приведенными в работе [2]); $Y_{\text{ч}}$ — частное решение уравнения (5), зависящее от вида обкатываемой неровности $\xi(t)$; Ω — собственная частота колебаний поддрессоренной массы при закреплении рессор на неподвижной опоре ($\Omega^2 = 2C_p/M$); $A_1, A_2, \varphi_1, \varphi_2$ — амплитуды и фазы колебаний системы, определяемые из начальных условий движения автомобиля:

$$y|_{t=0} = y_0; \dot{y}|_{t=0} = v_{y0}; Y|_{t=0} = Y_0; \dot{Y}|_{t=0} = v_{Y0}. \quad (8)$$

Система (3) вместе с условиями (8) является математической моделью качения двухмассовой системы по неровной опорной поверхности. При этом поддрессоренная масса M может быть как частью массы автомобиля, так и массы одноосного прицепа, а также частью массы двухосного прицепа. Решая эту систему, можно определить ускорения поддрессоренной массы и моста независимо от его конструкции. Система уравнений пригодна как для ведущих, так и для неведущих мостов. Решение ее используется для описания динамических условий в кабине и кузове [2] и не может показать степень нагруженности ведущего моста. Оно также件годно для описания изгиба в вертикальной плоскости моста одноосного прицепа или подобной ему части автомобиля, если учесть различие точек приложения сил $F_{ш}$ и F_p к оси.

Вид движения системы дополняет модель подскока, представляющую собой систему (4) с начальными условиями (8)

$$\begin{cases} Y_n = A \cos(\omega t + \varphi) - \frac{gt^2}{2} + Bt + C; \\ y_n = -\frac{M}{m} A \cos(\omega t + \varphi) - \frac{gt^2}{2} + Bt + C - l_{p0}, \end{cases} \quad (9)$$

где ω — частота взаимных смещений масс M и m при подскоке [$\omega^2 = 2C_p(M+m)/(mM)$];

l_{p0} — вертикальный размер разгруженной рессоры;

A, φ — соответственно амплитуда и фаза колебаний масс M и m относительно общего центра;

B, C — параметры параболической траектории падения, получаемые из начальных условий (8).

При движении автомобиля с чередованием подскоков и качений следует решать соответствующие задачи подскока и качения, согласовывая их с условиями (8) в моменты касания или отрыва колес от опорной поверхности. Таким образом, с помощью двухмассовой модели можно выявить характер напряжений, изгибающих в вертикальной плоскости балку моста.

Для ведущего моста математическую модель следует строить с учетом массы главной передачи, нагружающей балку дополнительной силой F_d . Ведущий мост нельзя рассматривать как одну массу, ибо масса главной передачи m_n имеет дополнительную степень свободы при прогибе балки относительно сосредоточенных масс колес m_k [2]. Вследствие этого для ве-

дущего моста, сделав для простоты предположение о его симметричности, строят модель трехмассовой системы [1].

Расчет динамических нагрузок при проезде искусственных неровностей. Рассмотрим соскок двухмассовой системы со ступенчатой неровности высотой h (рис. 4, а). Соответствующие начальные условия имеют вид

$$\begin{cases} y|_{t=0} = h + y_{ст}; \dot{y}|_{t=0} = 0; \\ Y|_{t=0} = h + Y_{ст}; \dot{Y}|_{t=0} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Это дает решение уравнений подскока в виде

$$\begin{cases} Y_n = g \frac{1 - \cos \omega t}{\omega^2} - \frac{gt^2}{2} + h + Y_{ст}; \\ y_n = -\frac{M}{m} g \frac{1 - \cos \omega t}{\omega^2} - \frac{gt^2}{2} + h + Y_{ст}. \end{cases} \quad (11)$$

В момент t_1 начала взаимодействия системы с опорной поверхностью следует перейти к задаче качения, описывающей удар, который определяет изгибные напряжения в вертикальной плоскости. Сила этого удара зависит от высоты h неровности, с которой был произведен соскок. Поскольку удар характеризуется только скоростью соударяющихся тел, то для максимального нагружения моста момент соударения нужно выбрать тогда, когда его скорость в процессе колебаний при полете направлена вниз и максимальна по абсолютной величине. Этим определяется оптимальная высота ступенчатой неровности для наибольшего нагружения. Из условия $\dot{y}_n < 0$, $Y_n = -\max |\dot{y}|$, $\ddot{y}_n = 0$ получим уравнение для оптимального момента соударения в виде

$$t_1 = \frac{\pi}{2\omega} + \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{m}{M} + \frac{2\pi}{\omega} n, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

Соответствующую высоту h ступени определим из условия касания опорной поверхности в момент t_1 :

$$y_n(t_1) = r_0,$$

где r_0 — радиус колеса в свободном состоянии, или из равенства

$$h_{\text{опт}} = g \left(\frac{t_1^2}{2} + \frac{1}{\Omega^2} + \frac{1}{\omega_m^2} \right) = \frac{gt_1^2}{2} + \frac{Mg}{2C_p} + \frac{M+m}{2C_{ш}} g,$$

где ω_m — частота собственных колебаний центра тяжести двухмассовой системы на упругой шине

$$[\omega_m^2 = 2C_{ш}/(M+m)].$$

На рис. 4, б показаны траектории центра тяжести $y_n(t)$ моста при соскоке с высоты h (кривая 1) и при $h' > h$ (кривая 2), а также оптимальные моменты времени t_1 для наибольшего удара и интервалы времени возможных ударов (заштрихованные зоны).

Согласно системе (11) траектория центра тяжести $y_n(t)$ складывается из траектории свободного падения по параболе и траектории гармонических колебаний неподдрессоренной массы относительно положения центра тяжести двухмассовой системы кузовов — мост. Амплитуда гармонических колебаний определяется отношением поддрессоренной и неподдрессоренной масс, жесткостью рессор C_p , входящей в выражение (9), и собственной частотой ω . Оптимальные моменты времени для удара t_1 колес об опорную поверхность несколько запаздывают по

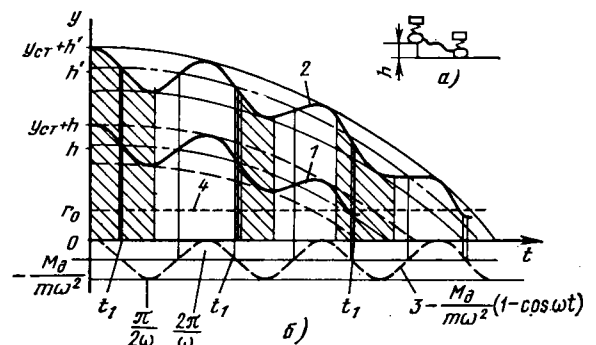


Рис. 4. Характеристика соскока двухмассовой системы со ступенчатой неровности

* Если опорная поверхность имеет волнистый периодический профиль с длиной волны λ , то при совпадении скорости движения автомобиля со значением, кратным $\omega\lambda$ или $\omega\lambda$, возникает хорошо известное явление резонанса (нарастания амплитуды колебаний).

сравнению с моментами разгрузки рессор (когда косинусоида кривой z на рис. 4, б пересекает осевую линию) ввиду появления вертикальной составляющей скорости при падении. Однако это запаздывание является малой величиной. На рис. 4, б показан уровень перехода к качению на высоте, равной радиусу разгруженной шины r_d (линия 4). В момент пересечения траекторией $y_d(t)$ этого уровня колесо касается опорной поверхности, поэтому при дальнейших расчетах следует переходить к задаче качения.

При изменении высоты h в большую или меньшую сторону траектория соответственно поднимается или опускается. Незаменными остаются оптимальные моменты времени для удара и интервалы времени возможных ударов. Однако меняется их число в соответствии с тем, больше или меньше колебаний с частотой ω успеет произойти во время полета, т. е. до момента первого пересечения траектории с уровнем r_0 .

В таблице приведены расчетные значения оптимальных высот ступени h для испытания задних мостов автомобилей трех типов при ударе в первом интервале времени (минимальные из оптимальных h). Из данных таблицы видно, что для различных автомобилей требуются ступенчатые неровности разной высоты. Вследствие этого нельзя обеспечить прочностные испытания различных автомобилей при проезде ступенчатых неровностей одинаковой высоты.

Уравнения (11) показывают, что нагружение системы при соскоке не зависит от скорости движения автомобиля. Вместе с тем при наезде на неровность, если высота неровности существенно меньше радиуса колеса, величина нагрузки является монотонно возрастающей функцией этой высоты, что можно установить с помощью энергетических соотношений [3]. Однако для наиболее точного математического выражения этих нагрузок следует выбирать достаточно гладкие контуры переднего фронта искусственного препятствия. Чтобы точно определить частные решения системы уравнений (6), достаточно представить ξ линейной функцией от времени или, что эквивалентно, от пройденного пути.

Уравнения (11) показывают, что нагружение системы при соскоке не зависит от скорости движения автомобиля. Вместе с тем при наезде на неровность, если высота неровности существенно меньше радиуса колеса, величина нагрузки является монотонно возрастающей функцией этой высоты, что можно установить с помощью энергетических соотношений [3]. Однако для наиболее точного математического выражения этих нагрузок следует выбирать достаточно гладкие контуры переднего фронта искусственного препятствия. Чтобы точно определить частные решения системы уравнений (6), достаточно представить ξ линейной функцией от времени или, что эквивалентно, от пройденного пути.

Вследствие этого нужно рассмотреть наезд колес автомобиля на наклонную плоскость со сравнительно малым углом наклона β . Пренебрегая длительностью переходных процессов при ударе о наклонную плоскость и пользуясь законами отражения (верными для процессов без потери энергии на рассеяние, демпфирование и т. п.), можно снова воспользоваться уравнениями подскока (9). Определим соответствующие начальные условия.

Используя закон сохранения количества движения для неупругой массы моста и учитывая, что при малых углах наклона β неровности практически не меняются горизонтальные составляющие скоростей моста и кузова (рис. 5), получим сразу после соударения шины с наклонной плоскостью (момент $t_0=0$) следующие условия:

$$\begin{cases} y|_{t=0} = y_{cr}; \dot{y}|_{t=0} = v' \sin 2\beta \approx v_2 \sin \beta; \\ Y|_{t=0} = Y_{cr}; \dot{Y}|_{t=0} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

В ЗАВИСИМОСТИ от давления воздуха в шинах и боковой эластичности последних, массы груза и его размещения в кузове, скорости движения, радиуса поворота и т. п. «поворачиваемость» одного и того же автомобиля (т. е. величина углов δ_1 и δ_2 бокового увода шин) может быть различной (рис. 1). При развороте автомобиля в стесненных условиях, когда скорости движения, а следовательно, и боковые силы на колесах небольшие, можно считать, что радиус кривизны траектории R задней оси автомобиля находится на продолжении задней оси, а его величина изменяется по закону

$$R = \frac{L}{\theta} = \frac{L}{\omega t}, \quad (1)$$

где θ — угол поворота управляемых колес;

Автомобиль	Характеристики				Собственные частоты			Период колебаний в с	Амплитуда колебаний в м	Оптимальный момент удара t_1 в с	Оптимальное значение высоты ступенчатой неровности h в м
	m в кг	M в кг	C_p в Н/м	$C_{ш}$ в Н/м	ω в с ⁻¹	ω_2 в с ⁻¹	$\omega_{ш}$ в с ⁻¹				
№ 1	120	1400	$5,1 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^5$	30,4	8,45	22,9	0,216	0,137	0,054	0,047
№ 2	70	750	17650	137200	24,15	6,85	18,3	0,28	0,197	0,07	0,050
№ 3	850	8050	465000	$6,5 \cdot 10^6$	10,3	10,7	14,6	0,65	0,079	0,16	0,140

Решение уравнений (9) с начальными условиями (12) имеет вид

$$\begin{cases} Y_n = \frac{m}{M+m} \left[-g \frac{1 - \cos \omega t}{\Omega^2} + 2v \sin \beta \times \right. \\ \left. \times \left(t - \frac{\sin \omega t}{\omega} \right) \right] + Y_{cr} - \frac{gt^2}{2}; \\ y_n = -\frac{g}{\Omega^2} \left[1 - M \frac{1 - \cos \omega t}{M+m} \right] + 2v \sin \beta \times \\ \times \left(\frac{mt + M \frac{\sin \omega t}{\omega}}{M+m} \right) + Y_{cr} - \frac{gt^2}{2}. \end{cases} \quad (13)$$

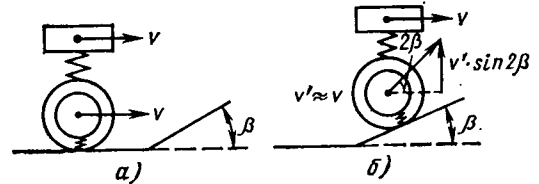


Рис. 5. Схема движения колеса до наезда на неровность (а) и через некоторое время после наезда (б)

Из этих уравнений видно, что с учетом угла наклона неровности β и скорости v движения автомобиля до наезда (рис. 5, а) на неровность при идеально упругих реакциях можно рассчитать высоту подскока как подрессоренной, так и неупругой массы. Следовательно, изменяя скорость движения, можно управлять процессом нагружения деталей ходовой части автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Марголис С. Я., Шлимович Б. М. Исследование влияния колебаний неразрезного ведущего моста на нагруженность его балки.—Автомобильная промышленность, 1978, № 5, с. 28—30.
- Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., Машиностроение, 1972.
- Щегина В. А. К вопросу исследования пороговой неровности и ее влияния на перемещение подрессоренных масс.—Автомобильная и тракторная промышленность, 1953, № 1, с. 11—17.

УДК 629.113.004

О кинематике поворота автомобиля в стесненных дорожных условиях

Канд. техн. наук П. Д. КЛЫЧКОВ

Хабаровский политехнический институт

ω — угловая скорость поворота управляемых колес;
 t — время;
 L — база автомобиля.

Получив уравнение траектории движения середины задней ходовой оси, можно обосновать требования, предъявляемые к разбивке переходных кривых.

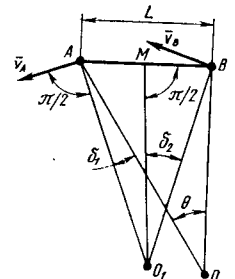


Рис. 1. Схема поворота автомобиля: А — середина передней оси; В — середина задней ходовой оси; О — мгновенный центр поворота при жестких в боковом направлении шинах; О₁ — мгновенный центр поворота при эластичных шинах; ОВ — радиус кривизны траектории при жестком колесе; О₁М — радиус кривизны траектории с учетом бокового увода шин; θ — средний угол поворота управляемых колес

вых при строительстве дорог в стесненных условиях (горная местность, склады, стройки, карьеры, лесозаготовки и т. п.).

Допустим, что в процессе поворота автомобиля поступательная скорость v равномерна. Тогда длина дуги

$$S = vt, \quad dS = v dt. \quad (2)$$

Исключив из уравнений (1) и (2) время, получим натуральное уравнение желаемой кривой

$$S = \frac{v}{\omega} \frac{L}{R} = k \theta, \quad dS = k d\theta. \quad (3)$$

Таким образом, если во время поворота автомобиля v и ω изменяются, но $v/\omega = k = \text{const}$, то длина дуги прямо пропорциональна θ . Это условие обеспечивает удобство управления транспортным средством и позволяет найти параметрическое уравнение желаемой кривой.

Изменение угла между осью абсцисс и касательной, проведенной к кривой в данной точке, описывается дифференциальным уравнением

$$d\alpha = \frac{dS}{R(S)}.$$

Следовательно, угол поворота вектора скорости середины задней ходовой оси автомобиля, исходя из начального условия: при $\theta=0$ $\alpha=0$, будет изменяться по закону

$$\alpha = \frac{k}{L} \int \theta d\theta = \frac{k}{2L} \theta^2 = 0,5q \theta^2. \quad (4)$$

Используя из дифференциальной геометрии соотношения $dx = \cos \alpha dS$ и $dy = \sin \alpha dS$ и учитывая, что $dS = k d\theta$, получим

$$dx = k \cos(0,5q \theta^2) d\theta; \quad (5)$$

$$dy = k \sin(0,5q \theta^2) d\theta.$$

Кривая, представленная уравнениями (5), представляет собой псевдоспираль, полюс которой — асимптотическая точка с координатами

$$y_p = x_p = \frac{\sqrt{\pi kL}}{2} = 0,5L \sqrt{\pi q}. \quad (6)$$

Если правую часть уравнения (1) умножим на постоянную k , то получим натуральное уравнение искомой кривой

$$R = \frac{kL}{k\theta} = \frac{kL}{S} = \frac{A^2}{S}. \quad (7)$$

Принимая во внимание уравнение (4), можно утверждать, что выражение (5) является дифференциальным уравнением клотоиды, а в уравнении (7) константа A является параметром клотоиды

$$A = \sqrt{kL}; \quad x_p = y_p = 0,5A \sqrt{\pi} = 0,5L \sqrt{\pi q}.$$

При разложении в ряды уравнений (5) получим

$$x = qL\theta - \frac{Lq^3 \theta^5}{40} + \dots; \quad y = \frac{Lq^2 \theta^3}{6} - \frac{Lq^4 \theta^7}{336} + \dots \quad (8)$$

Из уравнений (4) и (7) следует, что

$$q = \frac{2\alpha_k}{\theta_k^2}; \quad \alpha_k = \frac{S_k}{2r} = \frac{qL\theta_k}{2r} = \frac{q}{2} \theta_k^2; \quad A = r \sqrt{2\alpha_k}, \quad (9)$$

где α_k — угол поворота вектора скорости автомобиля в конце переходной кривой (требуемый по условиям местности угол поворота оси дороги за счет ветви клотоиды);

θ_k — угол поворота управляемых колес автомобиля в конце клотоиды, т. е. при выходе на заданный минимальный радиус поворота;

r — заданный (из условия расчетной скорости для данной категории дороги) радиус круговой кривой (радиус кривизны в конце переходной кривой);

S_k — длина дуги клотоиды (длина переходной кривой).

Следовательно, изменение угла поворота управляемых колес автомобиля в процессе движения по клотоиде и текущее значение длины дуги последней через угол поворота оси дороги (или угол поворота вектора скорости автомобиля) можно выразить

$$\theta = \frac{L}{r} \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_k}}; \quad S = 2r \sqrt{\alpha \alpha_k}. \quad (10)$$

Подставив значения q и θ в формулы (8), получим

$$x = 2r(1 - 0,1 \alpha^2) \sqrt{\alpha \alpha_k} = A(1 - 0,1 \alpha^2) \sqrt{2\alpha_k};$$

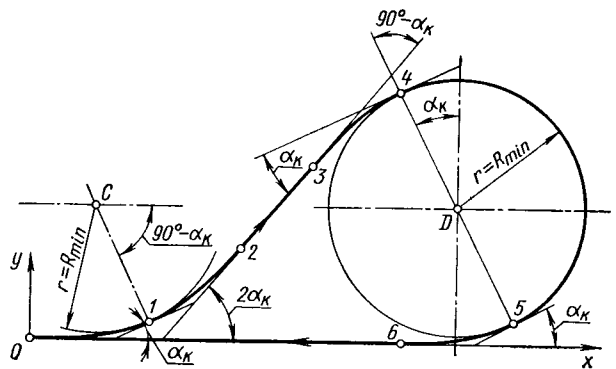


Рис. 2. Схема разворотной петли: $R_{\min} = r$ — радиус кривизны в конце переходной кривой, равный радиусу круговой вставки; α_k — угол поворота оси дороги в конце клотоиды

$$y = \frac{2}{3} r (1 - 0,0119 \alpha^2) \sqrt{\alpha^3 \alpha_k} = \frac{A}{3} (1 - 0,0119 \alpha^2) \times \sqrt{2\alpha^3}. \quad (11)$$

Таким образом, при разбивке клотоидных закруглений нужно назначать параметр клотоиды $A = r \sqrt{2\alpha_k}$, тогда

$$\frac{v}{\omega} = \frac{2r^2 \alpha_k}{L} = \frac{r S_k}{L} = \frac{A^2}{L} = \text{const}. \quad (12)$$

Этот критерий требует от водителя логичных действий, что особенно важно во время управления автопоездом.

В настоящее время¹ при проектировании переходных кривых на автомобильных дорогах параметр A назначают произвольно без учета удобства управления транспортным средством. При больших значениях r и широком полотне дороги это не ведет к заметным отрицательным последствиям, если автомобиль работает без прицепа.

Уравнения (4) и (11) позволяют рекомендовать оптимальные параметры разворотной петли (рис. 2), необходимой для изменения направления движения автомобиля на 180° с возвращением в исходную точку без включения передачи заднего хода. Такая разворотная петля должна состоять из четырех переходных кривых (участки 0—1, 1—2, 3—4 и 5—6), круговой вставки (участок 4—5) и прямолнейных вставок (участки 2—3 и 6—0).

Переходные кривые соответствуют уравнениям (11). Однако, если за начало координат принять исходное положение (точка O, когда $\theta=0$, $\alpha=0$ и $x=y=0$), то вторая клотоида (участок 1—2) описывается уравнением

$$x = A \left\{ (1 - 0,1 \alpha_k^2) \sqrt{2\alpha_k} + (1 - 0,1 \alpha^2) \sqrt{2\alpha} \cos 2\alpha_k + \frac{\sin 2\alpha_k}{6} [V(2\alpha_k)^3 - (V2\alpha_k - V2\alpha)] \right\};$$

$$y = A \left\{ (1 - 0,1 \alpha^2) \sqrt{2\alpha} \sin 2\alpha_k + \frac{1}{6} V(2\alpha_k)^3 \times \right.$$

$$\left. \times (1 - \cos 2\alpha_k) + [(V2\alpha_k - V2\alpha)^3 \cos 2\alpha] \right\}. \quad (13)$$

Координаты характерных точек в долях от $r=R_{\min}$ будут

$$x_1 = 2\alpha_k (1 - 0,1 \alpha_k^2); \quad y_1 = \frac{2}{3} \alpha_k^2 (1 - 0,0119 \alpha_k^2); \quad (14)$$

$$x_2 = (x_1 + y_1 \operatorname{tg} \alpha_k) (1 + \cos 2\alpha_k); \quad y_2 = (x_1 + y_1 \operatorname{tg} \alpha_k) \sin 2\alpha_k; \quad (15)$$

$$x_C = x_1 - \sin \alpha_k; \quad y_C = y_1 + \cos \alpha_k; \quad (16)$$

$$y_3 = 2y_C - y_2; \quad x_3 = x_2 + 2(y_C - y_2) \operatorname{ctg} 2\alpha_k; \quad (17)$$

$$x_4 = x_3 + x_1 \cos 2\alpha_k + y_1 \sin 2\alpha_k; \quad y_4 = y_3 + x_1 \sin 2\alpha_k - y_1 \cos 2\alpha_k; \quad (18)$$

$$x_D = x_4 + \sin \alpha_k; \quad y_D = y_C; \quad (19)$$

$$x_5 = x_4 + 2 \sin \alpha_k; \quad y_5 = y_4 - 2 \cos \alpha_k = y_1. \quad (20)$$

¹ Замахаяев М. С., Афанасьев М. Б. (под ред. В. Ф. Бабнова). Разбивка клотоидных кривых. М., Высшая школа, 1966.

