Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", РУП "МАЗ", УП "МЗКТ", АЗ "Урал"

Учредитель
Открытое акционерное московское общество "Завод имени И. А. Лихачева" (АМО ЗИЛ)

Главный редактор
генеральный директор
Управляющей организации АМО ЗИЛ
К. В. Лаптев

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев, М. С. Высоцкий, В. А. Зорин, Н. А. Иващенко, Л. Г. Красневский, В. В. Корсаков, А. С. Кузнецов, В. Г. Мазепа, В. А. Марков, В. Ф. Платонов, Г. Н. Рейзина, Е. Л. Рыбин, Г. А. Синеговский, А. Ф. Синельников, В. С. Устименко, Х. А. Фасхиев

Корпункты:
в Республике Беларусь (г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков), В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-3346 от 10 мая 2000 г.

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 268-38-58

Подписной индекс
по каталогу "Роспечать" 72145,
по объединенному каталогу "Пресса России" 41302,
по каталогу "Почта России" 60262

© ООО "Издательство Машиностроение", "Грузовик &", 2009
Перепечатка материалов из журнала "Грузовик &" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик &" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик & с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал
Выпускается с 1996 г.

В номере

Конструкция

2 *Автомобили* КАМАЗ-5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Продолжение)

6 *Антипов Ю. А., Барский И. А., Вальехо Мальдонадо П. Р., Шаталов И. К.* Адиабатный дизель для автомобиля

8 *Захарик Ан. М., Вихренко Д. В., Захарик Ал. М.* Комплексный метод создания агрегатов трансмиссий

15 *Марков В. А., Девянин С. Н., Зенин А. А.* Метод совершенствования процессов распыливания топлива и смесеобразования транспортного дизеля

Исследование. Расчет

23 *Фасхиев Х. А., Тумреев В. Ю.* Выбор конструкции и параметров пневматического сервоусилителя системы управления переключением передач

30 *Захарик Ю. М., Захарик Ан. М., Захарик Ал. М., Вихренко Д. В.* Прогнозирование долговечности зубчатых колес на основе метода конечных элементов

35 *Назаров А. Д.* Действительные и теоретические значения массогеометрических параметров противовесов коленчатого вала и причины трудностей его балансировки

42 *Захарик Ан. М., Захарик Ю. М., Вихренко Д. В., Захарик Ал. М.* Теоретические аспекты упрощения моделей трансмиссий

Испытания

45 *Рейзина Г. Н., Микулик Т. Н.* Компьютерная концепция активной безопасности испытателя (водителя) на транспорте

47 *Захарик Ан. М.* Стенд для испытаний агрегатов и систем автомобилей

52 *Захарик Ан. М.* Испытательный комплекс для экспериментального исследования нагруженности агрегатов автомобилей

Информация

57 *Новые* разработки фирмы MAN в области грузового автомобилестроения

59 *Козловский В. Н., Малеев Р. А.* Инструменты моделирования в процессах создания электрооборудования автомобиля

62 *Contents*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

3 '2009 (№ 152)

УДК 629.33

АВТОМОБИЛИ КАМАЗ 5360, 53605 5460, 6460 6520, 65201

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2007, № 3—12; 2008, № 1—7, 10—12; 2009, № 1, 2)

ПЛАТФОРМА

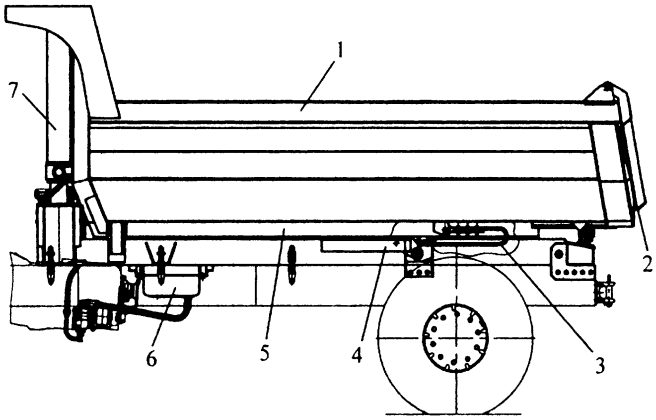


Рис. 1. Самосвальное оборудование автомобиля КАМАЗ-53605:

1 — платформа; 2 — задний борт; 3 — страховочный трос; 4 — страховочная штанга; 5 — надрамник; 6 — масляный бак; 7 — гидроцилиндр подъема—опускания платформы

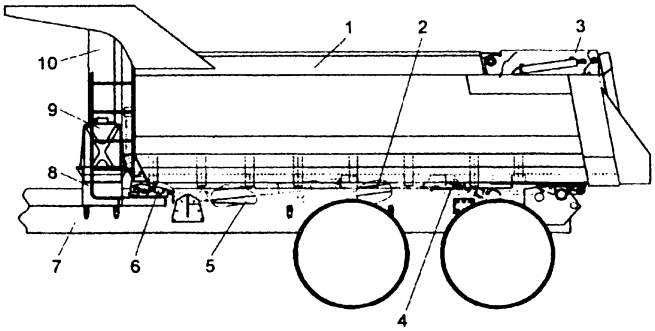


Рис. 2. Самосвальное оборудование автомобилей КАМАЗ моделей 6520,65201:

1 — платформа; 2 — страховочная штанга; 3 — гидроцилиндр подъема—опускания заднего борта; 4 — страховочный трос; 5 — стабилизатор; 6 — фиксатор платформы; 7 — рама автомобиля; 8 — надрамник; 9 — масляный бак; 10 — гидроцилиндр подъема—опускания платформы

Самосвальное оборудование автомобилей КАМАЗ моделей 53605, 6520, 65201 состоит из платформы, надрамника, механизма подъема и опускания платформы (рис. 1 и 2).

Платформа автомобилей-самосвалов цельнометаллическая, сварная с защитным козырьком, с овальным или прямоугольным днищем, открывающимся задним бортом и автоматическими запорами, для моделей **6520**, **65201** имеется также вариант исполнения платформы с гидравлически открывающимся задним бортом.

Объем платформы модели 53605 — 6,5 м^3, модели 65201 — 16 м^3 или 20 м^3, модели 6520 — 12, 16 или 20 м^3.

Надрамник — сварная конструкция из двух лонжеронов, поперечин и усилителя надрамника.

Механизм подъема и опускания платформы содержит:

коробку отбора мощности с масляным насосом, предназначенную для отбора мощности от коробки передач;

масляный насос шестеренчатого или аксиально-поршневого типа высокого давления;

гидроцилиндр телескопический одностороннего действия;

блок управления, служащий для управления потоком рабочей жидкости в гидросистеме опрокидывающего механизма, состоит из блока

гидрораспределителей и электропневмоклапанов;

клапан ограничения подъема платформы ограничивает подъем платформы при достижении ею максимального угла подъема;

масляный бак — штампосварной конструкции, снабжен фильтрами на заливной горловине и сливной магистрали и магнитной пробкой;

стабилизатор (для моделей 6520, 65201) для удержания платформы при разгрузке от поперечных перемещений.