Таблица 1

Обозначение точки	$\alpha_k=0,548$		$\alpha_k=0,5$		$\alpha_k=0,3$	
	x	y	x	y	x	y
1	1,063	0,200	0,975	0,167	0,595	0,060
2	1,727	1,054	1,642	0,897	1,119	0,346
3	1,727	1,054	1,831	1,191	3,075	1,684
4	2,391	1,907	2,498	1,922	3,600	1,071
5	3,433	0,200	3,457	0,167	4,191	0,060
Г	2,370	0	2,865	0	3,596	0
Д	0,542	1,054	0,496	1,028	0,299	1,015
	2,912	1,054	2,978	1,028	3,895	1,015

Периметр петли в долях от $r=R_{\min}$

$$P = 8z_k + \pi + x_3 - x_1 + \frac{2}{\sin 2\alpha_k} (y_c - y_2). \quad (21)$$

Площадь расширенного участка дороги на переходной кривой можно определить как площадь треугольника, высота которого является длиной дуги переходной кривой, а основание — разностью радиусов кривизны траекторий переднего и заднего моста. Относительная площадь полотна дороги по

всему периметру кольца (в долях от r)

$$F = bP + 8z_k \times \left(\frac{L}{\sin \frac{L}{r}} - \frac{L}{\operatorname{tg} \frac{L}{r}} \right), \quad (22)$$

где b — ширина колеи.

Если положить $y_2 = y_c$, то участок 2—3 (прямолинейная вставка) исчезнет и получим периметр петли $\alpha_k = 0,547871$.

Таблица 2

α_k	P	F	Длина участка 2—3
0,548	9,89	10,45	0
0,5	9,97	10,48	0,35
0,4	10,41	10,82	1,20
0,3	11,51	11,81	2,37
0,2	14,27	14,48	4,36

В табл. 1 приведены координаты характерных точек в долях от r .

В табл. 2 приведены периметр петли в долях от r и относительная площадь полотна дороги по всему периметру при $b=1$ м и $r=2L$.

Как видно из табл. 1 и 2, для разворота одиночного автомобиля оптимальным параметром петли при заданном r является $\alpha_k = 0,548$, при большем α_k разбивка симметричных кло-тоид невозможна.

УДК 629.113-585.2

О влиянии характеристик гидротрансформатора и двигателя на процесс переключения в гидромеханической передаче

Д-р техн. наук А. Н. НАБУТ,

кандидаты техн. наук Н. П. ХАРИТОНОВ, В. Ф. ШАПКО

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

ПРИ АВТОМАТИЧЕСКОМ переключении передач в гидромеханических передачах могут возникать значительные динамические нагрузки, величина которых зависит от ряда факторов [1 и 2]. Создание эффективных средств, улучшающих процесс переключения передач, зависит от знания степени влияния каждого фактора, в частности характеристик двигателя $M_d = f(\omega_d)$ и гидротрансформатора $\lambda_n = f(i)$, $K = f(i)$, на процесс переключения передач.

С целью выявления основных закономерностей характеристики двигателя и гидротрансформатора в зоне переключений были линеаризованы на участке от начального до конечного для процесса переключения значений. Крутизна характеристики двигателя оценивалась относительным коэффициентом $\tilde{P}_d = M_{до}/M_{д.нач}$, а гидротрансформатора — относительным коэффициентом прозрачности $\tilde{P} = \lambda_{н.кон}/\lambda_{н.нач}$ и относительным коэф-

фициентом трансформации $\tilde{K} = K_0/K_{нач}$ (индекс «нач» соответствует значению параметра в начале переключения передач, «0» — значению параметра линеаризованной характеристики при аргументе, равном нулю, поэтому $M_{до}$ — условный крутящий момент двигателя при $\omega_d = 0$ для данной линеаризованной характеристики). Использование этих коэффициентов для анализа процесса переключения передач [3] позволяет учитывать не только крутизну характеристик, но и степень удаленности начального режима от режимов $\omega_d = 0$ и $i = 0$. При анализе было исключено ограничение максимальных нагрузок коэффициентом запаса фрикциона.

Выделим интересующие нас особенности характеристик гидротрансформаторов и двигателей. Для характеристик автомобильных комплексных гидротрансформаторов свойственно резкое уменьшение при $i > 0,8$ (до нуля при $i = 1$) коэффициентов моментов λ_n и λ_r , а следовательно, и моментов на насосном M_n и турбинном M_r колесах. В зоне $i < 0,8$ величина λ_n изменяется значительно меньше, а в зоне $i < 0,6$ — у многих гидротрансформаторов остается неизменной, т. е. $d\lambda_n/di \approx 0$ и $\tilde{P} = 1$ (участок с непрозрачной характеристикой).

У характеристик поршневых карбюраторных двигателей и дизелей имеются участки, на которых момент двигателя M_d не изменяется в зависимости от угловой скорости ω_d , т. е.

$dM_d/d\omega_d \approx 0$ и $\tilde{P}_d = 1$ (вблизи от режима с максимальным значением M_d), существенно изменяется (работа по ограничителю числа оборотов карбюраторного двигателя или по регуляторной ветви характеристики дизеля) или имеет средние темпы $dM_d/d\omega_d$ изменения $M_d = f(\omega_d)$.

При переключении с нижней передачи на высшую отношение передаточного числа последующей передачи i_n к предыдущей i_{n-1} будет $z < 1$, а при переключении с высшей передачи на низшую — $z > 1$. Если изменением скорости автомобиля v_a во время переключения передач пренебречь, то можно вывести уравнение связи между начальными и конечными кинематическими показателями режимов двигателя и гидротрансформатора

$$\omega_{н.кон} i_{кон} = z \omega_{н.нач} i_{нач} \quad (1)$$

(индекс «кон» соответствует параметру в конце процесса переключения).

Условие (1) соответствует множеству точек линии $m-m$ на рис. 1. Если точка А (рис. 1) является начальной в процессе переключения, а $M_n = M_d$ в конце процесса переключения передач, то конечная точка Б должна лежать на пересечении линии $m-m$ с линией $M_d = f(\omega_d)$. Чтобы определить $\omega_{н.кон}$ и

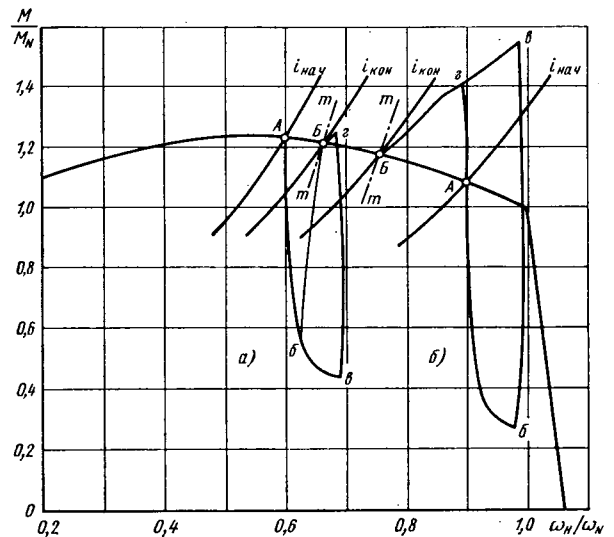


Рис. 1. Изменение M в зависимости от ω_n при переключениях передач: а — «вниз» (линии АББ, АбвБ — различные нейтралы); б — «сверх» (линии АББ — переключение с перекрытием передач; АбвБ — переключение с нейтралью)

$i_{кон}$, представим линеаризованную функцию $\lambda_n = f(i)$ в виде

$$\lambda_n = \lambda_{n0} - \lambda_{n0} \left(1 - \frac{1}{\tilde{P}}\right) \frac{i}{i_{нач}}. \quad (2)$$

Уравнение линии $m-m$ с учетом зависимостей (1) и (2) можно представить в виде

$$\frac{M_{н.кон}}{M_N} = \frac{\lambda_{n0}}{\lambda_N} \left(\frac{\omega_{н.кон}}{\omega_N}\right)^2 - \frac{\lambda_{n0}}{\lambda_N} \left(1 - \frac{1}{\tilde{P}}\right) z \frac{\omega_{н.нач}}{\omega_N} \frac{\omega_{н.кон}}{\omega_N}, \quad (3)$$

где M_N — момент двигателя при $\omega_d = \omega_N$;
 λ_N — коэффициент момента насоса при $M_n = M_N$ и $\omega_n = \omega_N$ (индекс «N» соответствует режиму максимальной мощности двигателя).

Из условия $M_{д.кон} = M_{н.кон}$ при $M_{д.кон} = M_{д.нач} \times \left[\tilde{P}_д - \frac{\omega_{н.кон}}{\omega_{н.нач}} (\tilde{P}_д - 1) \right]$, преобразовав уравнение (3), определим $\omega_{н.кон}$, а затем из уравнения (1) найдем $i_{кон}$.

$$\omega_{н.кон} = \omega_{н.нач} \left\{ \left(1 - \frac{1}{\tilde{P}}\right) \frac{z}{2} - \frac{\tilde{P}_д - 1}{2\tilde{P}} + \sqrt{\left[\left(1 - \frac{1}{\tilde{P}}\right) \frac{z}{2} - \frac{\tilde{P}_д - 1}{2\tilde{P}} \right]^2 + \frac{\tilde{P}_д}{\tilde{P}}} \right\}. \quad (4)$$

При $\tilde{P}=1$ из уравнения (4) получим $\omega_{н.кон} = \omega_{н.нач}$ для любых значений z .

Таким образом, положение конечной точки на графике $M = f(\omega_d)$ при переключении передач определяется в основном характеристиками гидротрансформатора [зависимостью $\lambda_n = f(i)$] и двигателя [зависимостью $M_n = f(\omega_n)$]. Функция $\lambda_n = f(i)$ имеет участки с различными значениями $d\lambda_n/di$, что характерно для автомобильных комплексных гидротрансформаторов.

Для участка с $d\lambda_n/di \approx 0$ ($\tilde{P}=1$) конечная точка B совпадает с начальной точкой A при любых характеристиках двигателя и любых соотношениях z передаточных чисел. При больших значениях z переключение передач может происходить с переходом гидротрансформатора из зоны $\tilde{P}=1$ в зону $\tilde{P} \neq 1$ или наоборот, в зависимости от вида переключения.

Изменение моментов $M_{AB} = f(\omega_d)$ и $M_{AB} = f(t)$ в переходном процессе, т. е. формирование нагрузок на насосном колесе гидротрансформатора при переходе от начальной точки A к конечной точке B , может происходить по-разному (рис. 1). На протекание переходного процесса влияют соотношение между приведенными моментами инерции насоса и турбины гидротрансформатора, продолжительность нейтрали или перекрытия передач, темпы выключения и включения (dM/dt) переключаемых фрикционов.

Влияние характеристик двигателя и гидротрансформатора на процесс переключения передач исследовали теоретически по методике, изложенной в работе [3]. Отличительной особенностью методики является использование безразмерных параметров, полученных отнесением параметров к соответствующим им в начале переключения передач. Это позволило провести исследование в общем виде независимо от мощности двигателя и веса автомобиля, передаточных чисел трансмиссии, законов переключения передач.

Дифференциальные уравнения, описывающие движение валов динамической системы, решали на ЭЦВМ БЭСМ-4 численным интегральным методом Рунге—Кутты.

Экспериментальные исследования проводили с использованием автобусной гидромеханической передачи ЛАЗ-НАМИ [4].

На основании предварительного анализа были выбраны для расчета следующие значения параметров характеристик гидротрансформатора.

1. Для переключений с низшей передачи на высшую: $\tilde{P}=1; 1,5; 2,25$ и $\tilde{K}=1,5; 2,25; 3,37$ (переключения на режиме трансформации момента), а также $\tilde{P}=5,07; 7,76; 11,4$ и $\tilde{K}=1$ (переключения на режиме гидромукфы).

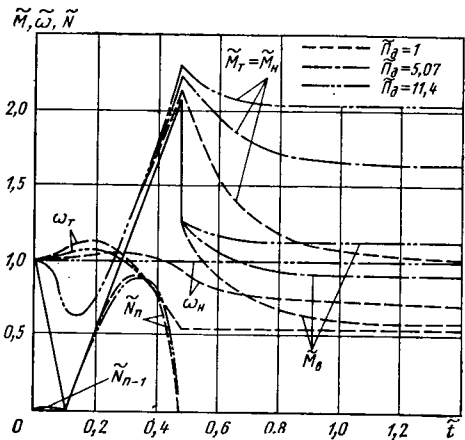


Рис. 2. Влияние на нагруженность гидромеханической передачи характеристики двигателя ($\tilde{P}_д$) при переключении с низшей передачи на высшую ($z = 0,558$; $\tilde{P} = 5,07$; $\tilde{K} = 1$; $\tilde{M}_в = M_в/M_{в.нач}$ — относительный момент на выходном валу гидромеханической передачи; $\tilde{\omega} = \omega/\omega_{нач}$ — относительная скорость вращения; \tilde{N}_{n-1} , \tilde{N}_n — относительная мощность трения фрикционов соответственно предыдущей и последующей передач)

2. Для переключений с высшей передачи на низшую: $\tilde{P}=1; 1,5; 2,25$; $\tilde{K}=1; 1,5; 2,25$ (как правило, для больших \tilde{K} принимались меньшие значения \tilde{P}).

При исследовании влияния характеристики двигателя на переключение передач принимали $\tilde{P}_д=1; 2,25; 5,07; 11,4$ как для переключений с низшей передачи на высшую, так и для переключений с высшей передачи на низшую. Участок характеристики двигателя с $\tilde{P}_д=1$ соответствует $M_д = const$, а с $\tilde{P}_д=11,4$ — характеристике с $\omega_d \approx const$ (работа на ограниченном числе оборотов карбюраторного двигателя). Таким образом, рассматриваемые значения $\tilde{P}_д$ перекрывают значения, возможные для реальных поршневых двигателей.

При переключении передач в непрозрачной зоне работы гидротрансформатора ($\tilde{P}=1$) характеристика двигателя не может влиять на процесс переключения, так как режим совместной работы двигателя и гидротрансформатора не меняется при изменении передаточного отношения гидротрансформатора. Наибольшее влияние характеристики двигателя на процесс переключения передач следует ожидать при работе гидротрансформатора в зоне высокой прозрачности, т. е. на режимах гидромукфы. Эти режимы работы гидротрансформатора характерны для переключения с низшей передачи на высшую.

Проведенные расчеты показали, что при переключениях на высшую передачу характеристика двигателя практически не влияет на формирование нагрузок на выходном валу, мощность и работу буксования фрикционов, т. е. на основные параметры выходных характеристик процесса переключения передач (рис. 2). Некоторое влияние характеристика двигателя оказывает на величину максимальных нагрузок на рабочих колесах

гидротрансформатора ($\tilde{M}_{н max}$, $\tilde{M}_т max$) за счет разного изменения частот вращения вала двигателя при различной прозрачности гидротрансформатора. К моменту окончания переходного процесса, вызванного переключением передач, мощность двигателя и значения $\tilde{M}_н$, $\tilde{\omega}_н$ становятся различными в зависимости от параметра $\tilde{P}_д$, характеризующего крутизну характеристики двигателя.

Несколько больше на выходные характеристики процесса переключения на высшую передачу ($\tilde{M}_{н max}$, $\tilde{M}_ф max$, $\tilde{L}_ф$) влияет прозрачность (рис. 3) и коэффициент трансформации гидротрансформатора (рис. 4). Однако, как видно из этих рисунков, влияние характеристик гидротрансформатора на основные параметры переключения также невелико. Кроме того, прозрачность и коэффициент трансформации существенно влияют на нагруженность рабочих колес гидротрансформатора, особенно турбинного. Нагруженность турбинного колеса возрастает с увеличением относительной прозрачности и относительного коэффициента трансформации гидротрансформатора.

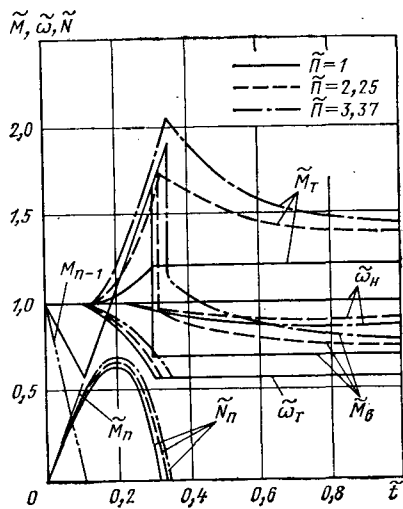


Рис. 3. Влияние на нагруженность гидромеханической передачи относительной прозрачности гидротрансформатора при переключениях с нижней передачи на высшую ($z = 0,558$; $\tilde{\Pi}_d = 2,25$; $\tilde{K} = 1,5$)

Относительные значения максимальной нагрузки \tilde{M}_{\max} на валах, мощности $\tilde{N}_\phi = \tilde{M}_\phi \Delta \tilde{\omega}_\phi$ и работы $\tilde{L}_\phi \int \tilde{N}_\phi \tilde{d}t$ буксования фрикциона, полученные при расчетах, можно использовать для определения действительных значений

$$M_{\max} = \tilde{M}_{\max} M_{\text{нач}}; N_{\phi \max} = \tilde{N}_{\phi \max} N_{\text{д.нач}};$$

$$L_\phi = \tilde{L}_\phi N_{\text{д.нач}} t_{\text{д.нач}}, \quad (5)$$

где $t_{\text{д.нач}} = \frac{J_n \omega_{\text{д.нач}}}{M_{\text{д.нач}}}$.

Необходимым условием процесса переключения с высшей передачи на низшую, обеспечивающим минимальное изменение нагрузок в силовой цепи, является увеличение частоты вращения турбины до значений, соответствующих выравниванию частот вращения ведущих и ведомых частей фрикциона включаемой нижней передачи. Вследствие этого при переключении на низшую передачу необходим разрыв силового потока, что способствует разгону валов двигателя, турбины и ведущих частей включаемого фрикциона.

Изменение частот вращения турбины и двигателя зависит от характеристик двигателя и гидротрансформатора. Влияние этих характеристик на разгон двигателя и ведущих частей гидромеханической передачи тем больше, чем больше прозрачность гидротрансформатора в зоне переключений. Однако для переключений с высшей передачи на низшую характерны малые начальные значения передаточного отношения гидротрансформатора перед переключением передач, значительно меньше, чем для переключений с низкой передачи на высшую. Поэтому, если гидротрансформатор в процессе переключения с высшей передачи на низшую не выходит на режимы гидромуфты, то влияние характеристик двигателя и гидротрансформатора несущественно. Это объясняется тем, что турбина гидротрансформатора, обладая значительно меньшим моментом инерции, чем насос (вал двигателя), приобретает частоту вращения, соответствующую выравниванию частот вращения ведущих и ведомых частей фрикциона включаемой передачи при небольшом изменении частоты вращения вала двигателя.

Особого внимания заслуживают переключения с высшей передачи на низшую с выходом гидротрансформатора на режимы гидромуфты. В этом случае характеристики двигателя и гидротрансформатора могут существенно влиять на разгон турбины и ведущих частей включаемого фрикциона.

Характеристики режимов гидромуфт автомобильных гидротрансформаторов для процесса переключений имеют несущественные различия. Режимы гидромуфты, как известно, характеризуются резким уменьшением момента на турбине до нуля при ее разгоне до частоты вращения насоса. В результате при $\omega_\tau \approx \omega_n$ ускорения турбины ограничиваются ускорением вала двигателя, т. е. в этих условиях разгон турбины зависит от характеристики двигателя.

Правильный выбор величины нейтрали или перекрытия передач в автоматических гидромеханических передачах без регулирования процесса переключения изменением подачи топлива позволяет существенно уменьшить динамические нагрузки

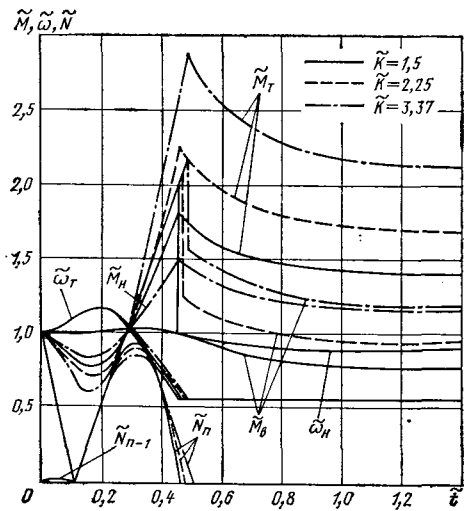


Рис. 4. Влияние на нагруженность гидромеханической передачи коэффициента трансформации при переключениях с нижней передачи на высшую ($z = 0,558$) в прозрачной зоне работы гидротрансформатора ($\tilde{\Pi} = 2,25$; $\tilde{\Pi}_d = 2,25$)

ки, снизить нагруженность фрикционных муфт и повысить плавность переключений. Однако в ряде случаев невозможно полностью устранить динамические нагрузки при переключениях на режиме трансформации момента.

Отсутствие жесткой кинематической связи между валом двигателя и валом турбины гидротрансформатора, а также специфика рабочего процесса гидротрансформатора на режиме гидромуфты обуславливают ряд особенностей, используя которые можно организовать процесс переключений без значительных динамических нагрузок и даже полностью их устранить.

Если процесс переключения на низшую передачу организован таким образом, что фрикцион включается в момент выравнивания частот вращения ее дисков и при этом гидротрансформатор выходит на режимы с $\lambda_\tau = 0$ (режимы гидромуфты при $i \approx 1$), то динамические нагрузки не возникают, когда пренебрегаю разницей в ускорениях дисков фрикциона, а мощность и работа буксования фрикционных муфт близки к нулю (рис. 5). После включения фрикционной муфты увеличение частоты вращения вала двигателя обеспечивает быстрое, но плавное нарастание моментов на валах за счет уменьшения передаточного отношения гидротрансформатора.

Передаточное отношение гидротрансформатора уменьшается до определенных значений после включения фрикциона в результате более быстрого изменения (увеличения) частоты вращения вала двигателя по отношению к изменению частоты вращения вала турбины. Это обусловлено тем, что после включения фрикциона резко увеличивается приведенный к турбине момент инерции при неизменном моменте инерции, приведенном к насосу, т. е. значительно изменяется соотношение масс насосной и турбинной частей гидротрансформатора.