Регулирование

Нужно проверить состояние и правильность регулирования клапана ограничения подъема платформы. Клапан должен быть надежно закреплен на кронштейне поперечины надрамника. Регулировочный винт должен быть застопорен контргайкой.

Не допускайте искривления штока клапана, течи масла из-под уплотнения штока и по резьбовым соединениям трубопроводов.

Не допускайте эксплуатации автомобиля с нарушенной регулировкой угла подъема платформы.

Для регулирования угла подъема платформы самосвала КАМАЗ-53605 следует:

— отвернуть контргайку регулировочного винта (рис. 3);

— ввернуть регулировочный винт в шток до отказа;

— поднять платформу на угол 50°;

— вывернуть регулировочный винт из штока клапана до упора в корпус гидроцилиндра и застопорить контргайкой;

— опустить платформу и вновь поднять ее;

— убедиться, что подъем платформы прекращается при достижении угла 50°. Стрела прогиба страховочного троса долж-

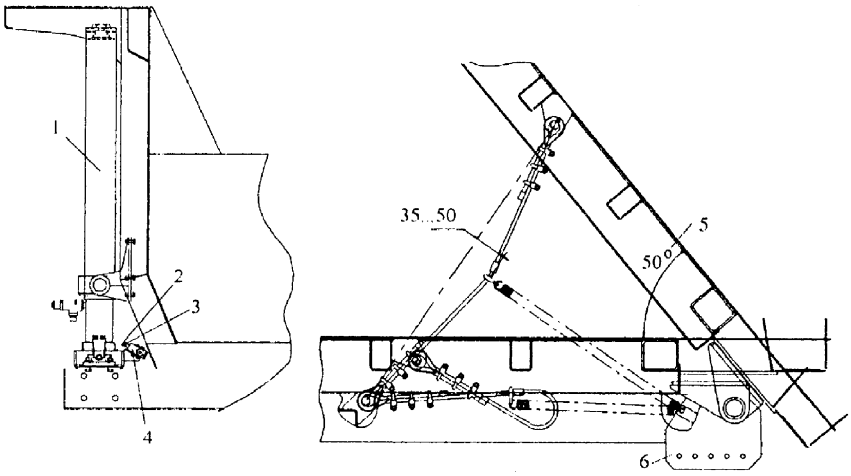


Рис. 3. Регулирование механизма подъема платформы самосвала КАМАЗ-53605:

1 — гидроцилиндр; 2 — регулировочный винт; 3 — контргайка; 4 — клапан ограничения подъема платформы; 5 — платформа; 6 — кронштейн надрамника

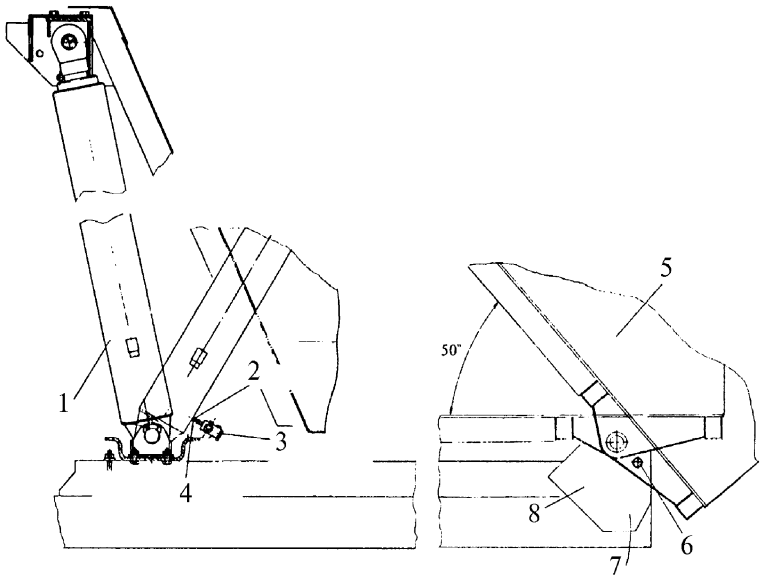


Рис. 4. Регулирование механизма подъема платформы самосвала КАМАЗ-6520:

1 — гидроцилиндр; 2 — контргайка; 3 — клапан ограничения подъема платформы; 4 — регулировочный винт; 5 — платформа; 6 — стопорный палец; 7 — кронштейн надрамника

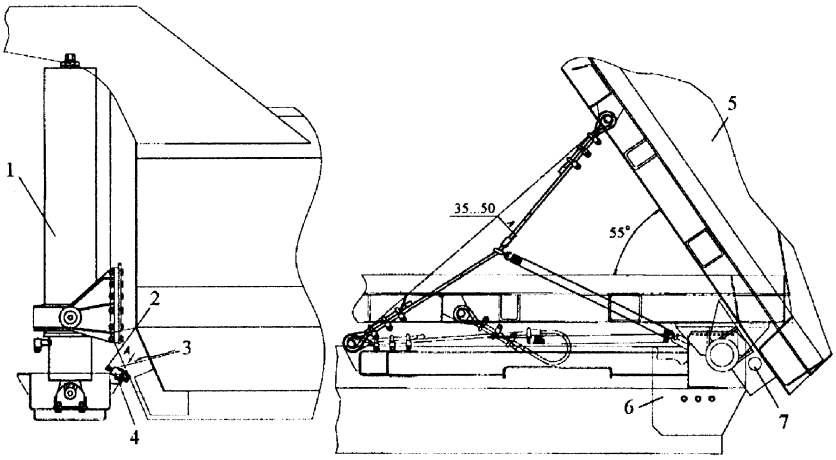


Рис. 5. Регулирование механизма подъема платформы самосвала КАМАЗ-65201:

1 — гидроцилиндр; 2 — регулировочный винт; 3 — контргайка; 4 — клапан ограничения подъема платформы; 5 — платформа; 6 — кронштейн надрамника; 7 — отверстие в кронштейне надрамника

на составлять 35—50 мм. При иной величине стрелы прогиба надо отрегулировать длину троса, для чего ослабить затяжку зажимов троса.

Для регулирования угла подъема платформы самосвала КАМАЗ-6520 нужно:

— отвернуть контргайку (рис. 4) регулировочного винта;

— ввернуть регулировочный винт в шток до отказа;

— поднять платформу до положения, при котором стопорные пальцы платформы свободно входят в отверстия кронштейнов надрамника и застопорить платформу в этом положении стопорными пальцами;

— вывернуть регулировочный винт из штока клапана до упора в корпус гидроцилиндра и застопорить контргайкой;

— расстопорить платформу, опустить и вновь поднять ее;

— убедиться, что подъем прекращается при совпадении оси стопорных пальцев с осями отверстий в кронштейнах надрамника.

Для регулирования угла подъема платформы самосвала КАМАЗ-65201 необходимо:

— отвернуть контргайку (рис. 5) регулировочного винта;

— ввернуть регулировочный винт в шток до отказа;

— поднять платформу до положения, при котором отверстия 7 в кронштейнах надрамника и платформы совпадут;

— вывернуть регулировочный винт из штока клапана до упора в корпус гидроцилиндра и застопорить контргайкой;

— расстопорить платформу, опустить и вновь поднять ее;

— убедиться, что подъем прекращается при совпадении отверстий в кронштейнах надрамника и платформы. Стрела прогиба страховочного троса должна составлять 35—50 мм. При иной величине стрелы прогиба надо отрегулировать длину троса, для чего ослабить затяжку зажимов троса.

Проверка уровня масла и порядок заправки гидросистемы

Уровень масла в баке проверяется при опущенной платформе указателем, вмонтированным в крышку бака. Уровень должен быть расположен между отметками Н и В на указателе.

Для заправки гидросистемы:

— отверните крышку горловины масляного бака, извлеките, промойте и вновь поставьте сетчатый фильтр;

— залейте масло до отметки В, нанесенной на указателе уровня масла;

— поднимите и опустите платформу 3—4 раза при средней частоте вращения коленчатого вала двигателя (1100—1300 мин$^{-1}$) для прокачивания системы и удаления из нее воздуха;

— проверьте уровень масла, при необходимости долейте до отметки В.

Платформа автомобиля-тягача КАМАЗ модели 5360 бортовая, металлическая, состоящая из основания, бортов и каркаса с тентом.

Технические данные платформы

Внутренние размеры платформы:	
длина, мм	7260
ширина, мм	2470
высота по тенту, мм	2470
высота бортов, мм	730
площадь, м^2	17,8
объем без тента, м^3	13,1
объем с тентом, м^3	42,5

Борта запирают запорами, расположенными в стойках.

Каркас и тент надо монтировать следующим образом:

— установить стойки каркаса тента в соответствующие гнезда;

— разместить дуги на стойках каркаса тента;

— надеть распорки, предварительно вставив внутрь резиновые вставки;

— установить доски каркаса в гнезда, надеть тент на каркас, пристегнуть ремнями к доскам каркаса и зафиксировать тросом пломбирования.

Возможные неисправности механизма подъема платформы, причины и способы их устранения

Причина неисправности	Способ устранения
Не включается коробка отбора мощности	
Обрыв цепи электропневмоклапана	Ликвидировать обрыв
Заедание штока электропневмоклапана	Разобрать электропневмоклапан, устранить причину заедания
Утечка воздуха в пневмосистеме механизма подъема платформы	Устранить утечку воздуха
Поднятая платформа не удерживается в поднятом положении при установке выключателя в нейтральное положение	
Заедание штока электропневмоклапана	Разобрать электропневмоклапан, устранить причину заедания
Золотник гидрораспределителя не встает в нейтральное положение	Несколько раз включить клавишный переключатель "Подъем—опускание". Если неисправность не устранена, снять и промыть гидрораспределитель. Убедиться в отсутствии задиров на поверхности золотника
Не происходит ограничения подъема платформы	
Нарушена регулировка угла подъема платформы	Отрегулировать угол подъема ограничительным клапаном
Платформа не опускается	
Обрыв цепи питания электропневмоклапана гидрораспределителя	Ликвидировать обрыв
Утечка воздуха в пневмосистеме механизма подъема платформы	Устранить утечку воздуха
Замедленный или неравномерный подъем платформы	
Насос не обеспечивает необходимую подачу масла	Заменить насос
Гидросистема заправлена маслом, не соответствующим сезону эксплуатации	Залить соответствующее масло
В гидросистему попал воздух	Устранить подсос воздуха. Прокачать гидросистему путем трех-, четырехкратного подъема и опускания платформы
Платформа загружена сверх нормы	Частично разгрузить платформу вручную
Платформа не поднимается	
Платформа загружена сверх нормы	Частично разгрузить платформу вручную
Обрыв цепи электропневмоклапанов гидрораспределителя	Ликвидировать обрыв
Утечка воздуха в пневмосистеме механизма подъема платформы	Устранить утечку воздуха
Не включается гидрораспределитель	При отсутствии характерного металлического стука при включении гидрораспределителя несколько раз включить клавишный переключатель "Подъем—опускание". Убедиться в поочередности включения электромагнитов
Заедание штоков электропневмоклапанов	Разобрать электропневмоклапаны, устранить причину заедания
Насос не обеспечивает необходимого давления	Измерить давление в напорной магистрали: (номинальное $p = 16$ МПа; максимальное $p = 20$ МПа). При необходимости заменить насос

УДК 621.433.144

Ю. А. Антипов, И. А. Барский, П. Р. Вальехо Мальдонадо, И. К. Шаталов, канд-ты техн. наук, Российский университет дружбы народов

Адиабатный дизель для автомобиля

При уменьшении теплоотдачи дизеля в воду до нуля (адиабатный дизель) и применении турбопоршневой схемы его мощность и экономичность можгут быть повышены на 5—8 %.

В автомобильных ДВС в охлаждающее рабочее тело (жидкость или воздух) выделяется от 20 до 25 % химической теплоты топлива $Q_т = (G_т/3600)H_и$, где $G_т$ — часовой расход топлива, $H_и$ — теплота сгорания топлива. Периодически возникают идеи о повышении экономичности двигателей путем уменьшения или даже сведения к нулю доли теплоты, идущей на охлаждение.

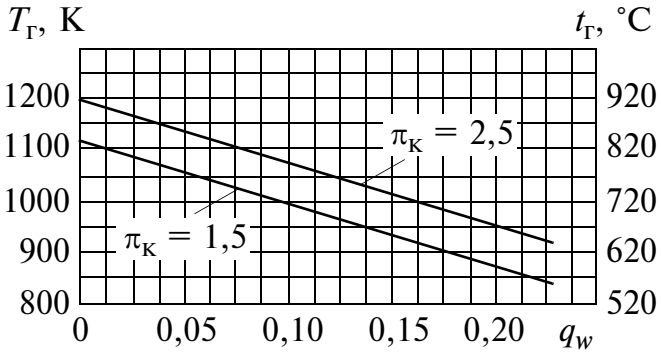


Рис. 1. Зависимость температуры газа перед турбиной от относительной теплоотдачи в воду при степенях повышения давления в компрессоре $\pi_к$, равных 1,5 и 2,5