Процесс переключений без динамических нагрузок в силовой цепи с ничтожно малой нагруженностью фрикционов можно организовать и при переключениях с низкой передачи на высшую. Для организации такого процесса переключений необходимо одновременно с выключением фрикциона низкой передачи уменьшить на определенную величину подачу топлива в двигатель, а фрикцион высшей передачи включать в момент выравнивания скоростей вращения его ведущих и ведомых частей. При этом необходимо, чтобы гидротрансформатор ко времени включения фрикциона высшей передачи вышел на режим

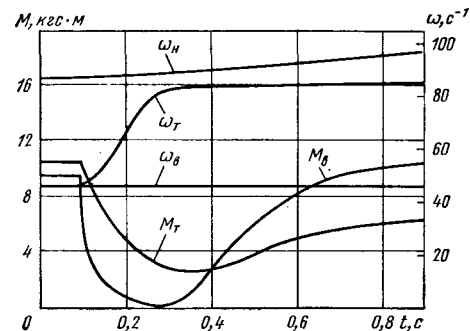


Рис. 5. Процесс переключений с высшей передачи на низшую без нагруженности гидромеханической передачи динамическими нагрузками

работы с $\lambda_T \approx 0$. Однако в этом случае уменьшение передаваемого момента несколько снизит интенсивность разгона автомобиля.

Подобным образом обычно организуется процесс переключений в механических неавтоматических коробках передач. Для переключений в автоматических гидромеханических передачах применение такого способа переключений требует дополнительного регулирования изменением подачи топлива. Кроме того, при таком способе переключений происходит разрыв силового потока.

Таким образом, при переключениях передач без воздействия на подачу топлива в двигатель характеристиками двигателя и гидротрансформатора определяются в основном различия в параметрах конечных точек процесса переключения. Выбор этих точек, как и начальных, характеризуется законом переключения передач и мало влияет на нагруженность фрикционных, формирование нагрузок на выходном валу гидромеханической передачи, а значит, и на плавность переключений, т. е. характеристики двигателя и гидротрансформатора мало влияют на выходные параметры процесса переключения передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харитонов Н. П., Анохин В. А. К вопросу о плавности переключения гидромеханической передачи. — Автомобильная промышленность, 1963, № 5, с. 10—15.
2. Харитонов Н. П. О повышении плавности переключения гидромеханической передачи. — Автомобильная промышленность, 1964, № 5, с. 9—11.
3. Нарбут А. Н., Шапко В. Ф. Влияние моментов инерции гидромеханической передачи автомобиля на формирование нагрузок при переключении передач. — Автомобильная промышленность, 1974, № 11, с. 22—24.
4. О математическом и натуральном исследовании формирования нагрузок в гидравлической передаче автобуса при переключении передач / А. Н. Нарбут и др. — Труды ГСКБ по автобусам, 1974.

УДК 629.113:628.517.2

Уменьшение вибраций панелей кузова легкового автомобиля

В. А. ДОРОНКИН, А. Ф. ПОТЕХИН

Тамбовский институт химического машиностроения

СНИЖЕНИЕ уровня вибраций и шумов современного автомобиля является весьма актуальной задачей. Источником интенсивных структурных шумов, излучаемых кузовом легкового автомобиля, являются его панели, хотя их долю в общем уровне шума автомобиля установить трудно. Для уменьшения структурных вибраций и шумов панелей кузова применяют вибро- и шумопоглощающие материалы, изолирующие коврики, экраны и т. д. Ребра жесткости крыши автомобиля, в частности, также служат для этих целей. Их эффективность может быть существенно увеличена, если между панелью и накладными ребрами установить упругодемпферные прокладки со специально подобранными параметрами. Покажем это на примере расчетной модели в виде прямоугольной пластины, шарнирно опертой по краям. Как показали испытания автомобиля ВАЗ-2121 «Нива», а также исследования, проведенные в НАМИ для других моделей автомобилей, принятая расчетная модель достаточно хорошо описывает динамические свойства крыши автомобиля.

Известными методами¹ можно определить амплитудно-частотные характеристики вынужденных установившихся колебаний пластины без ребра жесткости и с ребром жесткости. Так как материалы ребра и пластины обладают малым внутренним демпфированием, то в обоих случаях получаются ярко выраженные резонансные пики.

Рассмотрим вынужденные установившиеся колебания шарнирно опертой по краям прямоугольной изотропной пластины с присоединенной к ней через упругодемпферную прокладку балкой (рис. 1). Края балки шарнирно оперты. Разложим данную упругую систему на составляющие и будем рассматривать движение пластины под действием давления со стороны балки и вынужденной силы $Q(t) = Q_0 \cos \omega t$, а перемещения балки — под действием кинематического возбуждения ее упругодемпферного основания со стороны пластины. Составим систему двух дифференциальных уравнений, описывающих соответственно движения пластины и балки. Решая краевую задачу

¹ Филиппов А. Н. Колебания деформируемых систем. М., Машиностроение, 1970, с. 260—278.

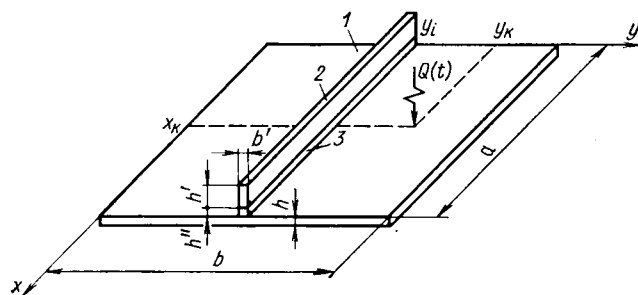


Рис. 1. Расчетная модель:

1 — стальная пластина ($a = 0,425$ м, $b = 0,510$ м, $h = 0,002$ м); 2 — алюминиевая балка ($b' = 0,01$ м, $h' = 0,023$ м); 3 — упругодемпферная прокладка ($b'' = 0,01$ м, $h'' = 0,01$ м).

движения пластины методом Грина, получим выражение для определения комплексных амплитуд колебаний пластины

$$w(\xi, \eta) = \sum_n [\bar{R}_n X_n(\eta, \eta) + S_n X_n(\eta, \eta_k)] \sin n \pi \xi, \quad (1)$$

$$\text{где } \bar{R}_n = a \int_0^1 \bar{p}(u) \sin n \pi u du; \quad (2)$$

$$S_n = Q_0 \sin n \pi \xi_k; \quad (3)$$

$$\bar{p}(u) = \bar{c} [\bar{z}(u) - \bar{w}(u, \eta)]; \quad (4)$$

$$\xi = \frac{x}{a}, \eta = \frac{y}{a} \quad \text{— безразмерные координаты пластины;}$$

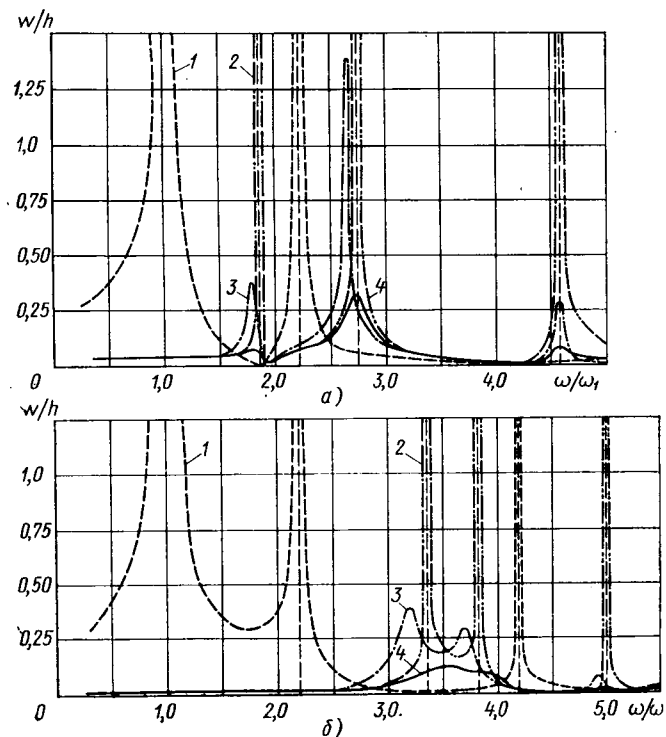


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики при $Q_0 = 30$ Н: а — произвольной точки пластины (при $\eta_1 = 0,7$; $\xi_k = 0,6$; $\eta_k = 0,8$; $\xi = 0,5$; $\eta = 0,7$); б — пластины с несколькими балками-виброгасителями ($\eta_1 = 0,30$; $\eta_2 = 0,60$; $\eta_3 = 0,90$; $\xi_k = 0,40$; $\eta_k = 0,75$; $\xi = 0,50$; $\eta = 0,45$); 1 — без ребра жесткости ($c = 0$; $\mu = 0$); 2 — с ребром жесткости ($c = \infty$; $\mu = 0$); 3 — с ребром жесткости и прокладкой при $\mu = 418$ Н·с/м и $c = 2,125 \cdot 10^6$ Н/м; 4 — с ребром жесткости и прокладкой при $\mu = 4180$ Н·с/м, $c = 2,125 \cdot 10^6$ Н/м

ξ_k, η_k — координаты точки приложения вынуждающей силы;
 η_j — координаты линии присоединения балки;
 u — координаты точек ξ на прямой $\eta = \eta_j$ пластины;
 Q_0 — амплитуда вынуждающей силы;
 \bar{c} — комплексный коэффициент постели упругодемпферной прокладки;
 $\bar{p}(u)$ — комплексная амплитуда давления на пластину со стороны балки;
 $X_n(\eta, \eta_i)$ — функция влияния в решении задачи методом Грина;
 $\bar{z}(u)$ — комплексная амплитуда прогиба балки.

Решая краевую задачу движения балки на упругодемпферном основании, определим функцию прогиба балки $\bar{z}(u)$. После этого, используя выражение (4) и решая интеграл (2), получим

$$\bar{R}_n = \frac{\bar{r}_n X_n(\eta_j, \eta_k)}{1 - \bar{r}_n X_n(\eta_j, \eta_j)} S_n,$$

где $\bar{r}_n = -0,5a\bar{c} [1 - \bar{\beta}(\bar{\alpha}^4 - n^4 \pi^4)^{-1}]$;

$$\bar{\alpha}^4 = \frac{a^4}{EJ} (q \omega^2 - \bar{c});$$

$$\bar{\beta} = \frac{a^4 \bar{c}}{EJ};$$

q — масса единицы длины балки;
 EJ — жесткость балки;
 ω — частота колебаний.

Используя решение (1), можно на ЭЦВМ вести поиск оптимальных параметров прокладки, обеспечивающих минимум максимального прогиба пластины. На рис. 2, а приведены амплитудно-частотные характеристики произвольной точки пластины для найденных значений жесткости c и вязкости μ прокладки. Резонансные пики получаются при этом незначительными.

Аналогично можно получить решение для пластины с несколькими балками-виброгасителями с промежуточными упругодемпферными прокладками (рис. 2, б). Эффективность виброгашения в этом случае значительно увеличивается.

УДК 629.113:621.43.044

Анализ канала искрового разряда электрических систем зажигания по лазерным тенеграммам

В. Д. ИЛИВАНОВ, М. А. ТОМБАК, В. И. ТАРАКАНОВ

Чувашский сельскохозяйственный институт, Ленинградский институт ядерной физики им. Б. П. Константинова

С ТОЧКИ зрения правильной оценки эффективности искрового разряда системы зажигания карбюраторных двигателей внутреннего сгорания очень важно проследить процесс образования искрового канала в различных стадиях его развития. В канале искрового разряда находится сильно ионизированный газ с показателем преломления, отличающимся от показателя преломления окружающей среды. Эта область представляет собой существенную оптическую неоднородность для проходящего света и может быть исследована с помощью теневых и голографических методов [1].

В данной работе процесс эволюции канала разряда в различных системах зажигания карбюраторных двигателей внутреннего сгорания изучается по тенеграммам, полученным с помощью импульсного рубинового лазера. Электронная система синхронизации позволяет получать тенеграммы канала искрового разряда в различные моменты его развития с экспозициями, определяемыми длительностью лазерного импульса 20 нс.

На рис. 1 приведена серия лазерных тенеграмм канала искрового разряда одного полного цикла разряда в воздухе для обычной батарейной системы зажигания и для электронной системы зажигания с накоплением энергии в емкости.

Для получения стабильного искрового разряда батарейной системы зажигания при съемке тенеграмм расстояние между электродами принято 3 мм. Чтобы получить сопоставимые снимки для электронной системы зажигания с накоплением энергии в емкости, принято такое же расстояние между разрядными электродами.

На рис. 2 показаны сравнительные лазерные тенеграммы канала искрового разряда батарейной и электронной систем зажигания, а также снимки при максимальном расстоянии 9 мм между разрядными электродами, когда сохраняется стабильный искровой разряд только для электронной системы зажигания с накоплением энергии в емкости.

Как видно из рис. 1 и 2, в развитии канала искрового разряда для батарейной и электронной системы зажигания имеются существенные различия. В батарейной системе зажигания энергия, накопленная в индуктивности первичной цепи катушки зажигания, подводится на разряд относительно равномерно в течение всего периода поддержания разряда за все время разомкнутого состояния контактов прерывателя. По этой причине на снимках канал искрового разряда за весь период развития имеет одинаковую плотность, по структуре однороден и его границы имеют почти гладкую форму, близкую к поверхности вращения.

В электронной системе зажигания с накоплением энергии в емкости индуктивность первичной цепи катушки зажигания (для катушки зажигания Б-13 $L=6,5$ мГн), накопительный конденсатор ($C=1$ мкФ) и открытый тиристор — управляемый диод образуют колебательный контур, в котором при открытом тиристоре возникают затухающие колебания с перио-

дом колебания $T \approx 20$ мкс [2—4]. При этом за время открытого состояния тиристора $\tau_{уд}=100$ мкс в искровом промежутке между электродами свечи наблюдается до 5 импульсов разряда. Поэтому энергия, накапливаемая в емкости электро-

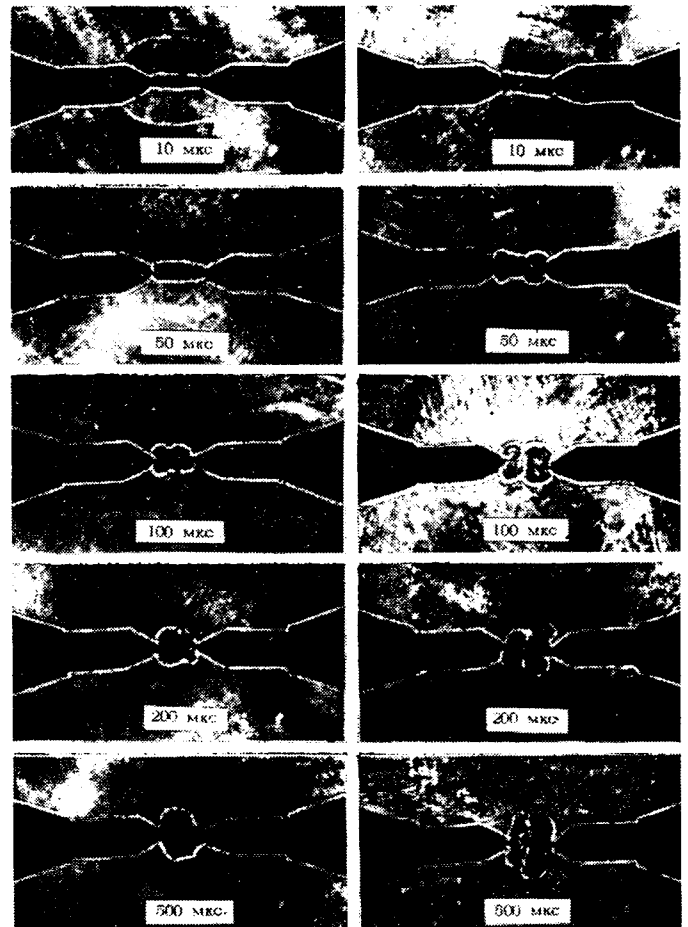


Рис. 1. Серия лазерных тенеграмм канала искрового разряда батарейной и электронной систем зажигания

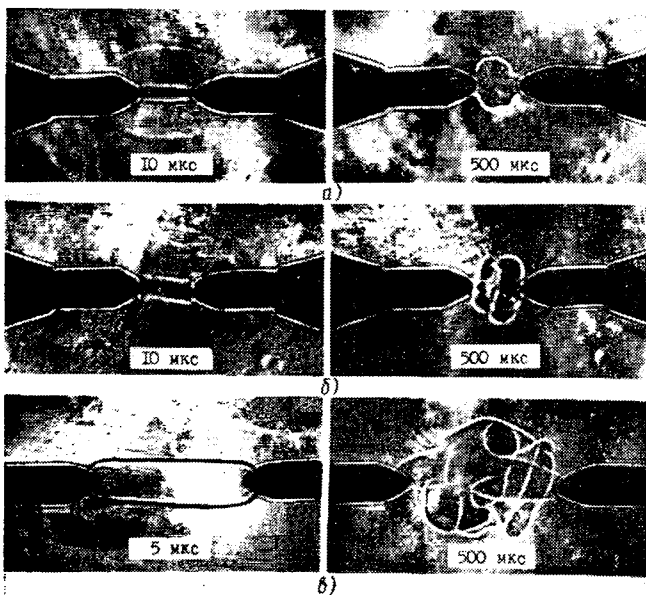


Рис. 2. Сравнительные лазерные тенеграммы искрового канала в начальной и конечной стадиях развития: а — батарейная система зажигания, $l = 3$ мм; б — электронная система зажигания, $l = 3$ мм; в — электронная система зажигания, $l = 9$ мм

ной системы зажигания, в разряд подается мощными импульсами, и на голографических снимках развитие канала просматривается как образование своеобразного объема неоднородной «многооблачной» структуры. При этом происходят как качественные, так и количественные изменения в развитии искрового канала. В зависимости от времени (продолжительности) развития искрового канала количество зон «многооблачной» структуры увеличивается, и в то же время наблюдается расширение самих зон. Границы искрового канала имеют неправильную форму с резкими переходами. В связи с этим площадь контакта области искрового канала с рабочей смесью в цилиндре двигателя внутреннего сгорания значительно больше по сравнению со случаем искрового разряда батарейной системы зажигания.

По лазерным тенеграммам канала искрового разряда, снятым при идентичных условиях для батарейной и электронной системы зажигания с накоплением энергии в емкости, соотношение площадей сечений разрядов в среднем составляет $1,0 : 1,75$. Еще большая разница в соотношении площадей сечений искрового канала получается в случае увеличения расстояния между электродами для электронной системы зажигания. При увеличении зазора между электродами до макси-

мально допустимого значения $9,0$ мм соотношение между площадями сечений искрового канала составляет $1 : 7$.

В начальный момент разряда для электронной системы зажигания с накоплением энергии в емкости вследствие кратковременного его действия плотность тока в искровом канале достигает очень больших значений (десятков и сотен тысяч ампер на квадратный сантиметр [4]), что вызывает резкое повышение давления и температуры. В искровом канале образуется и кратковременно поддерживается плазма, а за ее границей — ударная волна, которая хорошо наблюдается на лазерных тенеграммах, относящихся к начальным моментам развития разряда (рис. 1 и 2).

Простой расчет позволяет определить, что скорость распространения ударной волны для искрового разряда электронной системы зажигания в начале рассматриваемого интервала времени в $1,4$ — $1,5$ раза превышает скорость для искрового разряда батарейной системы зажигания и в 3 — 4 раза превышает скорость звука. При такой скорости распространения фронта ударной волны температура в зоне скачка уплотнения могла бы превысить $10\,000^\circ\text{C}$, но благодаря ионизации и диссоциации молекул рабочей смеси (образование свободных радикалов, протекающих с поглощением тепла), температура значительно меньше [1 и 5].

Сравнив лазерные тенеграммы канала искрового разряда батарейной системы зажигания и электронной системы зажигания, а также сделав расчеты, видим, что развитие искрового канала для электронной системы зажигания опережает по времени развитие канала искрового разряда батарейной системы примерно на 40 — 50 мкс, что объясняется различным характером экспоненциального нарастания вторичного напряжения до его пробивного значения. Это обстоятельство позволяет устанавливать более поздний угол опережения зажигания (примерно на 10° [3]) для двигателя с электронной системой зажигания.

Анализ развития канала искрового разряда по лазерным тенеграммам позволяет сделать вывод о возможности устойчивого воспламенения более бедных рабочих смесей в форсированных карбюраторных двигателях внутреннего сгорания за счет интенсификации искрового канала системы зажигания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стабников М. В., Томбак М. А. Исследование развития электрического пробоя в воздухе голографическим методом. — Журнал технической физики. 1971, т. XLI, вып. 6, с. 1310.
2. Глезер Г. Н., Опарин И. М., Хейман Э. Л. Электронные системы зажигания. М., Машгиз, 1961.
3. Иливанов В. Д. Процесс сгорания в карбюраторных двигателях внутреннего сгорания с электронной системой зажигания с накопительным конденсатором. Науч. тр./Чувашский сельскохозяйственный институт, 1971, т. IX, вып. 3.
4. Балагуров В. А. Аппараты зажигания. М., Машиностроение, 1968.
5. Болгарский В. А., Мухачев Г. А., Шукин В. К. Термодинамика и теплопередача. М., Высшая школа, 1964.



УДК 621.3.078.658.581

Информационно-диагностические точки контроля технического состояния автоматических линий

Д-р техн. наук Г. Б. ЛУРЬЕ, Б. И. ЧЕРПАКОВ, Н. Ф. СОЛОГУБОВ

Всесоюзный заочный политехнический институт

СОВРЕМЕННАЯ автоматическая линия представляет собой восстанавливаемую техническую систему, насыщенную большим количеством взаимосвязанных элементов, образующих сложные электрогидрокинематические цепи, в которых неисправное состояние отдельного элемента приводит к неисправному состоянию отдельного агрегата или линии в целом при наличии жесткой связи.

Изменение технического состояния автоматической линии во времени может быть представлено процессом $X(t)$, в котором

линия работает время T_1 , а в случае потери линией исправного состояния для поиска неисправностей и проведения технического обслуживания требуется время Y_1 . По истечении этого времени начинается новый период исправной работы автоматической линии, который может описываться случайной величиной T_2 . За периодом времени Y_2 следует T_3 . В этом случае для случайного процесса $X(t)$ имеет место следующее условие:

Диагностический уровень	Характеристика диагностического уровня	Вид функциональной схемы автоматической линии	Встроенные элементы
I	Автоматическая линия	$x \rightarrow [Q_1] \rightarrow z$	Q_1 — автоматическая линия
II	Агрегаты, встроенные в линию	$x \rightarrow [Q_1] \rightarrow z_1 \rightarrow [Q_2] \rightarrow z_2 \rightarrow [Q_3] \rightarrow z_3 \rightarrow [Q_4, Q_5, Q_6] \rightarrow z_4 \rightarrow [Q_7] \rightarrow z_7 \rightarrow [Q_8] \rightarrow z_8$	Q_1 — транспортер детали; Q_2 — узел фиксации детали; Q_3 — узел зажима детали; Q_4, Q_5, Q_6 — рабочие органы; Q_7 — узел разжима детали; Q_8 — узел расфиксации детали
III	Отдельные системы агрегата	$x \rightarrow [Q_{1i}] \rightarrow z_1 \rightarrow [Q_{2i}] \rightarrow z_2 \rightarrow [Q_{3i}] \rightarrow z_3 \rightarrow [Q_{4i}] \rightarrow z_4$	Q_{1i} — электрическая система i -го агрегата; Q_{2i} — гидравлическая система i -го агрегата; Q_{3i} — механическая система i -го агрегата; Q_{4i} — режущий инструмент i -го агрегата
IV	Узлы	$x \rightarrow [Q_{1p}] \rightarrow z_1 \rightarrow [Q_{2p}] \rightarrow z_2$	Q_{1p} — привод p -системы; Q_{2p} — шпиндельная коробка p -системы

$$X(t) = \begin{cases} 1, & \text{если } \sum_{i=1}^m (T_i + Y_i) < t < \sum_{i=1}^m (T_i + Y_i) + T_{m+1}, \\ & \text{линия функционирует исправно;} \\ 0, & \text{в противном случае линия функционирует неисправно} \end{cases} \quad (1)$$

при $m=1, 2, \dots$

Эффективность эксплуатации линии может быть увеличена, если время для поиска неисправных элементов (одна из составных частей простой линии) будет сведено к минимуму, т. е. $Y_i \rightarrow \min$ при $t_i, \text{ поиск} = t_{\min}, t_i, \text{ поиск} \in Y_i$.