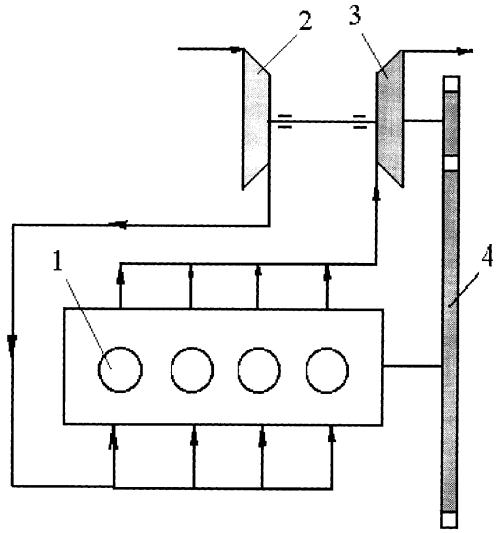


Рис. 2. Схема турбопоршневого дизеля:

1 — дизель; 2 — компрессор; 3 — турбина; 4 — зубчатая передача

Еще в начале XX века наш знаменитый ученый, один из основателей НАТИ и НАМИ проф. Н. Р. Брилинг экспериментально и теоретически показал, что уменьшение количества теплоты Q_w, идущей на охлаждение, не приводит к увеличению индикаторного и эффективного η_e КПД двигателя. Снижение Q_w лишь приводит к увеличению количества теплоты, отдаваемой в отработавшие газы (ОГ) $Q_г$.

В 70-х годах, когда вновь возродился интерес к проблеме, в популярных и даже некоторых научных журналах появились статьи, в которых утверждалось, что за счет снижения Q_w можно увеличить η_e на 25—30 %. Тогда же ДВС с уменьшенной величиной Q_w в некоторых работах стали называть "адиабатным", так как считалось, что расширение газа в цилиндре происходит без внешнего теплообмена, т. е. адиабатно. В действительности, увеличение эффективной мощности N_e и КПД η_e может быть получено, если дизель имеет газотурбинный наддув и избыточная мощность турбины, приводящей компрессор, будет передаваться на коленчатый вал. Эта избыточная мощность возникает из-за того, что с уменьшением относительной теплоотдачи в охлаждающую жидкость $q_w = Q_w/H_и$ температура ОГ растет. Как видно из кривых, приведенных на рис. 1, при уменьшении q_w от обычных для дизелей величин 0,20—0,22 до $q_w = 0$ (полное отсутствие теплоотдачи в охлаждающую жидкость) температура отработавших газов $t_г$ увеличивается от 580—670 до 780—820 °С. Первые цифры относятся к степени повышения давления в компрессоре $\pi_к = 1,5$, а вторые — к $\pi_к = 2,5$.

Простейшая схема такого дизеля, получившего название "турбопорш-

невой", приведена на рис. 2. Турбина 3 приводит компрессор 2, а избыточная мощность турбины через зубчатую передачу 4, отдается на вал дизеля 1. Дизели такой схемы в 40—60-х годах строились в нашей стране и за границей [1]. В 1964 г. поступил в эксплуатацию пятицилиндровый двухтактный дизель конструкции А. Л. Чаромского мощностью 515 кВт, примерно в это же время начал использоваться на судах турбопоршневой четырехтактный дизель типа М-501 завода "Звезда" мощностью до 3500 кВт.

Накопленный с того времени опыт показал, что применение турбопоршневой схемы (рис. 2) для четырехтактных дизелей с обычным охлаждением нецелесообразно, а более эффективен широко применяемый теперь наддув от свободного турбокомпрессора.

Однако при появлении дополнительной энергии ОГ в случае уменьшения q_w турбопоршневая схема заслуживает внимания.

В 80-х годах несколько фирм ("Камминс", "Элсбет Констракшн" и др.) создали четырехтактные дизели с уменьшенной теплоотдачей, что достигалось применением тепловой изоляции стенок цилиндров, головки, камеры сгорания, поршней [2; 3]. Это позволило значительно снизить q_w и повысить температуру $t_г$. Так, у дизеля *NH* фирмы "Камминс" мощностью 370 кВт для автобуса величина $t_г$ за счет снижения q_w была повышена с 660—680 до 816 °С, что по расчетам должно было увеличить при турбопоршневой схеме η_e до 49 %. Этот дизель прошел длительные стендовые испытания, однако расчетные данные по мощности и экономичности не были достигнуты [3]. Не были успешными работы и других фирм.

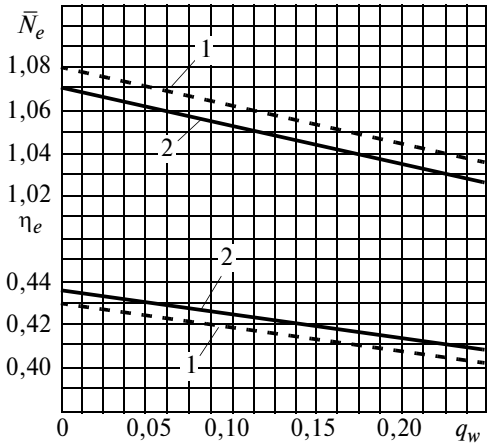


Рис. 3. Зависимость прироста мощности дизеля $\overline{N_e} = N_e/N_{e_o}$ и эффективного КПД от относительной теплоотдачи в охлаждающую жидкость:

1 — $\pi_к$ = 1,5; 2 — $\pi_к$ = 2,5

При этом надо учесть, что при уменьшении значения q_w увеличивается теплоотдача в масло, что не дает возможности заметно уменьшить мощность вентилятора системы охлаждения. Кроме того, сокращается срок службы дизеля из-за роста теплонапряженности и ухудшения смазывания, двигатель становится пожароопасным, затрудняется отопление кабины автомобиля.

Авторами были проведены расчеты с целью выяснения, как уменьшение отдачи теплоты в охлаждающую жидкость увеличивает η_e и относительную мощность турбопоршневого дизеля $\overline{N_e} = N_e/N_{e_o}$ (N_{e_o} — мощность при нормальном охлаждении). Результаты расчета приведены на рис. 3. Видно, что даже при полном отсутствии охлаждения, т. е. при $q_w = 0$ мощность и экономичность можно повысить не более, чем на 7—8 %. Учитывая, что полного отсутствия охлаждения достичь нельзя, прирост N_e и η_e не превзойдет 5—6 %.

Таким образом, применение адиабатного дизеля в сочетании с турбопоршневой схемой может повысить мощность и экономичность двигателя на 5—8 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Портнов, Д. А.** Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. [Текст] / Д. А. Портнов. — М.: Машгиз. — 1963. — 630 с.
2. **Григорьев, М. А.** Обеспечение качества транспортных двигателей [Текст] / М. А. Григорьев и др. — М.: ИПК издательство стандартов. — 1998. — 630 с.
3. **Мацкерле, Ю.** Современный экономичный автомобиль. [Текст] / Ю. Марцкерле. — М.: Машиностроение. — 1987. — 320 с.

Ключевые слова: автомобиль, дизель, охлаждение, адиабатный.