Время поиска неисправных элементов в работе линии обеспечивается при помощи разработанной совокупности информационно-диагностических точек контроля технического состояния линии, под которыми понимаются соответствующие выходные сигналы с отдельных элементов, несущие информацию об их фактическом техническом состоянии.

Представим реальную техническую систему в виде функциональной модели автоматической линии, разделенной на некоторое число связанных между собой функциональных элементов. Под функциональным элементом понимается часть системы, которая может находиться в одном из двух несовместимых состояний — исправном или неисправном.

Перед построением функциональной модели представим автоматическую линию в виде отдельных взаимосвязанных подсистем $S_1, S_2, \dots, S_n \in S$, которые в совокупности составляют структурное «дерево» линии. При этом совокупность подсистем, полученных в результате i -го разветвления линии, назовем i -м уровнем диагностирования.

Например, если структурное «дерево» АЛ с жесткой связью состоит из шести уровней диагностирования, то первый уровень представляет автоматическую линию в виде одного функционального элемента (общее диагностирование), второй — в виде отдельных встроенных в линию агрегатов, третий уровень — K -агрегат, встроенный в линию, как совокупность отдельных систем (механической, электрической, гидравлической и т. п.), четвертый уровень — j -систему, как совокупность отдельных узлов системы, пятый уровень — m -узел, как совокупность отдельных элементов. Если данный уровень диагностирования представляет совокупность отдельных подузлов, входящих в m -узел, то вводят шестой уровень, представляющий n -подузел, как совокупность отдельных элементов.

Второй — шестой уровни диагностирования представляют частные показатели работы автоматической линии, а поэтому относятся к поэлементному диагностированию.

Следовательно, чем более высокий уровень диагностирования достигнут в процессе контроля технического состояния линии, тем более полная информация получена о ее фактическом состоянии.

Для автоматической линии с гибкой связью каждый встроенный агрегат можно представить в виде структурного «дерева».

Рассмотрим линию с жесткой связью, содержащую пять уровней диагностирования, представив ее на каждом уровне в виде логической модели, и определим минимальное число проверок, которое необходимо выполнить, чтобы оценить ее фактическое состояние.

Для построения логической модели допустим, что каждый уровень диагностирования содержит конечное число элементов;

каждый элемент может иметь два возможных состояния — исправное или неисправное.

В табл. 1 приведены функциональные схемы для автоматической линии, состоящей из агрегатных станков с рабочими органами, имеющими электрогидравлический привод (с первого по четвертый уровень диагностирования).

Принимая за диагностический параметр контроля технического состояния линии длительность цикла работы [1] и исходя из того, что все элементы, входящие в уровни диагностирования, имеют по одному выходу, каждый из которых характеризуется одним физическим параметром, можно принять, что функциональные схемы уровней диагностирования совпадают с их логическими моделями [2].

Для определения минимального количества проверок, необходимых для контроля технического состояния i -го уровня диагностирования ($i=1,4$), примем следующее допущение — неисправная работа функциональной схемы вызвана наличием в определенный промежуток времени только одной неисправности, которая локализуется внутри функционального элемента. Тогда множество возможных состояний диагностируемой функциональной схемы

$$S = \{S_i\}, \quad i = \overline{1, n};$$

$S_1(Q_1)$ — неисправен элемент Q_1 ;

⋮

$S_n(Q_n)$ — неисправен элемент Q_n .

Предположим, что неисправность функционального элемента приводит к выходу из зоны допуска параметра его выходного сигнала, по которому осуществляется проверка состояния данного функционального элемента. Считаем, что выход из зоны допуска параметра сигнала входа функционального элемента приводит к выходу из зоны допуска параметра сигнала его выхода. Тогда множество возможных проверок

$$P = \{P_j\}, \quad j = \overline{1, n},$$

$P_1(Q_1)$ — проверка состояния функционального элемента Q_1 по его выходу z_1 ;

⋮

$P_j(Q_j)$ — проверка состояния функционального элемента по его выходу z_n .

Множество результатов проверок будет состоять из двух элементов $A = \{0, 1\}$:

0 — параметр выхода функционального элемента вне допуска;

1 — параметр выхода функционального элемента в допуске.

В табл. 2 показано состояние диагностируемого объекта на примере уровня III диагностирования.

В результате попарного сравнения состояний получим булеву матрицу (табл. 3).

Из полученной булевой матрицы определяем выражение, позволяющее определить минимальное количество проверок, которое для уровня III диагностирования имеет вид

$$f = P_1(P_1 \vee P_2)(P_1 \vee P_2 \vee P_3)P_2(P_2 \vee P_3)P_3.$$

Состояние неисправного элемента	Проверки состояния функциональных элементов			
	П ₁	П ₂	П ₃	П ₄
S ₁ (Q ₁)	0	0	0	0
S ₂ (Q ₂)	1	0	0	0
S ₃ (Q ₃)	1	1	0	0
S ₄ (Q ₄)	1	1	1	0

По виду полученной функции устанавливаем минимальное множество проверок, которое обеспечивает логарную различимость всех состояний, т. е. является диагностическим местом.

Ниже приведено минимальное множество проверок, необходимое для оценки состояния элементов, входящих в функциональную схему *i*-го уровня диагностирования (*i*=2,4) АЛ (уровень I не приведен, так как представляет общее диагностирование линии):

Уровень диагностирования	II	III	IV
Минимальное количество проверок для контроля линии	П ₁ , П ₂ , П ₄ , П ₆	П ₁ , П ₂ , П ₃	П ₁ , П ₆ , П ₇

Характерной особенностью уровня V диагностирования, на котором каждый узел, встроенный в линию, рассматривается как комплекс отдельных элементов, является, как правило, многорегимная эксплуатация узла. Например, гидроданель подачи в агрегатах с электрогидравлическим приводом работает по циклу: быстрый подвод — рабочая подача — выдержка на упоре — быстрый отвод.

Для контроля технического состояния отдельных элементов, встроенных в многорегимный узел, используем следующую теорему. Если многорегимный узел функционирует неисправно вследствие неисправного функционирования отдельных переходов цикла, например, $\tau_i, \dots, \tau_k \in (\tau_1 + \dots + \tau_k + \dots + \tau_m)$, то причиной неисправного функционирования узла является неисправная работа общих элементов Q_α, ..., Q_β, работающих на этих переходах τ_i, \dots, τ_k .

Для доказательства рассмотрим схему работы отдельных элементов многорегимного узла, приведенную в табл. 4.

Предположим, что причиной неисправного функционирования многорегимного узла (табл. 4) является его неисправная работа на переходах τ_i и τ_k . Следовательно, это связано с наличием неисправных элементов, работающих на этих переходах τ_i и τ_k . Рассмотрим работу элементов на каждом переходе.

Причиной неисправного функционирования узла на переходе τ_i могут являться элементы Q₁, Q₃, Q_α, Q_β, работающие на этом переходе. Предположим, что неисправны все элементы, тогда, если неисправен элемент Q₁, то, исходя из того, что он работает и на переходах τ_1, τ_3 и τ_m , работа узла на этих переходах должна быть также неисправна. Но так как это не соответствует действительности, то элемент Q₁ является исправным. Аналогичные рассуждения можно провести, если принять, что неисправным является элемент Q₃.

Элементы Q_α и Q_β находятся в неисправном состоянии, так как система на переходах τ_i и τ_k функционирует неисправно.

Рассмотрим работу элементов Q₂, Q₃, Q_α и Q_β на переходе τ_k . О фактическом техническом состоянии элемента Q₃ заключение сделано выше. Рассмотрим работу элементов Q₂, Q_α и Q_β. Предположим, что неисправен элемент Q₂, тогда, проводя рассуждения, подобные изложенным выше, сделаем заключение, что элемент Q₂ исправен. Рассматривая работу элементов Q_α и Q_β, сделаем заключение, что данные элементы неисправны.

Следовательно, анализируя работу многорегимного узла (см. табл. 4), который функционирует неисправно из-за неис-

Сравниваемые состояния	Проверки состояния функциональных элементов			
	П ₁	П ₂	П ₃	П ₄
S ₁ , S ₂	1	0	0	0
S ₁ , S ₃	1	1	0	0
S ₁ , S ₄	1	1	1	0
S ₂ , S ₃	0	1	0	0
S ₂ , S ₄	0	1	1	0
S ₃ , S ₄	0	0	1	0

правной работы на переходах τ_i и τ_k , можно сделать вывод, что неисправными элементами узла являются Q_α и Q_β, что требовалось доказать.

Таким образом, применяя в качестве диагностического параметра контроля технического состояния автоматической линии на каждом уровне диагностирования длительность цикла работы, можно определить техническое состояние всей линии, а также отдельно встроенных элементов.

Таблица 4

Элементы узла	Переходы цикла									
	τ_1	τ_2	τ_3	τ_4	..	τ_i	..	τ_k	..	τ_m
Q ₁					
Q ₂					
Q ₃					
..
Q _α					
..
Q _β					
..
Q _n					

Внедрение принципов диагностирования автоматического оборудования в практику заводов позволит объективно определить состояние оборудования и характер его изменения с течением времени; планировать оптимальные сроки, объем и содержание ремонта по фактическому состоянию оборудования; увеличить производительность оборудования за счет сокращения времени на поиск неисправностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сологубов Н. Ф., Черпаков Б. И. Информационно-диагностическая система для эксплуатации автоматических линий. Экономика автомобилестроения (экспресс-информация), 1976. № 6, НИИНавтопром. с. 34—42.
2. Основы технической диагностики / Под ред. П. П. Пархоменко. Кн. 1. М., Энергия, 1976. 464 с.
3. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Киншт, В. И. Рабинович. М., Энергия, 1968. 224 с.

Уважаемые авторы!

В ссылках на литературные источники, которыми Вы пользуетесь при подготовке статей, необходимо указывать: 1) фамилии и инициалы всех авторов статьи, книги сборника; 2) полное название статьи, книги, сборника; 3) название журнала, сборника, трудов; 4) издательство выпустившее книгу, сборник, труды; 5) место и год издания; 6) страницы — начальную и конечную.

Автомобильная промышленность № 4, 1979 г.

Эффективность абразивных кругов при скоростном шлифовании деталей из среднеуглеродистых сталей

Канд. техн. наук А. Н. САМСОНОВ, Е. С. КИСЕЛЕВ, М. А. БЕЛОВ

Ульяновский политехнический институт

В УЛЬЯНОВСКОМ политехническом институте проведены исследования технологической эффективности абразивных кругов новых марок при круглом наружном врезном шлифовании с целью определения оптимальных характеристик кругов для черновой абразивной обработки деталей из среднеуглеродистых конструкционных сталей, находящихся в одной группе шлифуемости со сталью 45 [1].

Исследования выполнялись на модернизированном круглошлифовальном станке модели ЗБ161 в условиях скоростного ($v_k=50$ м/с; $v_m=70$ м/мин; $t=1,5$ мм/мин) и обычного ($v_k=35$ м/с; $v_m=35$ м/мин; $t=1,0$ мм/мин) шлифования со съемом постоянного припуска $z=1,0$ мм (величина поперечной подачи ограничена мощностью станка). Шлифование деталей из закаленной (HRC 38—45) и незакаленной (HB 156—207) стали 45 диаметром 80 мм при ширине шлифования $l_{ш}=20$ мм происходило по циклу: быстрый подвод, рабочая подача, выхаживание ($\tau_{вых}=3$ с) и быстрый отвод шлифовального круга. СОЖ (3%-ная эмульсия из эмульсола «Укринол 1») с расходом 40 л/мин подавали свободной падающей струей в зону шлифования. Круг правили алмазным карандашом СЗ перед началом каждой серии экспериментов с $S_{пр}=0,25$ м/мин по режиму: три прохода с $t_{пр}=0,03$ мм/ход, два прохода с $t_{пр}=0,01$ мм/ход и один проход без подачи (выхаживание).

Критериями для оценки эффективности процесса шлифования приняты следующие параметры: период стойкости круга τ в мин, определяемый по появлению следов дробления на шлифованных поверхностях; число шлифованных «условных» деталей $A_{у.д.} = Q_m/q_m$, где Q_m — суммарный объем металла, сошлифованного с деталей-образцов за период стойкости круга; q_m — объем металла, сошлифовываемого с эталонной детали (кожуха полуоси заднего моста автомобиля УАЗ-469); качество шлифованной поверхности, определяемое средним отклонением профиля Ra в мкм (требовалось обеспечить 7-й класс шероховатости по ГОСТ 2789—73).

Испытывали круги 14 различных характеристик из нормального, белого, хромистого и титанистого электрокорунда зернистости 16—25. За базу сравнения был принят круг характеристики 24А25НС16К5, применяемый на операциях обычного шлифования деталей ($v_k=35$ м/с) из стали 45.

В условиях проведенных экспериментов с увеличением скорости резания количество прошлифованных условных деталей $A_{у.д.}$, как правило, возрастает при одновременном увеличении поперечной подачи в 1,5 раза и снижении машинного времени в 1,05—1,58 раза при обработке незакаленных деталей и в 1,08—1,9 раза — закаленных (см. таблицу). Круги характеристики 24А16НС18К21 и 33А16НСМ28К21 при скоростном шлифовании обеспечивают меньшую производительность, чем базовый круг, и для принятых режимов шлифования в производственных условиях не рекомендуются.

Круги характеристики АТ20НС16К7 (за исключением обработки закаленных деталей) с увеличением v_k и t снижают производительность на 6—15% и стойкость на 22—36% по сравнению с обычным шлифованием.

Наибольшая эффективность этих кругов проявляется при обычном шлифовании закаленных и незакаленных деталей и при скоростном шлифовании только закаленных деталей.

Круги 14А20—24А16НСТЗБ6 и 15А20—24А16НСТЗБ68 на бакелитовой связке показали неудовлетворительные результаты и также не могут быть рекомендованы для обработки деталей из стали 45 на вышеуказанных режимах. Процесс шлифования этими кругами сопровождается их сильным изно-

сом, связанным с выгоранием связки. Поэтому круги быстро теряют геометрическую форму, уровень вибраций в системе СПИД быстро возрастает и на шлифованных поверхностях появляется огранка.

Круг 14А25НС16К7 позволяет с увеличением v_k до 50 м/с повысить производительность шлифования в 3,2 раза при обработке незакаленных деталей и в 1,8 раза — закаленных. Соответственно стойкость круга возрастает в 2,4 и 1,3 раза. Однако по сравнению с базовым кругом его производительность возрастает лишь на 27% при обработке незакаленных деталей и на 49% — закаленных.

Лучшие результаты при шлифовании деталей из незакаленной стали как на скоростных, так и на обычных режимах показали круги 37А25ПС16К7, легированные титаном, и 33А25НСМ17К, легированные хромом. Первый круг обеспечивает стойкость на 96—115%, а второй на 57—65% большую, чем базовый. Стабильные результаты показал круг 24А25НС27К, который несколько уступает вышеуказанным, но его стойкость на 50—52% выше стойкости базового круга.

При обработке закаленной стали лучшие результаты получены при шлифовании кругом 37А25ПС16К7. Его стойкость в 2,3—2,5 раза выше стойкости базового круга. Хорошие результаты получены при шлифовании кругами 33А25НСМ17К, АТ20НС26К7, 37АТ25НС16К7, 24А25НС27К.

Круги зернистости 40 не испытывали в связи с тем, что они не обеспечивают заданную шероховатость поверхности шлифованных деталей.

Таким образом, из результатов исследований следует, что на черновых режимах обработки деталей из стали 45 как при обычном, так и при скоростном шлифовании наиболее эффективны круги зернистости 25, твердости СМ—С, легированные титаном и хромом, и круги из белого электрокорунда твердости С.

Для принятых режимов скоростного шлифования все перечисленные выше круги обеспечивают шероховатость обработанной поверхности в пределах 7-го класса (ГОСТ 2789—73), за исключением среднеягких кругов 33А25НСМ17К, 33А16НСМ28К21 и 24А25НСМ27К, обеспечивающих шероховатость 6в класса.

Ухудшение шероховатости при шлифовании этими кругами связано с изменением характера работы кругов. Менее твердые круги, работающие в режиме самозатачивания с непрерывным обновлением рабочей поверхности круга, не могут обеспечить высокого класса шероховатости. С увеличением твердости круги работают в режиме частичного самозатачивания или затупления, глубина рисок, оставляемых на обра-

Характеристика круга	Стойкость при обработке незакаленной стали 45 (HB 156—207)			Параметр шероховатости Ra , мкм	Стойкость при обработке закаленной стали 45 (HRC 38—45)			Параметр шероховатости Ra , мкм
	$A_{у.д.}$	τ , мин	стойкость, %		$A_{у.д.}$	τ , мин	стойкость, %	
При $v_k = 35$ м/с								
24А16НС18К21	9,23	7,12	74*	1,02—1,29	6,92	5,50	89*	1,0—1,24
33А16НСМ28К21	9,77	7,71	78	1,24—1,70	8,53	6,61	110	1,21—1,60
АТ20НС16К7***	16,89	12,16	135	0,95—1,16	9,71	7,68	125	0,95—1,13
24А25НС16К5	12,48	9,91	100**	1,23—1,39	7,78	6,61	100**	1,23—1,50
24А25НСМ27К	9,53	7,71	76	1,26—1,84	6,29	4,96	81	1,48—1,67
37А25ПС26К7	14,32	10,98	115	0,96—1,11	9,64	7,69	124	0,88—1,17
37АТ25НС16К7	18,00	13,46	144	1,07—1,28	13,65	10,43	176	1,06—1,30
14А25НС16К7	6,12	4,44	49	1,28—1,48	6,72	5,12	86	1,10—1,28
14А20 — 24А16НСТЗБ6	3,37	2,77	27	2,66	4,48	3,30	59	2,7
15А20 — 24А16НСТЗБ68	3,81	2,70	31	2,7	5,54	4,40	71	1,9—2,02
При $v_k = 50$ м/с								
24А16НС18К21	12,85	7,26	82	0,85—1,25	5,83	3,19	73	0,92—1,17
33А16НСМ28К21	12,83	7,30	81	1,02—1,56	6,63	3,45	83	1,13—1,25
АТ20НС26К7***	19,13	10,75	122	1,03—1,30	13,76	7,44	175	0,98—1,10
24А25НС16К5	15,70	8,65	100**	0,98—1,23	7,97	4,42	100**	0,98—1,19
24А25НСМ27К	13,20	7,29	84	0,98—1,16	8,27	2,59	104	1,28—1,5
37А25ПС26К7	23,23	12,99	151	0,89—1,14	11,37	6,11	145	0,98—1,18
37АТ25НС16К7	19,29	10,36	122	1,09—1,24	13,75	7,27	172	0,92—1,06
33А25НСМ17К	24,60	13,45	157	1,02—1,56	17,79	9,97	224	0,90—1,28

* Стойкость в % по условным деталям.

** За 100% принята стойкость круга 24А25НС16К5.

*** Круги изготовлены по технологии производственного объединения АвтоВАЗ из абразивного материала фирмы Бреветти М. Б. Н. Абразивы (Италия) — аналога отечественного абразива 14А(электрокорунд нормальный).

тываемой поверхности детали, имеет сравнительно меньшую величину, и шероховатость уменьшается [2, 3].

Несмотря на увеличение в 1,5 раза поперечной подачи при скоростном шлифовании, среднее отклонение профиля шлифованной поверхности детали в конце периода стойкости круга оказывается меньшим в 1,02—1,59 (незакаленная сталь) и в 1,05—1,27 раза (закаленная сталь) по сравнению с результатами обычного шлифования.

Следовательно, при переходе на скоростное черновое шлифование можно сократить машинное время обработки в 1,5—2 раза и повысить производительность в 1,5—2,5 раза при некотором улучшении или неизменном качестве шлифованной поверхности детали.

Таким образом, на операциях скоростного шлифования деталей из стали 45 для получения шероховатости 7-го класса следует применять круги зернистости 25, твердости С1—С2 из белого электрокорунда и легированного титаном.

Шероховатость 6-го класса и высокую производительность можно получить при шлифовании кругами из хромистого электрокорунда, зернистости 25, твердости СМ.

Круги зернистости 16 на керамической и зернистости 16 и 20 на бакелитовой связке при шлифовании с $t=1$ мм/мин ($v_k=35$ м/с) и $t=1,5$ мм/мин ($v_k=50$ м/с) применять нецелесообразно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Режимы резания металлов. / Справочник под ред. Ю. В. Барановского. Изд. 3-е. НИИТавтопром. М., Машиностроение, 1972. 174 с.
2. Филимонов Л. Н. Стойкость шлифовальных кругов. М.—Л., Машиностроение, 1973. 62 с.
3. Корчак С. Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей. М., Машиностроение, 1974. 216 с.

УДК 629.113:621.74.669.13

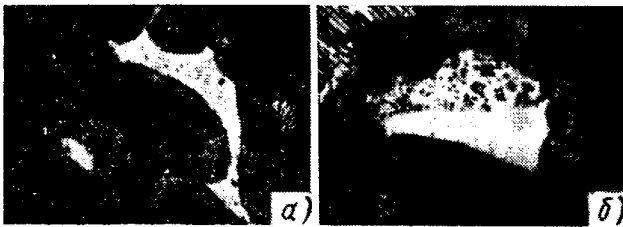
Влияние карбидообразующих легирующих элементов на строение фосфидной эвтектики в отливках из серого чугуна

Канд. техн. наук А. Д. ШЕРМАН, Б. М. ГРИНБЕРГ

Научно-исследовательский институт автотракторных материалов

В СТРУКТУРЕ промышленных серых чугунов, содержащих фосфор в количестве 0,05—0,2%, всегда имеются включения фосфидной эвтектики, которая в соответствии с классификацией ГОСТ 3443—57 бывает двух типов — ФС1 и ФС2. Оба типа представляют собой тройную фосфидную эвтектику (см. рисунок), т. е. состоят из дисперсионной смеси трех фаз: фосфида железа, цементита и α -твердого раствора [1 и 2]. Отличие их состоит в том, что в структуре фосфидной эвтектики типа ФС2 имеется крупная цементитная пластина.