УДК 629.113-585

Ан. М. Захарик, канд. техн. наук, доц.,.
Д. В. Вихренко, инж.,
Ал. М. Захарик, канд. техн. наук, доц., МАЗ

Комплексный метод создания агрегатов трансмиссий

Приведен комплексный метод снижения динамической нагруженности, расхода топлива, массы, стоимости, а также повышения долговечности, динамических свойств и унификации агрегатов трансмиссии автотранспортных средств. Разработаны модели агрегатов и рассмотрены алгоритмы оптимизации параметров трансмиссии. Выявлено влияние конфигурации модели, режимов движения автомобиля, структуры передачи тягового момента и резонансных параметров на критерии оптимизации.

Введение

В настоящее время в центре внимания ведущих автомобилестроительных компаний находятся вопросы снижения динамической нагруженности, расхода топлива, повышения долговечности и динамических свойств автотранспортных средств. Дополнительно проводятся работы по повышению унификации, снижению массы и стоимости компонентов автомобилей. Специалисты Минского автомобильного завода создали комплексный подход одновременного улучшения названных выше эксплуатационных показателей. На основе данного подхода был создан модельный ряд специальных конструкций портальных мостов.

Система моделирования

Для решения вопросов, связанных с выведением резонансных режимов из зоны эксплуатационных частот и уменьшением амплитуды колебаний, разработана система кинематического моделирования трансмиссии (СКМТ) (рис. 1). На первом этапе работы системы предусмотрено построение кинематическо-динамической модели на основе исходных данных (ИД), полученных из тягово-динамического расчета, параметров прототипа и др. Выходными параметрами режима исследования СКМТ являются частоты собственных колебаний, амплитуды резонансных режимов, долговечность зубчатых передач с расчетным значением коэффициента динамичности $K_д$. Оценка динамической нагруженности состоит в сравнительном анализе долговечности вновь проектируемой трансмиссии с существующими аналогами и принятии на его основе решения об утверждении расчетных параметров или о разработке мероприятий, снижающих динамическую нагрузку в трансмиссии.

Следующим этапом работы системы является оптимизация параметров трансмиссии большегрузного автомобиля, которая начинается с задания исходных параметров ведущего моста в виде набора значений, определяющих геометрические, прочностные и динамические свойства проектируемого узла (блок № 1 на рис. 2). Определение и присвоение начальных значений оптимизируемых параметров a_i вектора $\{G\}$ при изменении от минимального $a_i^{\min}$ до максимального $a_i^{\max}$ значений происходит в блоке № 2. Блок № 3 предусматривает создание виртуальной модели ведущего моста по значениям исходных параметров и формирование вектора геометрических размеров $\{R\}$, соответствующих текущим значениям оптимизируемых параметров. В дальнейшем данный вектор будет определять свойства проектируемого узла и служить основой для доработки параметров, направленных на улучшение заданных свойств изделия.

После построения виртуальной модели появляется возможность проведения исследований ведущего моста на основные потребительские свойства, заданные техническим заданием. Первая проверка должна предусмотреть совместимость геометрических размеров и наружных очертаний внешних картерных деталей (соответствует параметру Q_D). Проверка на прочность (Q_P) деталей ведущего моста является вторым элементом блока определения свойств проектируемого узла (блок № 4). Проверка на долговечность (Q_L) должна выполняться перед проверкой на вибрацию и уровень шума, так как данный параметр является

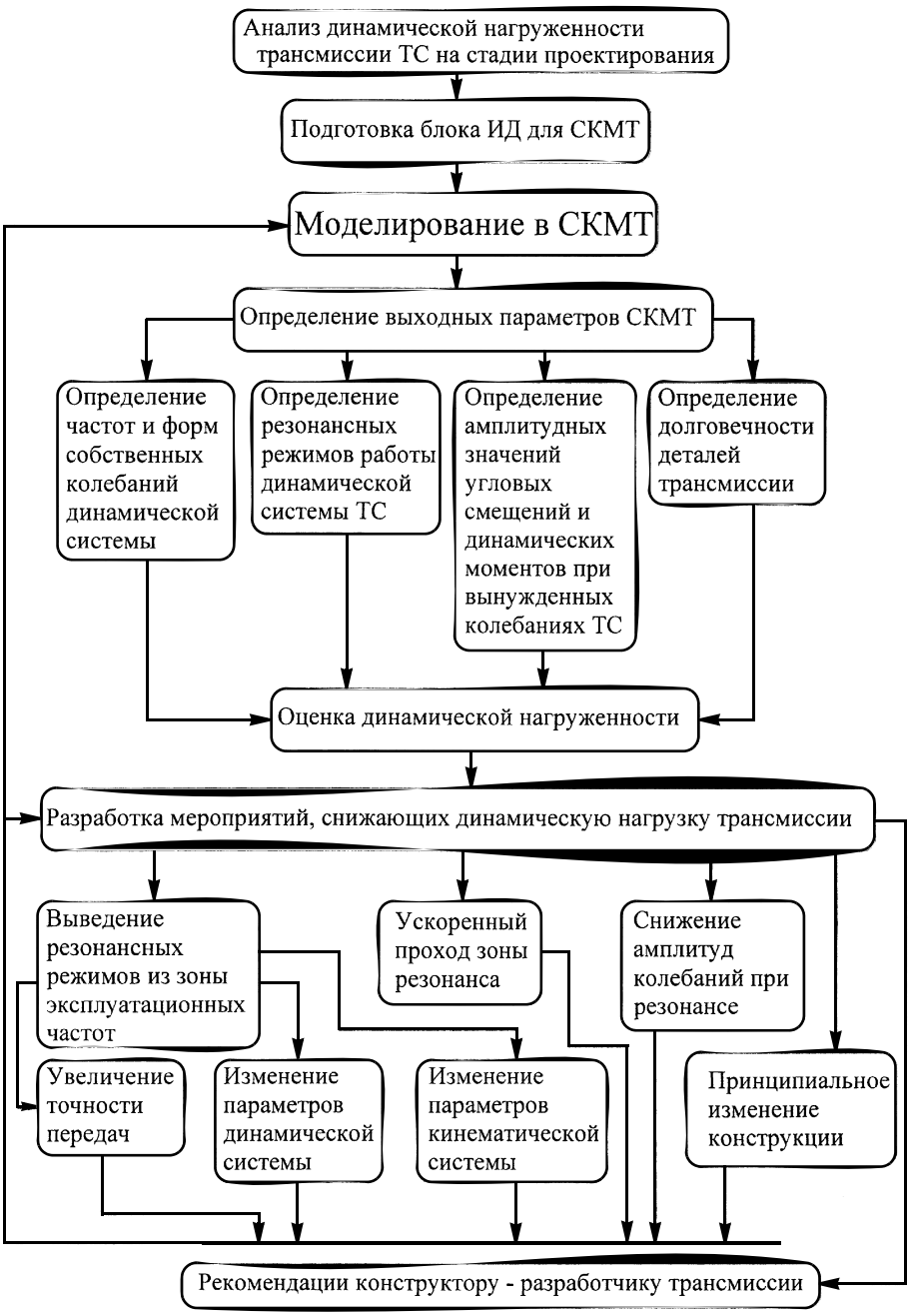


Рис. 1. Анализ динамической нагруженности трансмиссии

определяющим для узлов трансмиссии. Шумовые и вибрационные свойства ведущего моста описываются значениями Q_N и Q_V. Их проверка осуществляется на завершающей стадии определений свойств виртуальной модели, когда происходит формирование вектора свойств проектируемого узла $\{U_n\}$.