В технических условиях заводов на отливки из серого чугуна, например, на отливки гильз цилиндров, иногда указывается на недопустимость в структуре чугуна фосфидной эвтектики с цементитной пластиной. Такое требование технически неправильно в отношении отливок из низкофосфористого легированного чугуна.



Фосфидная эвтектика в чугуне гильз цилиндров ЯМЗ (травление нитратом, $\times 800$):
а — типа ФС1 (обычная тройная фосфидная эвтектика); б — типа ФС2 (тройная фосфидная эвтектика с цементитной пластиной)

Низкофосфористые чугуны, применяемые для получения отливок гильз цилиндров на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, Ярославском моторном заводе и Горьковском автозаводе, содержат 0,3—0,45% Сг, до 0,08% Тi, до 0,2% Ni, до 0,4% Си. За рубежом чугуны для гильз часто содержат 0,07—0,35% V.

Как показали исследования, существует критическое соотношение содержания карбидообразующих легирующих элементов (хрома, ванадия) и фосфора, при котором в структуре чугуна появляются отдельные включения фосфидной эвтектики типа ФС2, т. е. тройной эвтектики с цементитной пластиной. Это соотношение для хрома и фосфора равно $\sim 1,5$, для ванадия и фосфора $\sim 0,6$. С увеличением указанных соотношений сверх критических возрастает количество включений фосфидной эвтектики типа ФС2 в структуре чугуна. Повышение или снижение содержания кремния соответственно смещает значение

критических соотношений в сторону увеличения или уменьшения.

При рассмотрении составов низкофосфористых чугунов (до 0,2% Р), легированных хромом в количестве 0,3—0,45%, которые применяются на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева и Ярославском моторном заводе для получения отливок гильз цилиндров, видно, что соотношение хрома и фосфора в этих чугунах выше 1,5. Соответственно в структуре чугуна отливок этих гильз всегда можно обнаружить отдельные включения фосфидной эвтектики типа ФС2. Следует отметить, что скорость охлаждения отливок при изменении толщины стенки отливки, получаемой в песчано-глинистой форме, от 10 до 50 мм не оказывает существенного влияния на величину критического соотношения.

Таким образом, требование о недопустимости в структуре чугуна включений фосфидной эвтектики типа ФС2 невыполнимо, если соотношение между содержанием карбидообразующих легирующих элементов (хром, ванадий) и фосфора превышает критическое. По мнению авторов, отдельные включения фосфидной эвтектики типа ФС2 не ухудшают фрикционных характеристик и обрабатываемости серого чугуна.

Известно, что с целью повышения износостойкости в чугун вводят повышенное количество фосфора (до 1%). Износостойкость фосфористых чугунов связана не только с сеткой фосфидной эвтектики, образующейся в таких чугунах, но и со свойствами фосфидной эвтектики.

Легирование фосфористого чугуна карбидообразующими элементами повышает содержание этих элементов в фосфидной эвтектике и увеличивает ее микротвердость. Как и в случае низкофосфористых чугунов, введение в фосфористые чугуны карбидообразующих легирующих элементов в количестве, при котором соотношение их с фосфором превышает критическое, приводит к появлению отдельных включений фосфидной эвтектики типа ФС2. Это значит, что фосфидная эвтектика максимально насыщена легирующими карбидообразующими элементами и дальнейшее увеличение содержания карбидообразующих элементов сверх критического приведет к росту количества включений типа ФС2. Вместе с тем содержание легирующих элементов в чугуне на уровне, при котором соотношение их с фосфором близко к критическому, обеспечивает максимальную микротвердость и прочность фосфидной эвтектики при минимальном количестве включений типа ФС2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гиршович Н. Г. Кристаллизация и свойства чугуна в отливках. М.—Л., Машиностроение, 1966.
2. Жуков А. А. О классификации структур фосфидной эвтектики. — Металловедение и термическая обработка металлов, 1971, № 5, с. 51—52.

Новые методы и средства нагрева заготовок

Канд. техн. наук А. В. ЩЕГЛОВ, Т. Б. СЕНЮТЬ

МКТЭИавтопром

В БОЛЬШИНСТВЕ случаев конструкции газовых нагревательных печей кузнечного производства и нагревательных средств под пайку не соответствуют требованиям, предъявляемым современной технологией, и санитарным нормам. При этом расход топлива на нагрев металла очень высок, отсутствуют механизация и автоматизация процессов нагрева.

Анализ кузнечно-рессорного производства отрасли показал необходимость создания проходных рекуперативных механизированных печей для нагрева мерных заготовок под штамповку, печей скоростного и безокислительного нагрева в кипящем слое промежуточного теплоносителя концов заготовок под высадку на горизонтально-ковочных машинах, а также конвейерных установок на базе пористых излучателей для местного нагрева рессорных заготовок под обработку давлением.

Кроме того, имеющиеся принципиально новые разработки в области нагрева тонких тел с помощью пористых излучателей позволили создать механизированные установки для пайки деталей велосипеда.

Проходные рекуперативные механизированные печи обладают максимальной надежностью работы в условиях молотовых кузнечных цехов.

Для проходной рекуперативной печи разработана принципиально новая система загрузки заготовок, позволяющая забирать их из производственной тары при помощи механизма подъема с электромагнитом, подающего заготовки на вибротранспортер, где они ориентируются. С вибротранспортера при помощи бокового и главного толкателей заготовки подаются в печь.

Механизм подъема заготовок, вибротранспортер, боковой и главный толкатели — универсальные устройства, позволяющие без переналада загружать заготовки диаметром 60—110 мм и длиной 100—300 мм. Разработан также вариант механизированной загрузки заготовок в электрические индукционные нагреватели.

Для этих печей разработана новая система автоматизации теплового процесса на основе механических элементов, позволяющих осуществить жесткое, функционально-связанное регулирование теплотехнических параметров (расход газа, соотношение газ—воздух на горение, расход воздуха для защиты рекуператора) в зависимости от тепловой нагрузки печи. Основным элементом системы — газовой регуляторной аппаратуры, который в зависимости от температуры в печи регулирует поступление газа и воздуха подачей жестко связанных копиров под рычаги соответствующих заслонок на трубопроводах. Количество электронных приборов в новой системе минимальное, за счет чего снизилась ее стоимость и повысилась надежность.

Для создания более простой конструкции проходной печи разработан новый тепловой процесс, основанный на зависимости состава печной атмосферы от нагрузки печи. При нормальной нагрузке, т. е. при рабочих расходах газа в горелки, подается стехиометрическое количество воздуха. При простоях и соответственно малых расходах газа количество воздуха уменьшается до половины стехиометрического и в печи создается защитная атмосфера, при этом резко падает температура печных газов.

В результате экспериментально-исследовательских работ создан размерный ряд проходных рекуперативных печей с учетом потребности кузнечного производства отрасли. Разработанные узлы агрегатов позволяют компоновать механизмы загрузки в зависимости от местных условий. Печь П163 работает на Минском автозаводе с 1976 г. Годовой экономический эффект составляет 10 тыс. руб. Значительно улучшены условия труда, ликвидирован тяжелый ручной труд на загрузке заготовок.

Печи для скоростного нагрева в кипящем слое предназначены для нагрева под ковку и штамповку концов заготовок круглого, квадратного и прямоугольного сечений в кипящем слое огнеупорного порошка, являющегося промежуточным теплоносителем.

Установки, использующие кипящий слой, представляют собой камеры, футерованные огнеупорным и теплоизоляционным кирпичом и перекрытые двумя сводами. Печи отличаются высокой скоростью нагрева металла, в 2—2,5 раза превышающей скорость нагрева в пламенных печах. Процесс нагрева может проходить без окисления и с минимальным поверхностным обезуглероживанием металла. При этом улучшаются условия труда кузнеца-штамповщика, так как отсутствует излучение тепла на рабочее место.

Основными узлами являются базораспределительное устрой-

ство, пневмозатор, запальная горелка. В комплект печи входят приборы теплового контроля и автоматического регулирования. Под печи — горелочное устройство (решетка) — состоит из двух или трех секций, через которые подается газоз-воздушная смесь. Каждая секция образует тепловую зону печи.

В технологическую зону через смесительное устройство подается газоз-воздушная смесь с недостатком воздуха для создания защитной атмосферы. Происходит безокислительный нагрев металла до температуры 1050—1300°C. Недостаток тепла в технологической зоне восполняется из одной или двух зон нагрева теплоносителя, куда подается газоз-воздушная смесь с определенным избытком воздуха. Промежуточный теплоноситель здесь нагревается до высокой температуры, перемешивается с теплоносителем в технологической зоне и отдает тепло нагреваемому металлу. Продукты неполного сгорания газа технологической зоны дожигаются под сводом печи при избытке воздуха в зонах нагрева теплоносителя. Промежуточным теплоносителем служит огнеупорный порошок зернистостью 0,4—1,0 мм, толщина слоя 250 мм.

Затор в загрузочном окне препятствует выносу промежуточного теплоносителя при выгрузке из печи нагретого конца штанги. В затор подается сжатый воздух, который сдувает промежуточный теплоноситель и затем поступает под свод печи для дожигания продуктов неполного сгорания в рабочей зоне.

Температурный режим работы печи контролируется по зонам. В зоне нагрева теплоносителя установлен датчик регистрирующего прибора, в технологической зоне — регулирующего, который подает сигнал на исполнительный механизм, соединенный с заслонкой, установленной на газопроводе. Температура в печи поддерживается путем изменения расхода газа в зоне нагрева теплоносителя. Это позволяет получать неизменный состав защитной атмосферы в технологической зоне. На печи установлена необходимая контрольно-измерительная аппаратура.

Печи с кипящим слоем для многократного нагрева концов штанг под высадку колец подшипников на горизонтально-ковочных машинах внедрены на подшипниковых заводах. На рис. 1 показана схема печи П16А. В таблице приведен типоразмерный ряд печей концевой нагрева металла в кипящем слое промежуточного теплоносителя, разработанный в МКТЭИавтопроме.

Отличительной особенностью новых конвейерных печей для нагрева рессорных листов под деформирующие операции является удобство встраивания их в технологическую линию, безынерционность и высокая производительность.

Такие установки показали хорошие результаты при эксплуатации. Эффективность их работы заключается в применении пористых излучающих горелок, работающих по принципу сжигания газов на пористой поверхности.

Принцип поверхностного сжигания газа состоит в том, что горячая смесь, проходя через пористую керамику, охлаждает ее и сгорает на поверхности. При этом поверхность быстро разогревается и интенсивно излучает тепло на нагреваемые изделия. Заданная температура излучающей поверхности регулируется в пределах 800—1300°C с точностью $\pm 10^\circ\text{C}$.

Применение пористых огнеупорных керамических материалов в качестве излучателей горелок позволяет повысить температуру излучающей поверхности и значительно удлинить срок их службы по сравнению с широко известными радиационными горелками с перфорированной насадкой.

Основное достоинство таких горелок — высокий КПД (до 40%), отсутствие тепловой инерции; рабочий режим может быть достигнут за 15—20 с, надежность

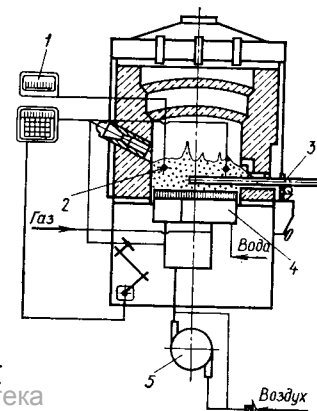


Рис. 1. Схема печи П16А: 1 — система теплоавтоматики; 2 — раппир; 3 — заготовка; 4 — горелочное устройство; 5 — подача воздуха

и безопасность в работе.

Установки легко встраиваются в технологические линии. Их применение позволило повысить производительность труда в 1,5—2 раза, уменьшить расход топлива в 2—3 раза, улучшить санитарно-гигиенические условия труда. Годовой экономический эффект от внедрения на заводе одной установки составил 20 тыс. руб.

Установка П154 (рис. 2) предназначена для нагрева средней части рессорных листов, а установка П161 — для одновременного нагрева их концов.

В установке П161 предусмотрена автоматическая очистка сжатым воздухом излучающих поверхностей нижних горелок от попадания окалины с нагретых рессорных листов.

Установки можно отключать даже при кратковременных (2—5 мин) остановках технологической линии, что позволяет исключить пережог нагреваемого металла. После кратковременных остановок горелки вновь зажигаются нажатием кнопки на пульте управления.

Для облегчения розжига установки снабжены постоянно действующими запальниками, обеспечивающими надежное воспламенение горючей смеси, поступающей на излучающую поверхность. Установки обеспечивают нагрев листов различных длин.

Приводы транспортеров установок обеспечивают плавную бесступенчатую регулировку скорости при помощи планетарного фрикционного вариатора МВР2-10Ш.

Установки снабжены автоматической системой регулирования температуры, собранной из стандартных элементов, и приборами контроля и блокировок в соответствии с правилами безопасности в газовом хозяйстве. Ниже приведена краткая характеристика печей П154 и П161.

	П154	П161
Производительность при толщине листов 18 мм в шт/мин	6	6
Скорость нагрева в мм/мин	3,5	3,5
Размеры рессорных листов в мм:		
длина	205—1675	550—2000
ширина	75—102	75—90
толщина	5—18	6—18
Температура нагрева в °С	950—1000	950—1000
Время нагрева листа толщиной 18 мм в мин	5	5
Длина нагреваемого участка в мм	50	200
Расход природного газа в м³/ч	26	100
Давление газа в кгс/см²	0,8	0,8
Теплотворная способность газа QH^P в ккал/м³	8500	8500
Расход воды в м³/ч	4	4
Давление воды в кгс/см²	2	2
Расход сжатого воздуха в м³/ч	0,05	—
Скорость конвейера в м/мин	0,36—4,3	0,45—5,4
Количество отводимых газов в м³/ч	1800	8000
Температура отводимых газов в °С	300	300
Установленная мощность в кВт	8,6	5,1
Габаритные размеры установки в мм	5250×2265×2250	5120×4260×2410
Масса в кг	4800	6600

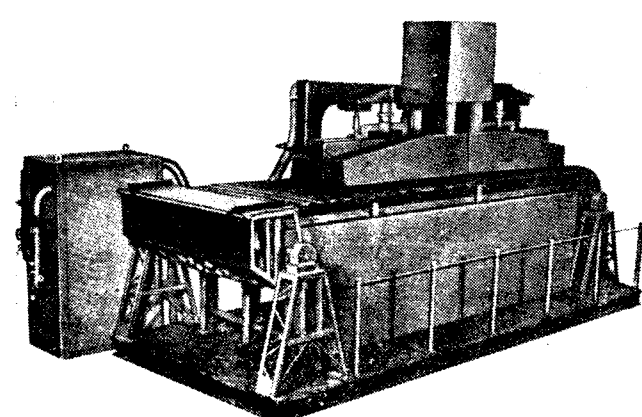


Рис. 2. Установка П154

Марка печи	Техническая характеристика					Деталь, типовой представитель группы деталей	Марки ковочных машин для работы с печами
	Производительность в т/ч	Темп выдачи заготовок в шт/ч	Размеры заготовок		Расход природного газа в м³/ч		
			диаметр в мм	длина нагрева в мм			
Печи для однократного концевоего нагрева							
П125	0,8	До 250	25—50	50—500	75	Торсионные валы, шкворни	ГКМ 400 (630, 800 тс)
П106	1,25	До 250	25—50	60—800	120	Полуоси, поворотные кулаки	ГКМ 630 (800, 1250 тс)
П131	2,0	До 200	30—70	80—800	190	Полуоси, тяги, торсионные валы, поворотные кулаки	ГКМ 1250 (1600, 2000 тс)
П134	3,15	До 180	30—70	80—800	300	Блоки шестерен, полуоси, поворотные кулаки	ГКМ 1600 (2000, 2500 тс)
Печи для многократного концевоего нагрева							
П116	0,8	30—35	До 60	1600	65	Кольца подшипников, втулки, шестерни	ГКМ 250 (400, 630 тс)
П118	0,63	30—40	До 60	1200	55	То же	То же

Для пайки узлов велосипеда разработаны следующие установки: ОС136 (рис. 3) — для пайки передних вилок и задних подвесок велосипеда; ОС148 (рис. 4) — для пайки подножки, выноса руля и короночного узла передней вилки велосипеда.

Впервые удалось совместить пайку с непрерывным транспортированием деталей от их сборки к следующей операции. Это позволило исключить внутри- и межцеховые перевозки, уменьшить межоперационные заделы и снизить трудоемкость.

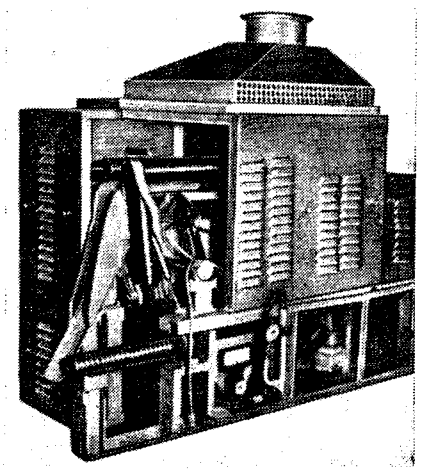


Рис. 3. Установка ОС136

Установки начинают работать на рабочем режиме через 10—15 с после включения, что полностью исключает перегрев паяемых деталей даже при кратковременных остановках оборудования, входящего в технологическую линию. Они легко переналаживаются на пайку узлов велосипедов всех типов, выпускаемых в СССР. Ниже приведена техническая характеристика установок.

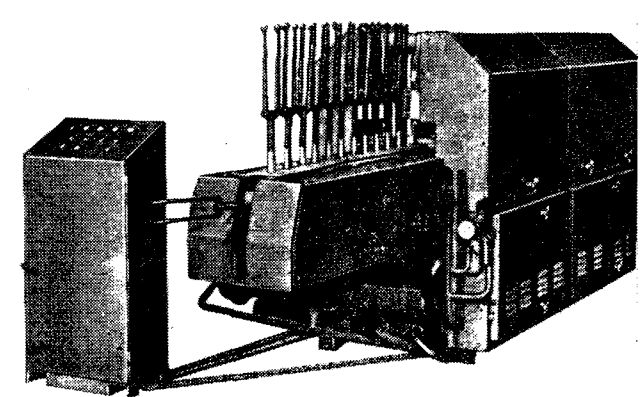


Рис. 4. Установка ОС148

Автомобильная промышленность № 4, 1979 г.

	ОС136	ОС148
Производительность в шт/ч	600	400
Температура нагрева в °С	1000—1100	
Тип горелок	Радиационный, с пористой насадкой	
Расход газа в м ³ /ч	6	20
Давление газа в кгс/см ²	0,8	
Теплотворная способность газа в ккал/м ³	8000	
Расход воздуха на горение в м ³ /ч	60	200
Давление воздуха в кгс/см ²	3—5	0,63
Расход воды в м ³ /ч	1,0	2
Давление воды в кгс/см ²	—	1,5
Габаритные размеры в мм	2750×960×2010	3970×1000×2260
Масса в кг	2050	2150

чивать высококачественное соединение деталей с минимальным дефектным слоем на их поверхности.

Высокому качеству работы способствует и отсутствие свободного кислорода в зоне нагрева, состоящей из пористых излучающих горелок. Их пористая насадка является одновременно топливосжигающим устройством и теплоизоляцией, что способствует уменьшению габаритов как нагревательной части, так и самих установок при их высокой производительности.

Высокая механическая прочность и строгое сохранение геометрических параметров узлов после пайки обеспечиваются локализацией теплового потока на нагреваемые участки, кратковременностью нагрева и конструкцией транспортирующих устройств, которые не требуют специальных фиксирующих зажимов. Запаянные узлы в ориентированном положении выгружаются автоматически. Кроме этого, имеется стандартная система блокировок безопасности.

Преимущества новых установок заключаются в широком диапазоне изменения тепловой мощности и плавном бесступенчатом регулировании скорости передвижения паяемых узлов. Это позволяет выбирать оптимальные режимы работы, обеспе-

И Н Ф О Р М А Ц И Я

УДК 629.113.001(73)

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ В США

СОЕДИНЕННЫЕ Штаты Америки имеют в настоящее время наиболее развитую автомобильную промышленность среди капиталистических стран.

Характерной особенностью развития автомобилестроения в 70-х годах в США является тенденция к снижению литровой мощности двигателя и средних эксплуатационных скоростей. Например, у автомобильных моделей 1975—1976 гг. литровая мощность не превышала 35—40 л. с./л. Автомобили ведущих европейских фирм имеют литровую мощность 50—70 л. с./л. Такие высокие показатели достигнуты за счет применения электронных систем впрыска топлива, установки распределительных валов в головке двигателя. Американские же фирмы пока еще редко применяют подобные конструкции.

В 1978 г. Агентство охраны окружающей среды в США утвердило новый стандарт на нормы топливной экономичности, который определяет среднюю норму расхода топлива или максимальный пробег в милях на 1 галлоне топлива для всех автомобилей 13 л/100 км или 18 миль на 1 галлоне топлива. Удовлетворение требованиям этого стандарта — проблема достаточно сложная. На практике это означает, что фирма продающая один автомобиль высокого класса с расходом топлива 18 л/100 км и один компактный автомобиль с расходом 8,5 л/100 км, будет иметь средний расход топлива 13 л/100 км. Фирма, продающая две модели автомобилей высокого и одну модель малого классов, будет иметь средний расход топлива 15 л/100 км, что выше нормы. За превышение нормы расхода топлива на каждую 0,1 л будет взиматься штраф в размере 5 долларов и умножаться на количество проданных автомобилей, т. е. например, для компании, производящей 5 млн. автомобилей в год, минимальная сумма штрафа достигает 25 млн. долларов. Ряд фирм пришли к выводу, что для них было бы выгодно иметь на конвейере по крайней мере одну экономичную модель, даже если она не очень выгодна в производстве. Одним из временных способов достижения норм топливной экономичности для американских фирм является ввоз экономичных моделей, выпускаемых своими европейскими и японскими дочерними предприятиями. Так, фирма Крайслер будет импортиро-

вать автомобили «Мицубиси» из Японии, фирма Форд — автомобили «Фиеста» из Европы. Однако после 1979 г. эти модели не могут быть включены в списки автомобилей, продаваемых фирмами, поэтому ввоз таких автомобилей, как «Фиеста», можно будет осуществлять только в течение двух лет. Предполагается, что в 1980 г. появится новая модель автомобиля «Пинто/Мустанг» с передним приводом, которую можно сравнить по своим техническим данным с автомобилем «Фиеста».

К малому классу относятся и автомобили «Фермент» и «Зефир», которые имеют одинаковую колесную базу 160 см. Оба автомобиля обладают неплохой экономичностью (8,2—11,5 л/100 км в зависимости от вида двигателя).

Сравнительно небольшая масса автомобилей этих моделей (1350 кг) была достигнута за счет применения облегченных панелей кузова, более тонких дверей и алюминиевых бамперов. Например, по сравнению с моделью «Маверик», у моделей 1978 г. были уменьшены длина, колесная база, а внутренние размеры салона остались прежними за счет более рациональной компоновки.