Сравнение полученных результатов с заданными предельными параметрами (включая параметры массы, экономической целесообразности, динамики) осуществляется в блоках № 5 и № 6, по результатам его принимается решение о доработке элементов конструкции (при условии превышения одного из параметров вектора свойств проектируемого узла параметров вектора предельных значений: $\{U_n\} > \{\lim_n\}$) или о допустимости достигнутых в процессе оптимизации результатов (переход на блок № 9 вывода оптимальных параметров). В блоке № 7 происходят приращение текущего оптимизируемого параметра и доработка конструкции ведущего моста с новыми значениями.

Рис. 2. Алгоритм оптимизации параметров ведущего моста большегрузного автомобиля

Таблица 1

Оптимизируемые параметры

№ по пор.	Оптимизируемые параметры Q_i	$Q_{i\min}$	$Q_{i\max}$	ΔQ_i
1	U_0 самосвала	6	9	0,1
2	U_0 магистрального автопоезда	3	7	0,1
3	U_0 коммерческого автомобиля	4	7	0,1
4	U_0 междугороднего автобуса	3	6	0,1
5	U_0 городского автобуса	4	6	0,1
6	U_0 городского автобуса с портальным ведущим мостом	4	7	0,1
7	Ряд передаточных чисел ведущих мостов	3	9	0,1
8	Модуль главной пары, мм	7	14	0,5
9	Модуль шестерен дифференциала, мм	5	8	0,5
10	Модуль шестерен колесной передачи, мм	3	5	0,5
11	Ширина зубчатого венца шестерни главной пары, мм	40	70	1
12	Ширина зубчатого венца шестерен дифференциала, мм	20	50	1
13	Ширина зубчатого венца шестерен колесной передачи, мм	40	70	1
14	$L^{фл}$ — вылет фланца, мм	320	400	1
15	$d_{по}$ — диаметр полуоси, мм	40	65	0,5
16	${}^{дел}d_{по}^{шл}$ — делительный диаметр шлицев полуоси, мм	45	70	0,5
17	$d_{вд\,ш}^{пос}$ — посадочный диаметр ведущей шестерни, мм	250	300	1
18	$d_{шк}$ — диаметр шипа крестовины, мм	15	30	0,5
19	$S_{кр\,к\,м}$ — толщина крышки картера моста	6	10	0,5

Примечани. U_0 — передаточное число ведущего моста.

Подбор кинематических параметров узлов трансмиссии, имеющих плавающие звенья, приведен на рис. 3. На рис. 3 индексы вш, вд, сат обозначают соответственно ведущую, ведомую шестерни, сателлит; m — модуль; U — передаточное число; α — угол профиля передачи; β — угол наклона зубьев. На основе данного алгоритма проводятся анализ и проектирование ведущих мотов портального типа. Учитывая возможности вывода резонансного режима шестерен бортовых редукторов из рабочих частот, для оптимизации параметров ведущего моста была разработана специальная программа, в алгоритме которой применен метод секвенсорной итерации, ориентированный на получение единственного решения. В практических работах наиболее предпочтительным является получение набора возможных вариантов, предоставляя конструктору возможность выбора решения по вспомогательным критериям эффективности, которые сложно заложить в алгоритм программы. В данной программе было выделено два основных критерия:

1 — резонансная частота лежит за пределами рабочей зоны исследуемого агрегата. При этом коэф-