Компания Дженерал Моторс также прилагает значительные усилия для перестройки своей производственной программы в соответствии с требованиями времени.

Модернизация в основном сводится к уменьшению габаритных размеров автомобилей, их массы, установке электронных систем управления работой двигателя, улучшению экономичности. Так, размеры, например, «промежуточной» модели «Малибу» уменьшились по длине на 40 см, по ширине — на 12 см, правда, внутренние размеры автомобиля остались практически прежними. Значительное снижение массы автомобилей характерно для всех моделей, выпущенных в 1977—1978 гг.

В настоящее время нет ни одного предприятия в США, которое бы не стремилось к уменьшению общей массы автомобилей за счет снижения массы каждой его детали. В связи с этим все более широкое применение находят пластмассы, алюминий, легкие высокопрочные стали, тонкое стекло и другие легкие материалы. Многие фирмы для этой цели применяют способы, принятые

в авиастроении. В частности, перфорируются некоторые внутренние ненагруженные панели кузова.

Третий по величине автомобильный гигант США фирма Крайслер исключила из своей производственной программы наиболее тяжелые и громоздкие модели и также провела большую работу по снижению массы остальных моделей автомобилей. Наиболее интересны работы фирмы по снижению массы узлов тормозной системы. Благодаря замене стального главного тормозного цилиндра на алюминиевый масса уменьшилась на 3 кг, а в результате применения облегченных тормозных дисков — на 1,7 кг. На всех восьмицилиндровых двигателях фирма устанавливает с этого года электронные системы управления их работой.

По количеству ежегодно производимых автомобилей фирма Американ Моторс отстает от своих основных конкурентов, но тем не менее занимает ведущее положение в производстве автомобилей повышенной проходимости (дочерняя фирма Джип) и постоянно ведет поиск перспективных конструкций машин. Так, недавно разработанная фирмой модель «Пейсер» вызвала большой интерес у специалистов и покупателей и в этом году была несколько модернизирована. Были увеличены объем двигательного отсека для установки V-образного восьмицилиндрового двигателя, а также размеры салона.

Наибольший интерес представляет разработанная фирмой гамма перспективных автомобилей. Она включает шесть компактных моделей, среди которых наиболее интересна компоновка автомобиля «Джип» повышенной проходимости и электромобиль. Интерес фирмы к электромобилю не случаен, поскольку по мнению специалистов США, приблизительно через 3—5 лет серийное производство электромобилей станет необходимым и возможным. Электромобиль «Концепт Электро» имеет дальность хода 300 км и максимальную скорость 60—75 км/ч. Предполагается, что серийное производство этого автомобиля начнется в 1980 г.

Многие американские автомобили будут оснащены малогабаритными ЭВМ, анализирующими температуру воздуха двигателя, атмосферное давление, регулируемыми опережение и момент зажи-

Автомобильная промышленность № 4, 1979 г.

гания, состав топливной смеси и выхлопных газов для выбора оптимального режима работы двигателя.

Оригинальную конструкцию управления силовой установкой предложила фирма Форд. На новом шестицилиндровом двигателе установлен микрокомпьютер, который регулирует мощность, развиваемую двигателем, в зависимости от режима движения и характера местности. При торможении и движении накатом двигатель развивает минимальную мощность, так как некоторые цилиндры его могут быть отключены. При движении на подъем и при разгоне все цилиндры двигателя работают на полную мощность. Применение ЭВМ в системе управления работой двигателя позволяет снизить расход топлива на 15%.

Если в применении электроники на своих автомобилях американские фирмы за последние 2—3 года уже догнали или перегнали европейские фирмы, то в области аэродинамики фирмы Ситроен, Порше, Лотос пока сохраняют ведущее положение. Между тем аэродинамическое совершенство автомобиля имеет очень большое значение для обеспечения его экономичности и динамических данных. С учетом этих факторов Агентство охраны окружающей среды разработало методику определения зависимости расхода топлива от аэродинамического сопротивления и сопротивления качению.

В 1978 г. впервые в истории американского автомобилестроения на серийном легковом автомобиле установлен дизель. Концерн Дженерал Моторс выпустил модель «Олдсмобил-88» с дизелем с объемом цилиндров 6 л.

Однако рассмотрим некоторые факторы, которые влияют на развитие американского автомобилестроения.

Как известно, внешний облик автомобиля зависит от моды и вкусов покупателей, хотя эти критерии часто ухудшают функциональные качества автомобиля.

Современный автомобиль представляет собой совокупность самых противоречивых инженерных решений. С одной стороны, конструктор старается обеспечить минимальное аэродинамическое сопротивление воздуха и придает автомобилю наиболее удобную форму, с другой — часто эта форма не согласуется с требованиями комфорта и безопасности. Очевидно, что самая оптимальная из разработанных в последние годы клиновидная форма кузова станет основной и не претерпит существенных изменений. Однако на большинстве американских моделей не ожидается применения формы кузова, как у модели «Ситроен Ц. Икс». По мнению специалистов США, в начале 80-х годов у американских автомобилей коэффициент сопротивления воздуха будет 0,4—0,45 по сравнению с 0,56—0,74 в 1978 г. Конечно, эти показате-

ли уступают данным модели «Ситроен» (0,27), но даже при таком улучшении аэродинамических данных экономия топлива достигает 25%.

Кроме этого, некоторые особенности автомобилей связаны с его потребительской стоимостью. В связи с этим процесс совершенствования автомобиля идет по пути улучшения комфорта для пассажиров и его ходовых качеств. Однако достигнутый уровень комфорта вряд ли резко изменится, несмотря на то, что другие причины заставляют конструкторов искать сложные и дорогостоящие технические решения, чтобы обеспечить экономичность, надежность и т. д.

В заключение можно сделать следующие выводы.

Развитие американских автомобилей в ближайшие 10 лет будет идти по пути создания более компактных, экономичных, высококомфортных автомобилей, размеры которых постепенно приблизятся к размерам европейских автомобилей.

Американские автомобили 80—90-х годов окажут серьезное влияние на внешнюю торговлю автомобилями, поскольку уменьшится необходимость импорта малых автомобилей в США.

АЛЕКСАНДР РУБЦОВ

УДК 621.74:65.017.56(430.1)

НОВЫЕ ЭЛЕКТРОМОБИЛИ ФИРМЫ ДАЙМЛЕР-БЕНЦ

ФИРМА Даймлер-Бенц выпустила промышленную партию электромобилей модели LE 306 (рис. 1), созданных на базе серийного автомобиля-фургона LE 306. Радиус действия электромобиля 60 км, полная масса 4400 кг, полезная нагрузка 1450 кг, масса кислотной свинцовой аккумуляторной батареи 1000 кг, напряжение батареи 180 В, емкость 180 А·ч. Аккумуляторные батареи поставляет фирма Варта. В процессе эксплуатации батарею можно быстро заменить с помощью специального приспособления.

На электромобили устанавливают электродвигатель постоянного тока с независимым возбуждением. Максимальная частота вращения вала двигателя 6000 об/мин. Время разгона электромобиля до 50 км/ч составляет 14 с, максимальная скорость 70 км/ч. Электромобиль может преодолевать подъемы до 16%. На рис. 2 приведена функциональная схема электропривода.

Кроме того, фирмой разработан электробус модели OE 305 (рис. 3), в котором энергоснабжение осуществляется или от тяговой аккумуляторной батареи, или от дизель-генератора, расположенного в задней части автобуса. При работе автобуса в черте города используется аккумуляторная батарея, а за пределами города — дизель-генератор.

На электробусе установлена свинцовая аккумуляторная батарея фирмы Варта. Полная масса батареи 3000 кг, выходное напряжение 360 В, емкость 230 А·ч. Запас хода от 50 до 75 км. Электродвигатель фирмы Бош — мощностью 115 кВт, максимальной частотой вращения вала двигателя 4800 об/мин.

Для привода генератора используется четырехтактный, шестицилиндровый рядный дизель OM 352, работающий при постоянной частоте вращения коленчатого вала. В целях значительного снижения дымности и токсичности отработавших газов двигатель специально регулируется, при этом его максимальная мощность составляет 100 л. с. вместо 130 л. с. при $n=2800$ об/мин.

Рис. 1. Общий вид электробуса модели LE 306: 1 — механизм управления; 2 — коробка передач; 3 — электродвигатель; 4 — тяговая аккумуляторная батарея; 5 — дополнительная индуктивность

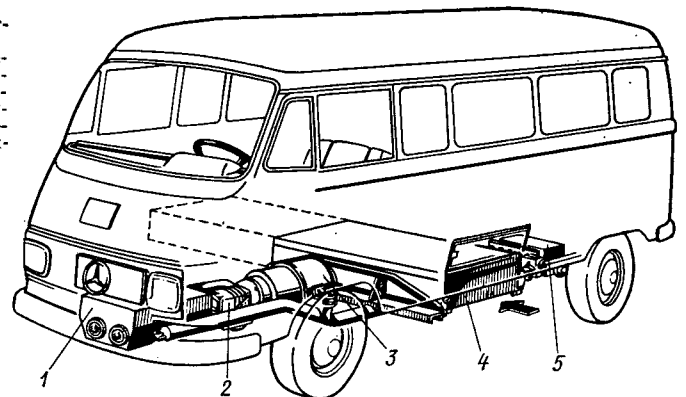
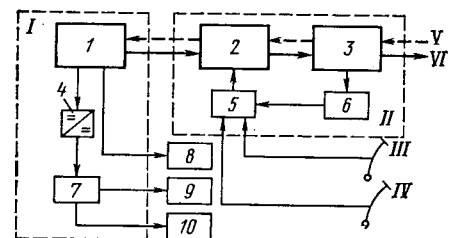


Рис. 2. Функциональная схема электропривода электробуса модели LE 306:

I — блок питания; II — тяговый двигатель с аппаратурой управления; III — педаль контроллера; IV — педаль тормоза; V — режим движения; VI — режим торможения; 1 — аккумуляторная батарея напряжением 180 В; 2 — аппаратура управления; 3 — электродвигатель; 4 — трансформатор напряжения; 5 — электронная регулировочная аппаратура; 6 — датчик скорости вращения; 7 — аккумуляторная батарея напряжением 12 В; 8 — вспомогательные приводы; 9 — освещение; 10 — прочие потребители энергии

Электробус имеет электронное импульсное управление с электрическим рекуперативным торможением.

Полная масса электробуса 19 000 кг, вместимость 100 человек, максимальная скорость 70 км/ч, время разгона до 50 км/ч составляет 20 с, преодолеваемый подъем до 16%.



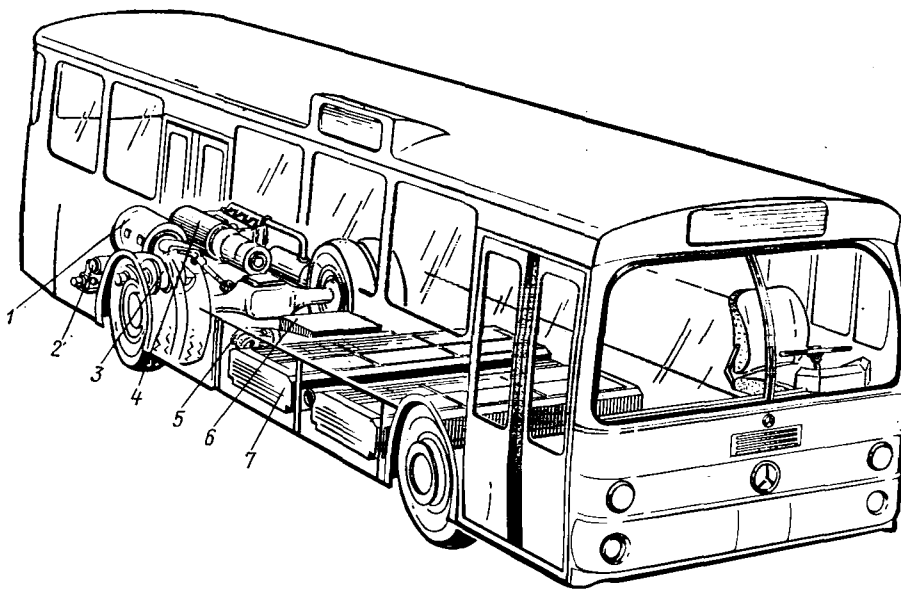


Рис. 3. Электробус модели OE 305:

1 — электрический тяговый двигатель; 2 — воздушный компрессор и насос гидроусилителя рулевого управления; 3 — вентилятор охлаждения тягового двигателя; 4 — дизель с генератором; 5 — вентилятор для аккумуляторной батареи; 6 — аппаратура электронного управления; 7 — тяговые аккумуляторные батареи

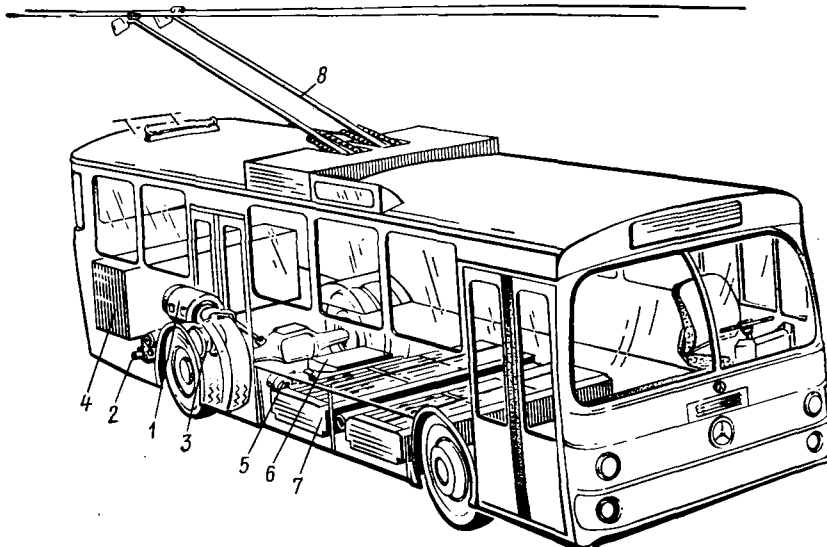


Рис. 5. Электробус OE 305 с двойным приводом:

1 — электрический тяговый двигатель; 2 — воздушный компрессор и насос гидроусилителя руля; 3 — вентилятор для тягового двигателя; 4 — агрегат питания; 5 — вентилятор для аккумуляторной батареи, аппаратура электронного управления; 6 — аккумуляторы; 7 — автоматически управляемые токосъемники; 8 — охлаждение аккумуляторов

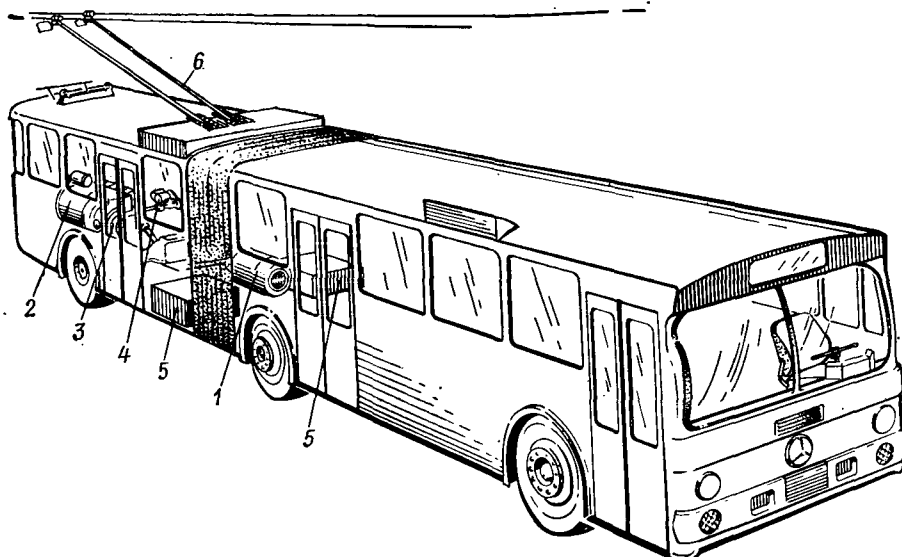


Рис. 6. Сочлененный автобус OE 305G с двойным приводом:

1 — электрический тяговый двигатель; 2 — дизель с автоматической коробкой передач; 3 — раздаточная коробка; 4 — воздушный компрессор, насос усилителя рулевого управления; 5 — агрегат питания и аппаратура электронного управления; 6 — автоматически управляемые токосъемники; 7 — токосъемники

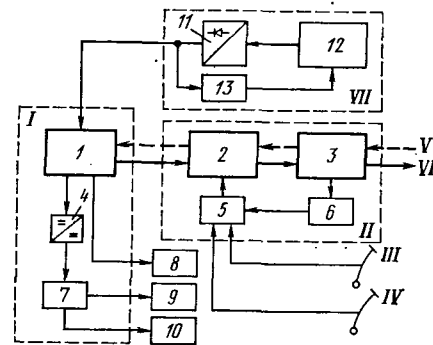


Рис. 4. Функциональная схема электропривода электробуса OE 305:

I — VI — то же, что на рис. 3; VII — зарядный агрегат (тяговая батарея I напряжением 360 В и аккумуляторная батарея 7 напряжением 24 В); 11 — генератор, 12 — дизель; 13 — контроль напряжения

На рис. 4 приведена функциональная схема электропривода.

Фирма разработала также вариант автобуса с гибридным питанием модели OE 305. В качестве источника энергии используется энергия аккумуляторных батарей, расположенных в подпольных нишах автобуса, и электроэнергия, поступающая от воздушных контактных сетей. При работе от контактной сети отбирается тяговый ток для питания электродвигателя, а также ток для зарядки аккумуляторных батарей (рис. 5).

Для питания от контактной сети на электробусе предусмотрены автоматические токосъемники, управляемые водителем с рабочего места. В задней части электробуса расположен агрегат питания, в котором напряжение воздушной сети 600 В понижается до 360 В, что соответствует напряжению аккумуляторных батарей.

Через агрегат питания осуществляется также подзарядка аккумуляторных батарей.

Технические характеристики электробуса с двойным приводом аналогичны характеристикам гибридного электробуса OE 305.

Фирмой Даймлер-Бенц разработан вариант сочлененного городского автобуса модели OE 305G (рис. 6) с двойным приводом. Для работы автобуса в центральной части города, где выбросы токсичных веществ автомобильным транспортом должны быть минимальными, используется электрическая энергия, поступающая от контактной сети.

На автобусе OE 305G установлен тяговый электродвигатель фирмы Бош, пиковая мощность которого составляет 180 кВт при рабочем напряжении 600 В. Для питания от контактной сети предусмотрены автоматические токосъемники.

При работе автобуса на окраинах города и в загородных зонах используется серийный дизель с автоматической коробкой передач. Между дизелем и коробкой передач установлена раздаточная коробка, через которую передается крутящий момент от дизеля или электродвигателя.

Техническая характеристика автобуса OE 305G с двойным приводом аналогична характеристике базовой его модели OE 305.

На рис. 6 представлен общий вид сочлененного автобуса с двойным приводом и его агрегаты.

ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ ЗА РУБЕЖОМ

ХАРАКТЕРНОЙ особенностью современного автомобилестроения является все более широкое использование новых конструкционных материалов, в частности различных видов синтетических пластмасс. Например, масса пластмасс, используемых в производстве одного американского автомобиля, увеличилась с 5 кг в 1953 г. до 85 кг в 1977 г., т. е. в 17 раз.

В 1976 г. на один автомобиль приходилось материалов, созданных на основе термопластичных смол, в Японии 31,2 кг, на основе терморезактивных смол 8,9 кг, в США соответственно 40,1 и 32,7 кг. В США автомобилестроение потребляет свыше 25% всех пластмасс, производимых в стране. Рост потребления пластмасс на один американский автомобиль за период 1977—1982 гг. ожидается. Следующий: материалов на основе термопластичных смол с 44 до 87 кг, на основе терморезактивных смол с 34 до 59 кг, т. е. потребление пластмасс составит к 1982 г. соответственно 78 и 146 кг. В Японии потребление материалов в автомобилестроении за 1976—1977 гг. на основе термопластичных смол составляло в среднем 4,8% (в то время как потребление сополимера акрилонитрилбутадиенстирола равнялось 22,5%, нейлона 23%). Потребление материалов, созданных на основе терморезактивных смол, в среднем составило 2,5% (при этом потребление полиуретана 19,5%). В итоге в среднем в Японии пластмасс всех видов в автомобилестроении потреблялось 4,2% всего спроса в стране. При сравнении этих данных следует учитывать, что полная масса американского автомобиля значительно превосходит полную массу западноевропейских и японских автомобилей.

Широкое применение пластмасс в автомобилестроении вызвано не только их высокими антикоррозионными, прочностными и энергопоглощающими свойствами. Основной причиной постоянно возрастающего применения пластмасс в автомобилестроении является стремление к снижению стоимости и полной массы автомобиля. Эффективность применения пластмасс в производстве автомобилей увеличивается также в результате незначительного повышения цен на синтетические материалы при соответствующем большом росте цен на металлы. В таблице приведены сравнительные данные стоимости материалов, используемых автомобилестроителями США в 1970—1977 гг.

Надо иметь в виду, что если даже стоимость детали из термопластического конструкционного материала будет выше, чем из металла, то экономия обеспечивается вследствие снижения стоимости производства, так как детали из пласт-

масс, полученные методом литья под давлением, изготавливаются (даже сложные и многофункциональные) с узкими допусками, с высокой производительностью, и для них не требуется последующей механической обработки. Кроме того, детали из пластмасс соединяются удобными и легко автоматизируемыми методами сборки, такими, как ротационная сварка или вибрация.

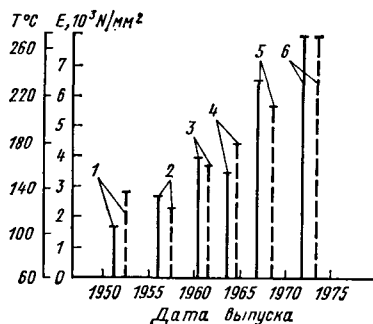


Рис. 1

Другой причиной растущего применения термопластических конструкционных материалов в автомобилестроении является разработка новых видов пластмасс и их модификаций, не уступающих по своим свойствам металлам. На рис. 1 приведены модуль изгиба E или эластичности (сплошные линии) и устойчивость формы к температурам T (штриховые линии) различных материалов по мере их появления на рынке США. Важным преимуществом пластмасс перед металлами являются также низкие затраты энергии и малая зависимость от колебаний ее стоимости.

Таким образом, в основе быстрого роста потребления пластмасс в автомобилестроении США и других развитых стран лежит повышающаяся конкурентоспособность по сравнению с другими материалами, улучшение технологии производства, качества выпускаемых изделий и снижение издержек производства.

Область применения различных видов пластмасс, и в частности термопластов, в деталях легковых автомобилей обширна: внутренние детали кузова, листы наружной обшивки кузова, буферные устройства, детали двигателей внутреннего сгорания, топливные баки.

После введения с 1968 г. в США и в ряде европейских стран специальных законов, направленных на повышение безопасности эксплуатации автомобилей, из пластмасс различных видов стали изготавливать приборную панель, энергопоглощающую рулевую колонку, подголовники, накладки к кузовам и т. п.

В США были проведены предварительные испытания автомобилей с буферами и накладками из полиуретанового пенопласта, в результате которых опытный автомобиль после 100 столкновений при скоростях 8—10 км/ч не имел повреждений и заметных на глаз деформаций.

Рассмотрим некоторые типичные случаи применения машиностроительных термопластов в современных легковых автомобилях, чтобы выявить диапазон характеристических требований и эксплуатационных условий, которым удовлетворяют термопластики. На рис. 2 показаны конструкции коробок для контроля за выделением углеводородов, используемых на многих современных автомобилях, изготовленных из нейлона-66.

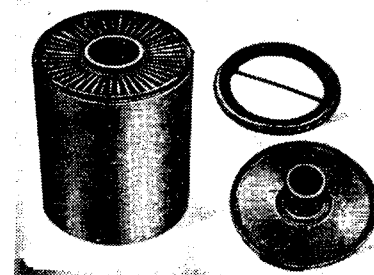


Рис. 2

Эта коробка, содержащая древесный уголь в качестве активной поглощающей среды, улавливает пары углеводородов из топливного бака. Затем эти пары в контролируемом количестве попадают в воздухозаборный патрубок в результате разрежения, создаваемого работой двигателя. Используемый материал — термостабилизированный нейлон-66, имеющий специальный состав и предназначенный для работы при продолжительном воздействии топлива, древесного угля и повышенных температур в моторном отсеке. Сборка коробки осуществляется ротационной сваркой.

Разработка армированных и наполненных нейлоновых пластинок расширила масштабы применения их в автомобилестроении. Одно из этих применений — кожух замка рулевой колонки (рис. 3), используемый на моделях автомобилей последних лет выпуска. Кожух изготовлен формовкой черного термостабилизированного нейлона-66, армированного 33% стекла.

Этот материал обладает преимуществами с точки зрения стоимости и веса по сравнению с ранее используемыми материалами для деталей, изготавливаемых литьем под давлением из цинка.

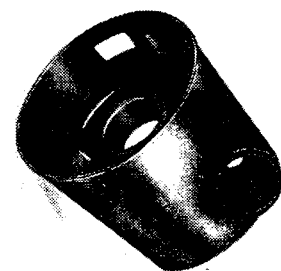


Рис. 3

Материал	Стоимость материалов в долл./дм ³ по годам				
	1970	1972	1974	1976	1977
Ацетат	2,04	2,04	1,89	2,70	2,95
Нейлон-66	1,84	1,84	1,96	2,72	2,92
Поликарбонат (неармированный)	—	1,95	2,62	2,85	2,89
Алюминий	1,71	1,65	3,17	2,56	3,37
Цинк	2,68	2,99	3,36	5,92	6,03
Медь	8,24	8,42	—	12,91	13,61

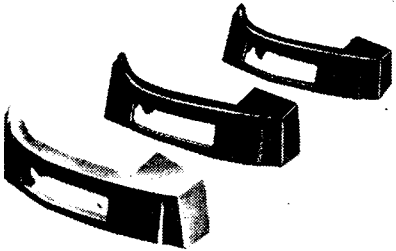
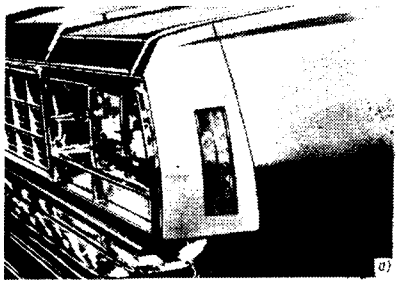


Рис. 4

Широкое использование получили минерал-наполненные нейлоны для изготовления окрашенных внешних деталей корпуса, таких, как удлинители крыльев (рис. 4, а, б). Используемые при этом материалы должны обладать не только жесткостью, но и соответствующей вязкостью и, кроме того, должны выдерживать температуру, при которой окрашенные детали находятся в сушильных печах (при обработке листового металла обычно используется температура 165°C). Пластмассовые детали окрашивают одновременно с прилегающими деталями из листового металла с тем, чтобы получить равномерность окраски. Детали формуют из нейлона-66 с 40% минерального наполнителя. Гладкая поверхность формованных деталей достигается непосредственно после их выема из формы. После этого не требуется других отделочных операций, исключая грунтовку. Детали после грунтовки непосредственно поступают на операции по сборке автомобиля. Для подобных целей в основном используют нейлон-66 с 33% минерального наполнителя и нейлон-66 со стеклянно-минеральным наполнителем.

Пример использования материалов, обладающих жесткостью и вязкостью при повышенных температурах, — экран рулевой колонки (рис. 5).

На рис. 6 показан кронштейн, формируемый из ацетатной гомополимерной смолы. Свойства ацетата, используемого для изготовления таких деталей, характеризуются сочетанием прочности и жесткости с сопротивлением ползучести, низким трением и высокими износостойкими характеристиками, сохраняющимися при

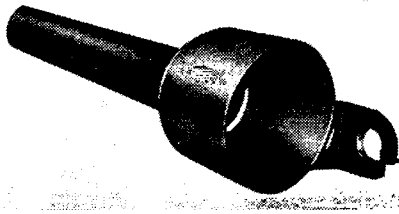


Рис. 5

высоких уровнях температур и влажности. Данный материал не подвержен коррозии.

В некоторых конструкциях ударная вязкость ацетата используется для того, чтобы можно было обжимкой быстро собрать некоторые крепежные приспособления. Данный кронштейн содержит семь деталей, которые поступают на сборку одновременно. Ранее употребляемый стальной кронштейн имел 12 деталей, из которых 7 нужно было собрать на линии. Реальным преимуществом кронштейна из ацетата является экономия массы: масса пластмассовой детали равнялась 225 г, тогда как масса стальной детали составляла 790 г. Это позволяет экономить 2,25 кг материала на автомобиль (четырёхдверный), что является существенным уменьшением массы автомобиля в рамках ведущихся в настоящее время исследований, направленных на экономию топлива.

Наиболее значительным случаем использования машиностроительных термопластиков в автомобильной промышленности является верхняя часть кузова, например, автомобиля ДЖИП (рис. 7), которую формируют из пенополикарбоната, содержащего небольшое количество стеклянной арматуры. Кузов весит 36 кг и формируется в виде одного блока.

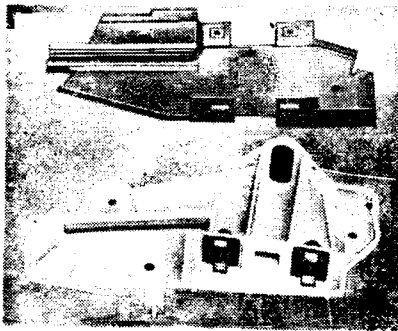


Рис. 6

Другой класс машиностроительных термопластов — термопластические по-

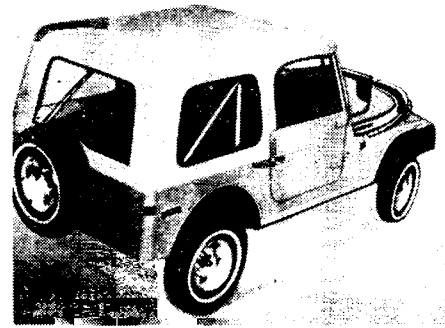


Рис. 7

лиэфир — нашли широкое применение для изготовления деталей систем электрооборудования и зажигания современных автомобилей. Например, крышка распределителя-прерывателя изготавливается формовкой из полибутиленовой терефталатовой смолы со стеклянной арматурой. Этот материал особенно отличается своей термостойкостью и диэлектрической прочностью.

Можно рассчитывать на то, что в будущем машиностроительные термопластики получат еще более широкое применение для изготовления различных автомобильных деталей, которые теперь изготавливаются исключительно из металлов. Это крышки клапанов и маслоподдоны автомобильных двигателей, верхние бачки радиаторов, отливки корпуса карбюратора. В настоящее время исследуется возможность изготовления многочисленных деталей трансмиссии из пластмассовых материалов. Рассчитывают, что в течение нескольких ближайших лет многие из этих деталей начнут изготавливать из машиностроительных термопластов. В недалеком будущем пластмассы могут быть использованы для изготовления таких внешних деталей кузова, как капоты, крышки настила и дверные блоки. Основная проблема при изготовлении таких деталей — это невозможность получить удовлетворительное качество отелки по классу А для материалов, которые экономически выгодны для изготовления таких деталей. Считают, что для интерьера автомобиля машиностроительные термопласты могут найти применение в изготовлении одинарных и двойных ковшеобразных сидений, образующих целую оболочку сиденья. Упомянутые случаи — одни из немногих будущих потенциальных возможностей применения машиностроительных термопластов.

М. Б. АНДРЕЕВ

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕМИНАР «СБОРКА-78»

В ОКТЯБРЕ 1978 г. в г. Харькове был проведен Всесоюзный научно-технический семинар «Передовой опыт технологии, механизации и автоматизации сборочных работ в машиностроении» — «Сборка-78», организованный Центральным правлением НТО Машпром совместно с Научным советом по технологии машиностроения ГКНТ, Министрствами автомобильной промышленности, строительного, дорожного и коммунального машиностроения, трак-

торного и сельскохозяйственного машиностроения и Комиссией АН СССР по технологии машиностроения.

Проведение семинара связано с задачами, поставленными в «Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 гг.», и имело целью для специалистов различных отраслей машиностроения обмен результатами работ по совершенствованию технологии сборки и созданию автоматизированных и механизированных средств сборки изделий.

На семинаре было заслушано более 40 докладов специалистов различных научно-исследовательских и проектно-конструкторских институтов, производственных предприятий и вузов страны, в том числе представителей автомобильной промышленности.

Перед началом семинара с приветственным словом к участникам обратился секретарь Харьковского обкома КП Украины В. А. Сушко.

Пленарное заседание семинара открылось выступлением председателя оргко-

митета заместителя министра тракторного и сельскохозяйственного машиностроения СССР Н. Н. Тарасова, в докладе которого проанализировано состояние технологии сборки в машиностроении, отражены основные направления развития сборочного производства, намечены пути совершенствования организации сборочных работ.

В докладах отмечалось, что удельная трудоемкость сборочных работ в автомобилестроении в настоящее время достигает 25—30% общей трудоемкости изготовления объекта производства, а уровень механизации и автоматизации составляет 62%, что свидетельствует о недостаточной автоматизации сборочных процессов. В связи с этим решением такой важной для отрасли задачи, как автоматизация сборочных работ, сейчас уделяется особое внимание.

Разрабатываемые и внедряемые в производство технологические процессы сборки и испытания автомобилей и их основных агрегатов носят комплексный характер и решают проблемы механизации и автоматизации не только сборочно-испытательных операций, но и транспортно-складских работ, а также рационального планирования рабочих мест, обеспечивающего удобство работы и минимальные затраты времени на выполнение вспомогательных операций.

На автомобильных и моторных заводах для общей сборки в основном используются сборочные конвейеры напольного и подвесного типов с принудительным ритмом, обеспечивающие удобный доступ к собираемому изделию.

На конвейерах широко используются одно- и многошпиндельные механизированные инструменты, различные приспособления, а также манипуляторы для установки тяжелых и громоздких узлов.

На некоторых заводах сборка и испытание двигателей осуществляются на подвесных толкающих конвейерах с автоматическим адресованием. При этом все операции, включая испытание, доукомплектовку и переборку двигателя, выполняются без его съема с подвески конвейера. Такое решение позволяет ликвидировать промежуточные погрузочно-разгрузочные операции, обеспечить точность на всех стадиях производства.

В некоторых случаях для сборки ряда агрегатов и узлов автомобилей применяются комплексные автоматизированные участки. Например, МКТЭИавтопром создан автоматизированный комплекс для сборки амортизаторов автомобилей «Жигули». Он состоит из четырех автоматических линий, несколько сборочных станков-автоматов и полуавтоматов, а также транспортных средств с межоперационными накопителями. Производительность такого комплекса — 3 млн. амортизаторов в год.

Наряду с решением задач по комплексной механизации и автоматизации процессов сборки немаловажным фактором является механизация и автоматизация сборочных операций.

Проблема автоматической сборки наиболее массовых узлов автомобилей, таких, как шатны, штанги толкателей, детали с резьбовыми шпильками, болты с шайбами и др., практически решена. Например, в НИИТавтопроме созданы и внедрены на автомобильных заводах многошпиндельные автоматы для свертывания резьбовых шпилек в корпусные детали. Такие автоматы оборудованы оригинальными устройствами, позволяю-

щими ориентировать шпильку требуемым концом в зависимости от шага резьбы.

При создании и внедрении новых технологических процессов сборки изделий большое внимание уделяется улучшению условий труда рабочих, уменьшению монотонности выполнения операций.

Работа семинара проходила по двум секциям: «Механизация и автоматизация сборки в массовом и крупносерийном производстве» и «Механизация и автоматизация сборки в мелкосерийном и единичном производстве».

Решению важной задачи современного машиностроения — созданию надежно действующего автоматического сборочного оборудования был посвящен доклад канд. техн. наук А. Г. Холодной (МВТУ им. Н. Э. Баумана) «Надежность автоматического выполнения многоступенчатых цилиндрических соединений».

Изучение физической сущности процесса позволило выявить наиболее технологичные для автоматической сборки конструкции деталей, рациональную последовательность выполнения сопряжения, перспективные схемы исполнительных механизмов для автоматической установки распределительных валов.

В докладе канд. техн. наук Б. А. Иоффе (г. Рига) изложена сущность электромагнитодинамического метода контроля качества узлов за счет проверки наличия деталей и их взаимного положения; на конкретных примерах рассмотрены методы контроля.

Сообщение А. Ф. Хромилина посвящено разработанному на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева автоматическим устройствам для сборки резьбовых соединений вихревыми методами. В докладе описаны конструкции различных автоматических устройств, позволяющих производить сборку резьбовых соединений при несовпадении осей собираемых деталей до 4 мм, приведены схемы компоновки сборочных устройств для различных положений собираемых соединений.

В результате проведенных исследований выбраны наиболее рациональные параметры вихревых сборочных устройств, определена область применения вихревого метода, разработаны рекомендации для их практического применения.

Работам по созданию сборочного оборудования был посвящен доклад Е. Ф. Михайлова (НИИавтоприборов), в котором рассмотрены конструктивные особенности сборочных конвейеров и принципы их работы. Ведется работа по организации ритмичной подачи деталей к рабочим позициям и конструкторско-технологическая проработка собираемых деталей с целью сокращения количества рабочих, участвующих в процессе сборки.

Одним из путей повышения эффективности сборки и качества выпускаемой продукции, как отметил в своем докладе канд. техн. наук В. В. Павлов (МАТИ), является проектирование оптимальных технологических процессов. Из-за многообразия действующих при сборке факторов, сложности их взаимосвязи и большого объема необходимых вычислений оптимизация сборки возможна лишь с применением ЭВМ на основе математического моделирования процессов сборки.

Хотя в большинстве сообщений, сделанных на заседании секции «Механизация и автоматизация в мелкосерийном и единичном производстве», решаются

вопросы автоматизации и механизации в мелкосерийном производстве, частные решения многих проблем смогут найти применение и при сборке деталей и узлов автомобильной промышленности.

Решению проблемы автоматизации сборки изделий в серийном производстве на базе создания универсальной самоперенастраиваемой нормализованной типовой технологической оснастки посвящен доклад канд. техн. наук А. А. Гусева (Москва) «Проблемы автоматизации сборки изделий в серийном производстве и опыт их решения». Высокая производительность и широкая универсальность сборочных автоматов, созданных на базе нормализованной типовой оснастки, позволили внедрить их на ряде заводов.

Одной из актуальных проблем при формировании неразъемных соединений является повышение их прочности и несущей способности. Д-р техн. наук Б. Ф. Федоров (г. Ижевск) рассказал о наиболее эффективных способах повышения этих характеристик при сборке с введением в зону контакта масла под давлением и предварительном упрочнении контактирующих поверхностей.

Анализ проведенных результатов показал, что при таком способе прочность неразъемных соединений повышается на 20—40% по сравнению с известными методами сборки, а также резко снижается усилие запрессовки.

Киевским технологическим институтом легкой промышленности в содружестве с машиностроительными заводами проведены работы по определению оптимальных методов технологической подготовки сопрягаемых поверхностей при сборке соединений с охлаждением, а также по разработке методов неразрушающего контроля поперечно-прессовых соединений. Канд. техн. наук А. С. Зепкин рассказал, что проведенные в институте исследования показывают особую перспективность сборки с применением глубокого холода для формирования ответственных узлов, к которым предъявляются повышенные требования по эксплуатационной надежности и технике безопасности.

Семинар показал, что в машиностроительной промышленности ведутся работы по снижению трудоемкости сборки, повышению производительности труда, улучшению условий труда рабочих-сборщиков.

В рекомендациях семинара отмечается, что необходимо снижать трудоемкость сборки, налаживать производство унифицированных узлов сборочного оборудования и механизированного инструмента, создавать технологичные с точки зрения сборки конструкции изделий, налаживать межотраслевую информацию о внедряемых прогрессивных технологических процессах, выпускаемом и действующем механизированном и автоматизированном сборочном оборудовании и инструменте и т. д.

Передовой опыт, которым обменялись участники семинара, должен быть изучен и проанализирован специалистами сборочного производства с целью внедрения наиболее прогрессивных исследований и разработок в производство, что поможет решению задачи в деле дальнейшего подъема сборочного производства и устранения имеющихся в отрасли недостатков.

Канд. техн. наук В. Н. БОЛЕНСКИЙ,

В. А. ЛИБЕНСОН
НИИТавтопром

СЕМИНАР МАДИ ПО КАЧЕНИЮ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

В МОСКОВСКОМ автомобильно-дорожном институте 25—27 октября состоялось очередное заседание постоянно действующего семинара по качению эластичного колеса. В семинаре участвовало 12 организаций. Были заслушаны доклады представителей научно-исследовательских институтов, вузов, заводов.

В докладе канд. техн. наук И. В. Балабина и А. В. Кнороза (ЦНИАП НАМИ) рассмотрены пути уменьшения износа и энергетических затрат при качении управляемых колес по криволинейной траектории. Одной из задач, еще не решенных окончательно, является определение и сохранение оптимальных параметров установки управляемых колес автомобиля. Решить эту задачу можно только на основе тщательного изучения комплекса вопросов взаимодействия системы управляемых колес с дорогой.

Большой интерес с позиций оптимизации параметров углов установки шкворней и колес представляет процесс качения управляемых эластичных колес при повороте автомобиля, имеющего неразрезную балку переднего моста. В процессе поворота автомобиля управляемые колеса испытывают действие вертикальных и боковых сил, меняющихся в широком частотном и амплитудном диапазоне, что приводит к интенсивному износу шин. Поэтому важно то, насколько оптимальным в силовом и энергетическом аспектах является процесс качения колес по криволинейным траекториям. Материалы исследований позволяют сформулировать основные физические положения процесса качения эластичного колеса с наклоном к дороге:

- 1) движение эластичного колеса по криволинейной траектории сопровождается одновременным действием боковой силы и стабилизирующего момента;
- 2) изменение угла наклона плоскости качения колеса, к опорной поверхности вызывает изменение боковой силы и стабилизирующего момента, эти изменения могут уменьшать и увеличивать указанные силовые параметры;
- 3) величина «свободного радиуса» криволинейной траектории однозначно определяется сочетаниями характеристик шины и углом наклона плоскости качения эластичного колеса к опорной поверхности.

Эти положения, а также исследования Е. Ф. Непомнящего позволяют предположить, что движение нагруженного эластичного колеса по криволинейной траектории заданного радиуса в сочетании с углом наклона плоскости качения колеса сопровождается действием внешних сил и поэтому вызывает наименьший износ протектора шины.

На Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ проведены исследования применительно к шинам управляемых колес трехосного автомобиля типа 6×4 грузоподъемностью 8 т и двухосного автомобиля типа 4×2 грузоподъемностью 5 т. На первом этапе были определены составляющие силового потока, действующие на шины при движении автомобиля с различными скоростными и траекторными параметрами. Получена зависимость угла наклона плоскости качения управляемого колеса от параметров угла поворота колеса вокруг шкворня и начальных параметров системы

$$\sin \alpha_d = \sin \alpha_0 + \sin \beta (1 - \cos \theta) + \sin \gamma \sin \theta + \sin \alpha_6.$$

Величина угла наклона балки передней оси определяется радиальной жесткостью шин.

Анализ представленной зависимости показал, что наибольшие величины углов наклона плоскости качения колес к дороге можно ожидать при движении автомобиля на повороте, причем упругие характеристики шин оказывают большое влияние на величину и характер изменения угла наклона колеса к дороге, а при некоторых сочетаниях начальных углов установки колес и шкворней являются определяющими для оценки данного параметра.

Кроме того, проводились ускоренные износные испытания шин управляемых колес при движении автомобиля по круговым траекториям с постоянными заданными радиусами и скоростями движения. Результаты исследований показали, что темп износа протектора шин управляемых колес при движении на повороте в несколько десятков раз превышает темп износа протектора при движении на скоростной дороге. Изменение плоскостей наклона колеса на повороте путем увеличения угла продольного наклона шкворня с 2° до 8°30' уменьшило темпы износа шин управляемых колес при движении автомобиля по круговым траекториям в среднем в 2,5—3 раза (по наружному и внутреннему к центру поворота колеса соответственно).

При движении автомобиля по скоростной дороге темпы износа шин при различных углах продольного наклона шкворня практически равны.

Неравномерность износа шин управляемых колес при движении испытываемого автомобиля по круговым траекториям для продольного угла наклона шкворня 2° составила в среднем 3,3, а для продольного угла наклона шкворня 8°30' в среднем 1,8.

Результаты испытаний показали, что движение по криволинейным траекториям вызывает значительное повышение расхода топлива по сравнению с расходом при прямолинейном движении, что свидетельствует о повышенном сопротивлении движению при повороте; сопротивление движению при повороте автомобиля типа 6×4 значительно больше, чем автомобиля типа 4×2; изменение продольного угла наклона шкворня с 2° до 8°30' снизило интегральный расход топлива при движении на повороте в среднем на 12—13% для автомобиля типа 4×2 и на 3,5—5% для автомобиля типа 6×4.

О шимми мотоцикла доложили О. И. Ткаченко и д-р техн. наук Л. Н. Гродко (Московский автомеханический институт). Колебания типа шимми управляемого колеса мотоцикла рассмотрены на модели, имеющей две степени свободы: поворот корпуса мотоцикла относительно линии узлов и поворот колеса с рулем относительно оси руля.