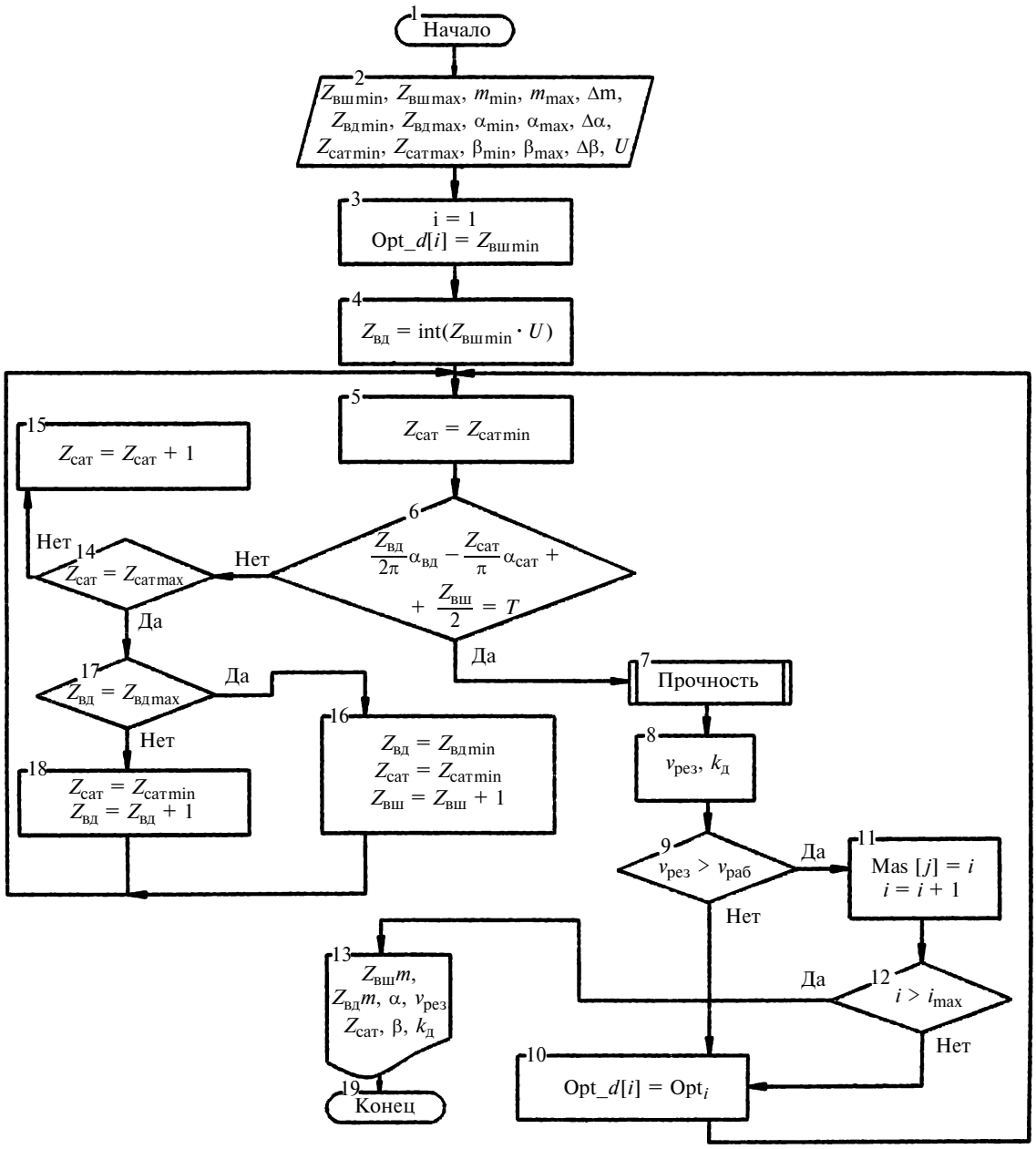


Рис. 3. Алгоритм программы оптимизации параметров системы

фициент динамичности $K_д$ должен лежать в заданных пределах для максимальных значений рабочих частот, т. е. дополнительно исследуется "пологость" подъема резонансной кривой для различных вариантов варьируемых параметров.

Очевидно, что при одной и той же частоте резонанса для разных значений параметров зубчатого зацепления возможны различные коэффициенты динамичности $K_{д1max}$ и $K_{д2max}$. При этом будет выбран тот вариант, при котором будет выполнено условие $K_{дimax} \leqslant K_{дmax}$.

2 — при невозможности выполнения критерия 1 при заданных ограничениях оптимизируемых параметров нужно отобрать набор вариантов, удовлетворяющих условиям $\nu_{рез} < \nu_{гр}$ и $K_{дimax} \leqslant K_{дmax}$.

В практике необходимо учитывать также дополнительные критерии: минимальная масса, предпочтение стандартному режущему инструменту, минимальные габаритные размеры. Поэтому алгоритм оптимизации методом секвенсорной итерации в данном случае считается обоснованным.

В данной программе оптимизируемые параметры (число зубьев Z, масса, угол про-

филя и др.) располагаются в массиве Opt d с минимумами и максимумами, а также значениями приращений Δ, если это не очевидно (для чисел зубьев $\Delta Z = 1$). В качестве первого параметра выбирается $Z_{вш\,min}$, все остальные параметры устанавливаются в свои минимальные значения. Блок № 6 осуществляет проверку по условию сборки. Если условие не выполнено, то происходит переход на блоки № 14—18, где изменяются параметры зубчатого зацепления. При выполнении условия блока № 6 выполняются расчет на прочность и в блоке № 9 — проверка на расположение резонансной частоты в рабочей зоне. Если условие $\nu_{рез} > \nu_{раб}$ выполнено, то происходит сохранение номера оптимального варианта в массиве Mas [j](блок № 11) и дальнейшее постепенное увеличение оптимизируемого параметра в случае необходимости до максимального (блок № 12). По достижению максимальных значений оптимизируемых параметров происходит выход из программы в блоке № 19.

По приведенным алгоритмам была проведена работа по выбору и по оптимизации параметров ведущих мостов большегрузных автомобилей производства Минского автозавода. Некоторые параметры (Q_i) из общего набора, заложенного в алгоритм специально созданного комплекса программ для оптимизации параметров ведущих мостов, а также предельные их значения ($Q_{i\,min}$, $Q_{i\,max}$) и шаг приращения (ΔQ_i) при варьировании, приведены в табл. 1.

При установке ведущего моста транспортного средства с тем или иным передаточным числом его эксплуатационные показатели могут значительно изменяться. На рис. 4, приведены зависимости расхода топлива (кривая 1), максимальной скорости автомобиля (кривая 2), времени разгона автомобиля $t_{p\,max}$ (кривая 3) от передаточного числа ведущего моста. Принимая решение о создании ведущего моста с новым передаточным числом или использовании имеющегося в производстве, необходимо оценить степень изменения эксплуатационных показателей автомобиля.

Анализируя всю гамму автомобилей и автобусов (при движении машины с полной массой и снаряженной), находящихся в производстве и новых модификаций, можно сделать вывод о распределении плотности ряда передаточных чисел для ряда ведущих мостов, изменение внутри которого не влияет коренным образом на параметры автомобиля и вместе с тем обладает высокой степенью унификации и низкой стоимостью: минимальное значение относительного изменения передаточного числа не должно быть менее 2 %, максимальное — в пределах 20—30 %.

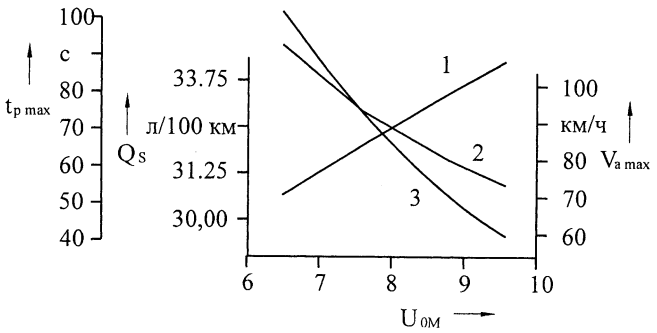


Рис. 4. Зависимость параметров автомобиля от передаточного числа моста $U_{ом}$

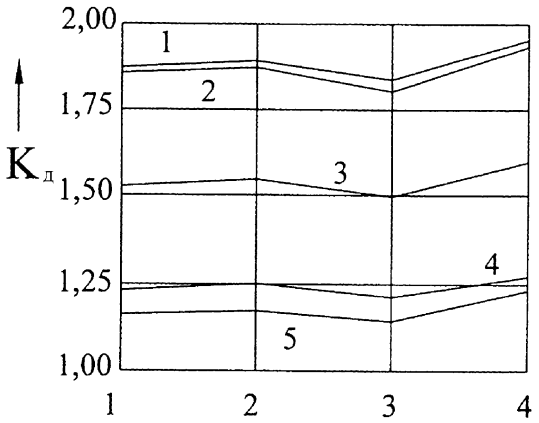


Рис. 5. Зависимость динамической нагруженности ведущего моста от условий эксплуатации и типа транспортного средства

Значения предельных коэффициентов динамичности для различных типов ведущих мостов наиболее типичных транспортных средств (большегрузные автомобили в составе тягача, самосвала, междугороднего и городского автобусов с различными исполнениями ведущих мостов) приведены на рис. 5. Кривая 1 соответствует динамическим процессам при "броске" сцепления, кривая 2 — при переезде через препятствие, кривая 3 — от неравномерности вращения двигателя, кривая 4 — при движении по дороге, кривая 5 — средний коэффициент динамичности. По оси ординат отложены условные номера типа транспортного средства: 1 — соответствует автомобилю-тягачу, 2 — самосвальному автопоезду, 3 — междугороднему автобусу, 4 —городскому автобусу.