Получены формулы, позволяющие рассчитывать величину критического демпфирования k^* , а также частоту p шимми на границе устойчивости. Установлено, что если вынос l передней вилки меньше коэффициента увода $\eta = \frac{K_{ув}}{a}$ (где $K_{ув}$ — коэффициент сопротивления уводу, a — боковая жесткость шины), то существует некоторое критическое значение $m_{пр}^*$ приведенной массы, такое,

что $m_{пр} < m_{пр}^*$ движение устойчиво без введения демпфера. Если $l > \eta$, то движение устойчиво при любом значении приведенной массы. Величина необходимого демпфирования k^* зависит от боковой жесткости передней вилки.

Одним из важнейших критериев устойчивости и управляемости мотоцикла является декремент затухания угловых колебаний свободного руля мотоцикла. Получена простая приближенная формула для его вычисления.

Определяющее влияние на устойчивость свободного руля мотоцикла оказывает увеличение выноса и боковой жесткости передней вилки.

Канд. техн. наук Д. Ф. Фортунков (Горьковский автозавод) доложил об основных характеристиках шин и их влиянии на стабилизацию и колебания управляемых колес автомобиля. Пневматическая шина была создана, чтобы повысить плавность хода автомобиля. Однако с повышением скорости движения, интенсивности транспортных потоков и улучшением покрытия автомобильных дорог первостепенными стали следующие показатели автомобиля: управляемость, устойчивость и безопасность движения, поэтому на первый план выступили характеристики, обеспечивающие показатели, а радиальная упругость шины, обеспечивающая плавность хода, отступила на второй план.

К таким характеристикам относятся поперечная сила и стабилизирующий момент, возникающие при качении колеса, повернутого относительно направления движения автомобиля, а также плечо стабилизации шины.

В докладе канд. техн. наук Н. М. Кислицина (Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова) рассмотрено влияние изменения колеи колес автомобиля на проскальзывание и износ шин. При выборе подвески надо знать допустимые изменения колеи, оптимальные сочетания изменения колеи и углов установки колес и возможности компенсации износа колес, вызываемого изменением колеи.

Проскальзывание и износ шины при наличии угла ϵ схода колеса и изменении колеи аналогичны тем, что возникают при приведенном угле схода

$$\epsilon_{п}(x, y) = \epsilon(x) + \frac{\gamma y}{2a},$$

где x — величина хода подвески;
 y — скорость изменения колеи;
 γ — масштабный коэффициент;
 a — скорость автомобиля.

В докладе приведено уравнение для определения проскальзывания (износа) шины, которое учитывает влияние на износ шин углов установки колес и изменение колеи.

Разработано устройство для определения изменения колеи при движении автомобиля.

Канд. техн. наук В. В. Московкин (НАМИ) рассказал о взаимосвязи сопротивления качению шин с топливной экономичностью грузового автомобиля. Получена аналитическая зависимость, которая устанавливает взаимосвязь между сопротивлением качению шин автомобиля и расходом топлива. При использовании этой зависимости можно расчетным путем определить эффективность конструктивных мероприятий по снижению

сопротивления качению шин. Докладчик привел примеры практического применения зависимости.

Об исследовании некоторых выходных характеристик крупногабаритных шин сообщили А. Н. Хустенко и канд. техн. наук Ю. В. Суровегин (Могилевский машиностроительный институт). Теоретический анализ качения ведущего колеса с крупногабаритной шиной по грунтовой поверхности показал, что тяговые качества ведущего колеса зависят от его геометрических параметров, физико-механических свойств грунта и буксования. В докладе приведены результаты двухлетних испытаний автомобилей-тягачей и скреперов Могилевского автозавода им. С. М. Кирова, оснащенных крупногабаритными шинами, а также испытаний шин модели Я-131А, ДФ-27 и ДФ-27А на универсальном стенде Могилевского машиностроительного института. Приведена методика проведения испытаний с использованием математической теории планирования эксперимента и тяговые зависимости крупногабаритных шин от геометрических параметров, плотности грунта, давления в шине, нагрузки на колесо. Кроме того, приведены данные по потерям в зоне контакта шин с опорной поверхностью и их оценка, а также некоторые данные по выходным характеристикам шин модели Я-131А, ДФ-27, ДФ-27А. Даны рекомендации по улучшению тягово-сцепных качеств крупногабаритных шин.

В докладе А. Н. Евграфова (НАМИ) рассмотрено влияние теплового состояния пневматической шины на некоторые параметры качения эластичного колеса. Исследования выполнены на динамометрическом стенде с плоской опорной поверхностью, оборудованном установкой для прогрева шин. В результате исследований установлено, что тепловое состояние шины оказывает заметное влияние на геометрические и кинематические характеристики и сопротивление качению колеса.

О некоторых статических жесткостных характеристиках шин доложили Г. Д. Оганесян (КТБ Министерства автомобильного транспорта Армянской ССР) и Е. В. Марков (НАМИ). Докладчики привели результаты испытаний некоторых отечественных моделей шин для легковых автомобилей «Москвич», «Жигули», «Волга». Приведены данные о функциональных зависимостях размеров контакта (площадь, длина и ширина) от нор-

мальной нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине, полученные при испытаниях на выпуклой поверхности барабана и плоскости. Кроме того, даны результаты определения для тех же шин радиальной, крутильной и боковой жесткости при различных давлениях воздуха и нормальных нагрузках.

В докладе А. Б. Азбея, канд. техн. наук Ю. Ю. Бельянского (БелавтоМАЗ) и д-ра техн. наук Литвинова А. С. (МАДИ) колесо, катящееся по окружности, представлено в виде жестко связанных эластичных дисков. На этой основе выведены формулы для момента сопротивления повороту одиночного и двоярного колес с учетом силы сцепления колеса с опорной поверхностью. В докладе показано, что момент сопротивления повороту шины размера 12.00—20 для двоярного колеса примерно в 15 раз больше, чем для одиночного. Рассмотрено движение многоосного седельного тягача по окружности и на этом примере выявлено влияние учета момента сопротивления повороту вследствие определенности отпечатка на характеристики движения.

Д-р техн. наук В. И. Кнороз, канд. техн. наук Е. М. Резвяков и В. В. Степанов (НАМИ) сообщили об исследовании вибрационных характеристик шин радиальной и диагональной конструкции. В результате применения шин радиальной конструкции на легковых автомобилях повышается срок службы шин, снижается расход топлива автомобиля, улучшается его устойчивость и управляемость. Однако в то же время повышается уровень звуковых вибраций на автомобиле. Докладчики остановились на основных положениях метода внемеханических импедансов (сопротивлений) и адмиттансов (подвижностей), с помощью которых можно исследовать вибрационные характеристики шин в диапазоне частот 10 Гц—2 кГц, а также оценить их влияние на вибрацию автомобиля. Проведены сравнительные испытания шин диагональной и радиальной конструкции размера 6.45—13. Шины радиальной конструкции передают на автомобиль больше в 1,5—2 раза вибрации в диапазоне частот собственных резонансных колебаний, что можно объяснить большими приведенными массами, принимающими участие в вибрационном процессе у шин радиальной конструкции.

Таким образом, к подвеске автомоби-

ля, предназначенного для эксплуатации на радиальных шинах, предъявляется особое требование: она не должна пропускать на автомобиль вибрации с частотами собственных колебаний радиальных шин, особенно в диапазоне частот основного резонанса 80—90 Гц.

Т. П. Русадзе (Кутанский автозавод им. Г. К. Орджоникидзе) сделал сообщение о способе и стенде для определения демпфирующей способности пневматической шины. Для оценки нагруженности и усталостной прочности деталей трансмиссии автомобиля необходимо исследовать ее колебания. При этом трансмиссию представляют в виде эквивалентной упругой крутильной системы с сосредоточенными массами, упругие связи которых характеризуются жесткостью и рассеиванием колебательной энергии. При исследовании динамической нагруженности трансмиссии от действия неровностей дороги большое значение имеет, правильно ли определены демпфирующая способность и жесткость шины в тангенциальном направлении. Исследования показывают, что потери на качение связаны с гистерезисом шины.

Данные о демпфирующих свойствах шин в тангенциальном направлении в литературе практически отсутствуют, поэтому обычно при динамических расчетах трансмиссии шины заменяются идеально упругим или упруговязким элементом.

Докладчик предложил способ и стенд для определения демпфирующей способности пневматической шины. Для исследования динамической жесткости и демпфирования шины в тангенциальном направлении применяется кинематический жесткий механизм, позволяющий устанавливать заданную амплитуду и частоту деформации. В частности, тангенциальные деформации шины происходят при непрерывно изменяющихся радиальных нагрузках.

Во время исследований одновременно фиксировались момент и угол закручивания деформации. В результате было построено семейство петель гистерезиса и энергетическим методом определены демпфирующие свойства шины. Построены кривые зависимостей неупругого сопротивления и тангенциальной жесткости шины от частоты и амплитуды деформации для широкого диапазона радиальной нагрузки на шину и давление воздуха в шине.

С. А. СПЕСИВЫХ

К 60-летию ВЛАДИМИРА АЛЕКСЕЕВИЧА КУЗИНА

И СПОЛНИЛОСЬ 60 лет со дня рождения и 40 лет трудовой деятельности ветерана советского автомобилестроения Владимира Алексеевича Кузина.

Производственная и научная деятельность В. А. Кузина посвящена пропаганде нового, передового в области конструирования и технологии производства автомобилей. Большая работа проделана им по распространению опыта создания и освоения производственных мощностей многих заводов отрасли и в том числе гигантов отечественного автомобилестроения — Волжского автозавода им. 50-летия СССР и Камского комплекса заводов по производству большегрузных автомобилей.

Около 20 лет В. А. Кузин является бессменным заместителем главного ре-



дктора журнала «Автомобильная промышленность» и научно-технического сборника «Технология автомобилестроения», материалы которых способствуют претворению в жизнь решений Коммунистической партии и Советского правительства и направлены на распространение передового отечественного и зарубежного научно-технического опыта в области автомобилестроения.

За многолетнюю и плодотворную деятельность и большие заслуги перед отечественным автомобилестроением В. А. Кузин удостоен правительственных наград.

Уважаемый Владимир Алексеевич! Сердечно поздравляем Вас с 60-летием, желаем здоровья и дальнейших успехов в труде.

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Алюминиевое литье деталей автомобилей

Чтобы уменьшить массу автомобиля за счет применения более легких металлов, а также получить хорошую коррозионную стойкость и обрабатываемость последних, все больше деталей автомобиля изготавливают из алюминия. Например, фирма Leibfried (ФРГ) изготовила литьем под давлением шатун из алюминиевого сплава GD—AlSi12(Cu), масса которого составляет только 0,06 кг при длине 120 мм. Втулка поршневого пальца выполнена из спеченной бронзы 1090. Фирмой Weber (ФРГ) разработаны и изготовлены пенополистироловые модели для получения литьем автомобильных отливок массой 41 кг из алюминиевого сплава G—AlSi5Mg.

„Aluminium“, № 11, ноябрь 1978, т. 54, № 11, с. 724.

Организация рабочего места в цехе зачистки литья

Обычно шлифование и зачистка отливок в чугунолитейных цехах вызывают значительный шум и интенсивное образование пыли, поэтому в указанных условиях работа сопряжена с повышенной утомляемостью для человека. Шведская фирма AB Volvo ввела рабочие камеры нового типа, в результате чего улучшаются рабочие условия при шлифовании и зачистке отливок средней величины. Новая рабочая камера значительно уменьшает уровень шума, запыленность рабо-

чего места. Камеры изготовлены шведской фирмой AB Maskin-Tellus, их устройство следующее. В корпус из стальных рам встроены плиты из стекловолна: с наружной стороны толщиной 80 мм из стального листа толщиной 1,5 мм и с внутренней стороны из перфорированного стального листа толщиной 1,5 мм. Одна стенка камеры является окном из закаленного стекла. На наружной раме расположена двойная Т-образная стойка, которая является однорельсовым транспортером для перемещения отливка с помощью пневматического подъемного устройства. Уровень шума в новой рабочей камере на позиции зачистки уменьшен примерно на 20 дБ. Для вентиляции камеры свежим воздухом стальная плита перфорирована. Проведены измерения количества пыли внутри камеры. Количество кварца в зоне дыхания рабочего составляет только 1/6 часть предельной величины.

„Giesserei“, декабрь 1978, т. 65, № 25, с. 724.

Кованые колеса

Для легковых автомобилей в США производятся кованые колеса из алюминия. Используются сплавы типа AlMgSi (6061-T6). Такими колесами в 1977 г. были оснащены 28 различных моделей американских легковых автомобилей. В 1977 г. только фирма Chrysler получила 300 000 кованых колес из сплава T6061-T6. При этом металлическая блестящая поверхность является хорошим

декоративным элементом. Хорошее впечатление остается от комбинации матовых и полированных частей. Металлическая поверхность колеса защищена прозрачным лаком.

„Aluminium“, № 11, ноябрь 1978, с. 723.

Изготовление ободьев колес холодной штамповкой

Разработана технология изготовления ободьев автомобильных колес методом холодной штамповки. Применяются специальные станки для определения рабочих операций и комплексные автоматические линии. Цилиндрические кольца без обода, которые служат исходной заготовкой, получают стыковой сваркой из стальных листов. Кроме того, для производства ободьев фирма создала автоматическую высокопроизводительную машину. У готового профиля сегмента кольца обода толщина стенок неодинакова в различных местах. В некоторых зонах кольца достигается экономия материала. Допуски, имеющиеся в исходном материале, относятся только к осевому направлению, за счет чего достигается большая точность размеров деталей. Параметры колец ободьев настолько точно выполняются, что отпадает необходимость в калибровке.

Благодаря применяемому методу изготовляемые детали обладают высокой прочностью при небольшой массе.

„Maschinenmarkt“, № 98, декабрь 1978, с. 2000.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113.004

Исследование переходных процессов газового автомобильного двигателя. Муталибов А. А., Мурашов О. Д., Валлер Н. П. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Приведены результаты экспериментальных исследований переходных процессов газового двигателя ЗМЗ-24-07. Рис. 3. Библиограф. 2.

УДК 629.113:621.43.001

Особенности рабочего процесса с вихревым движением заряда в карбюраторном двигателе. Вахошин Л. И., Истомина С. С., Партон М. М., Рунов А. Н., Сонкин В. И., Кутнев В. Ф. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Изложены результаты экспериментального исследования рабочего процесса с вихревым движением заряда в цилиндре на одноцилиндровой установке и V-образном полноразмерном двигателе. Показано, что применение рабочего процесса с вихревым движением заряда позволяет улучшить экономические и токсические характеристики двигателя. Рис. 5. Табл. 3.

УДК 629.113:621.43.005

Влияние некоторых конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на дисбаланс двигателей. Назаров А. Д. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями определены значения дисбаланса двигателей в зависимости от разницы масс, рассеивания размеров и остаточного дисбаланса деталей кривошипно-шатунного механизма. Установлено, что в эксплуатации дисбаланс двигателей увеличивается. Табл. 4. Рис. 5. Библиограф. 11.

УДК 629.114.5

Пути повышения производительности городских автобусов. Чанков А. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Приведен системный метод оценки и выбора оптимальных конструктивных схем автобусов. Исследовано влияние основных параметров автобуса на функцию цели системы — производительность перевозок.

Даны конкретные рекомендации по компоновкам перспективных автобусов, позволяющие увеличить вместимость, среднеэксплуатационную скорость и снизить материалоемкость. Рис. 3. Библиограф. 8.

УДК 629.113.004:012

Выбор дорожных неровностей и режимов движения при прочностных испытаниях деталей ходовой части автомобиля. Марголис С. Я., Шлиомович В. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Описана математическая модель нагружения балки заднего моста при переезде искусственной неровности. Показано, что с помощью угла наклона неровности и скорости движения автомобиля можно управлять процессом нагружения балки заднего моста. Табл. 1. Рис. 5. Библиограф. 3.

УДК 629.113.004

О кинематике поворота автомобиля в стесненных дорожных условиях. Клычков П. Д. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Показано, что если водитель выдерживает отношение поступательной скорости к угловой скорости поворота управляемых колес постоянной, то автомобиль движется при повороте по кривой. Приведены формулы, позволяющие обосновать минимальные размеры площадки, необходимой для разворота автомобиля на 180°, без использования передачи заднего хода. Табл. 2. Рис. 2. Библиограф. 1.

УДК 629.113:585.2

О влиянии характеристик гидротрансформатора и двигателя на процесс переключения в гидромеханической передаче. Нарбут А. Н., Харитонов Н. П., Шапко В. Ф. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Изложены методика и результаты расчетно-теоретического анализа работы системы двигателя — гидромеханической передачи на режиме переключения передач в гидромеханической передаче при некоторых заданных значениях параметров. Рис. 5. Библиограф. 4.

УДК 629.113:628.517.2

Уменьшение вибраций панелей кузова легкового автомобиля. Доронкин В. А., Потехин А. Ф. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Исследуется эффективность применения упругодемпферных прокладок между панелью кузова автомобиля и накладными ребрами для снижения уровня вибраций автомобиля. На примере пластины с шарнирно опертыми краями, принятой для расчетной модели крыши кузова автомобиля, показана большая эффективность ребра жесткости с упругодемпферной прокладкой по сравнению с жестким ребром. Приводятся результаты расчетов на ЭВМ. Рис. 2.

УДК 629.113:621.43.044

Анализ канала искрового разряда электрических систем зажигания по лазерным теннеграммам. Илванов В. Д., Томбак М. А., Тараканов В. И. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

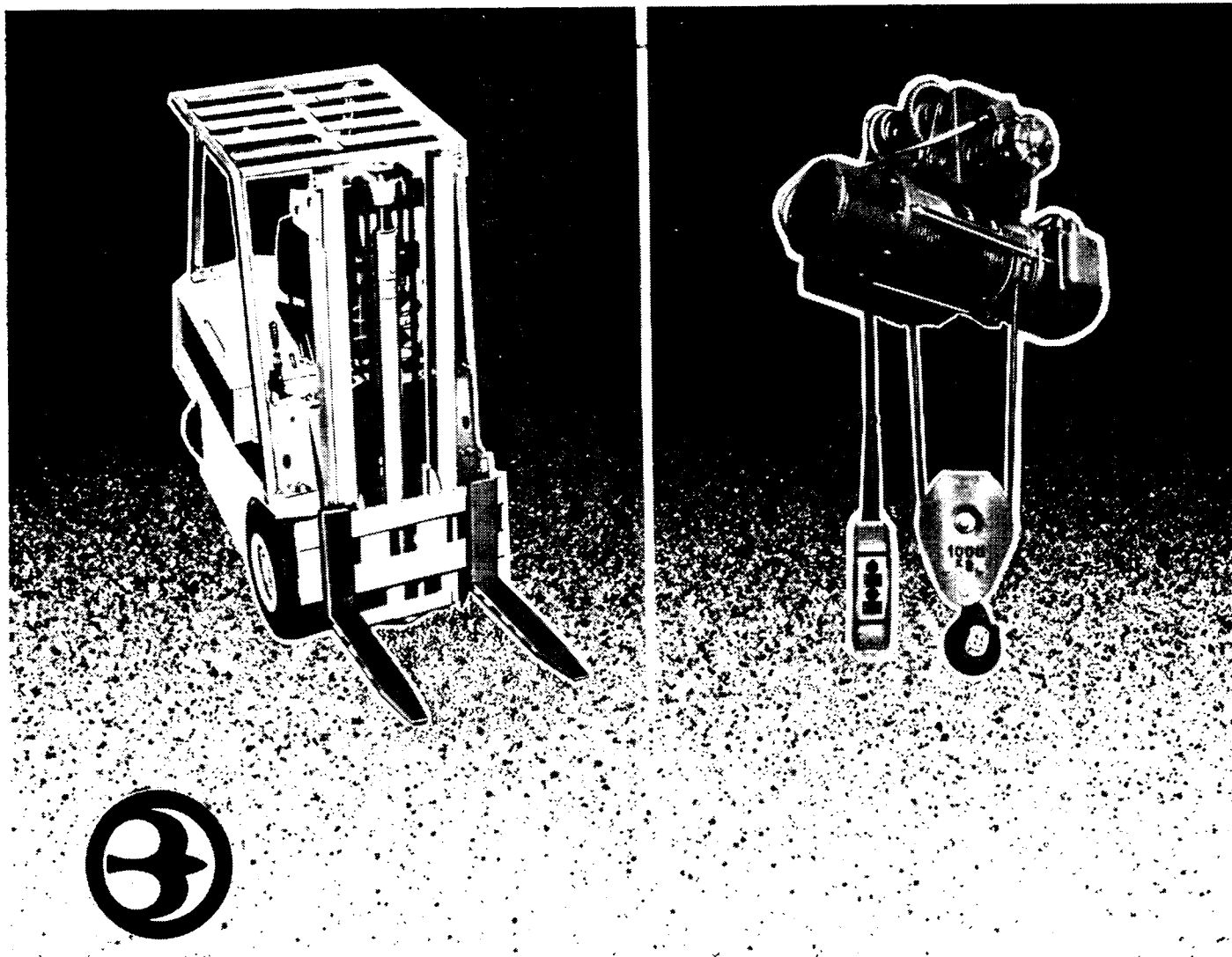
На основании анализа сравнительных лазерных теннеграмм искрового канала батарейной и электронной системы зажигания подтверждаются теоретические расчетные данные об интенсификации канала искрового разряда для электронной системы зажигания с накоплением энергии в емкости. Рис. 2. Библиограф. 5.

УДК 621.923.001.4

Эффективность абразивных кругов при скоростном шлифовании деталей из среднеуглеродистых сталей. Самсонов А. Н., Киселев Е. С., Белов М. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 4.

Представлены результаты экспериментальных исследований технологической эффективности новых марок абразивных кругов при круглом наружном шлифовании.

Даны рекомендации по выбору оптимальных характеристик кругов для операций чернового шлифования деталей из стали 45. Табл. 1. Библиограф. 3.



Крупнейший в Европе экспортер подъемно-транспортных машин и сооружений

балканкаримпекс

предлагает

**для экономии труда, времени, средств и площади под склады
при транспортировке, подъеме, штабелировании и складировании**

- электрокары и погрузчики
- канатные и цепные электротельферы
- автобусы
- машины, обслуживающие стеллажи
- грузовые автомобили, прицепы и полуприцепы, контейнеровозы
- контейнеры
- стартерные аккумуляторы и тяговые батареи

- дизели
- сменные рабочие приспособления
- гидравлические и механические домкраты
- автомобильные принадлежности
- комплектующие узлы и детали, запасные части

Степень уменьшения транспортных расходов зависит от того, какие машины Вы выберете. Выбор должен быть своевременным и правильным. БАЛКАНКРИМПЕКС поможет Вам в этом. БАЛКАНКРИМПЕКС — утвердившаяся в области подъемно-транспортной техники марка, знакомая в 60 странах пяти континентов.

Экспортер:

балканкаримпекс

1000 София, ул. Алабина, 56
Телефон 88-21-22. Телекс 023431 2
Телеграммы: БАЛКАНКРИМПЕКС, София

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и каталоги направляйте по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГИИТЬ СССР. Ссылайтесь на № 3707—8 103/506—3.