Анализируя рис. 5, можно сделать вывод о том, что наиболее нагруженная с точки зрения динамических процессов оказывается конструкция портального ведущего моста, которая более чувствительна ко всем внешним воздействиям. Наиболее опасные процессы возникают при броске сцепления и переезде через препятствие. Довольно высокими (выше всех остальных типов исследуемых транспортных средств) оказываются также коэффициенты динамичности от воздействия неравномерности вращения коленчатого вала двигателя и движения по дороге.

Наилучших результатов достигает конструкция с ведущим мостом для междугороднего автобуса, бо-

Таблица 2

Оптимизируемые параметры и резонансные параметры

№ по пор.	$U_{ред}$	$Z_{вш}$	$Z_{вд}$	$Z_{сат}$	m, мм	α, °	β°	B, мм	$\nu_{рез}$, Гц	$K_{дmax}$
1	3,11	11	34	25	3,5	25	16	74,8	25,1	2,4
2	3,08	12	37	28	3,5	20	14	79,2	24,4	2,0
3	3,17	12	38	29	3,75	17,5	18	63,1	24,3	2,2
4	3,07	15	46	35	4	20	15	65,9	24,1	2,5
5	3,06	17	52	39	3,75	20	16	66,2	23,9	2,6
6	3,11	19	59	45	3,75	120	12,1	60,1	24,9	2,5
7	3,05	21	64	49	3,75	20	17	62,3	25,2	2,9
8	3,05	21	64	50	3,5	20	15	62,5	25,0	3,1

лее низкие значения коэффициента динамичности которого позволят получить наивысшую долговечность по сравнению с другими вариантами. Среди исследованных транспортных средств для перевозки грузов более нагружены с динамической точки зрения ведущий мост автомобиля-самосвала, что объясняется выбранными его параметрами. Степень унификации различных типов при переходе от одного типа моста к другому обеспечивается не ниже 30—40 %.

Результаты работы программы приведены в табл. 2. Сравнительный анализ расчетных показателей долговечности с приведенными коэффициентами динамичности показывает возможность увеличения в 2—3 раза ресурса ведущих мостов.

В табл. 2 обозначены: $U_{ред}$ — передаточное число бортового редуктора; $Z_{вш}$, $Z_{вд}$, $Z_{сат}$ — числа зубьев соответственно ведущей, ведомой шестерен и сателлитов; m — модуль передачи; α — угол профиля передачи; β — угол наклона зубьев; B — ширина зубчатого венца; $\nu_{рез}$ — резонансная частота; $K_{д\,max}$ — максимальный коэффициент динамичности.

Анализируя данную таблицу, можно сделать вывод о возможности подбора приемлемого варианта по дополнительным критериям оптимизации. В частности, варианты № 7 и № 8 можно считать неприемлемыми, несмотря на довольно высокие значения параметра $\nu_{рез}$ (25,2 Гц для № 7 и 25,0 Гц для № 8), так как дынные варианты имеют высокие значения $K_д$.

Варианты № 2 и № 1 имеют хорошие показатели по $\vartheta_{рез}$ и $K_д$ и малые габариты из-за небольшого числа зубьев $Z_{вд}$ и низкого модуля. Однако неоправданно широкие венцы шестерен и большие радиусы полуосей делают неприемлемыми данные варианты для конструктивного воплощения. Сравнивая варианты 4- и 5-й с 6-м, видим, что зубчатые колеса первых вариантов проигрывают по габаритной ширине. 3-й вариант по сравнению с 6-м имеет более высокий угол наклона зуба β, что дополнительно нагружает упорные подшипники ведущей шестерни.

Таким образом, из определенного набора вариантов, руководствуясь теми или иными соображениями, конструктор имеет возможность выбрать вариант наиболее подходящий конструкции. В нашем случае — это вариант № 6.

Результаты исследований. В результате анализа комплекса программ по исследованию всех типов ведущих мостов большегрузных транспортных средств получены значения их оптимальных параметров. Некоторые параметры ряда передаточных чисел и зубчатых колес, соответствующих этому ряду, приведены в табл. 3.

В табл. 3 обозначено: U_0 — передаточное число ведущего моста; $U_{гп}$ — передаточное число шестерен главной пары; $Z_{вш}$ — число зубьев ведущей шестерни; $Z_{вд}$ — число зубьев ведомой шестерни; $m_{гп}$ — модуль шестерен главной пары; $U_{кп}$ — передаточное число колесной передачи; $Z_с$ — число зубьев солнечной шестерни колесной передачи;

Таблица 3

Параметры мостов

U_0	$U_{гп}$	$Z_{вщ}$	$Z_{вд}$	$m_{гп}$	$U_{кп}$	$Z_с$	$Z_{сат}$	$Z_{вд}$
3,45	1,036	29	28	9,5	3,33	21	14	49
3,57	1,074	29	27	10				
3,86	1,160	29	25	10				
4,60	1,381	29	21	10				
4,70	1,412	24	17	12				
5,33	1,600	24	15	12				
6,40	1,923	25	13	12				
6,94	2,083	25	12	12				
7,57	2,273	25	11	12				
8,33	2,500	25	10	12				

Таблица 4

Унифицированность основных деталей

Деталь	Ведущий мост					
	двухступенчатый автомобильный	одноступенчатый автомобильный	двухступенчатый автобусный симметричный	одноступенчатый автобусный	двухступенчатый автобусный несимметричный	портальный
	1	2	3	4	5	6
Картер моста	1—3	2—4	3—1	4—2	5	6
Картер редуктора	1—3	2—4	3—1	4—2	5	6
Шестерни главной пары	1—3	2—4	3—1	4—2	5—6	6—5
Дифференциал	1—3	2—4	3—1	4—2	5—6	6—5
Полуоси	1—3	2—4	3—1	4—2	5	6
Ступицы	1—3	2—4,6	3—1,5	4—2,6	5—1,3	6—2,4
Колесный редуктор, узел	1—3,5	2—4,6	3—1,5	4—2,6	5—1,3	6—2,4

$Z_{сат}$ — число зубьев сателлитов колесной передачи; $Z_{вд}$ — число зубьев ведомой шестерни.

Некоторые оптимальные параметры представлены ниже.

Для одноступенчатых ведущих мостов с гипоидной главной парой ряд передаточных чисел соответствует $U_{01} = Z_{вш}/Z_{вд1} = 38/12 = 3{,}17$; $U_{02} = Z_{вш}/Z_{вд2} = 38/11 = 3{,}45$; $U_{03} = Z_{вш}/Z_{вд3} = 38/10 = 3{,}80$ (для ведущих мостов автомобилей с колесной формулой 4 × 2); $U_{01} = Z_{вш}/Z_{вд1} = 37/11 = 3{,}36$; $U_{02} = Z_{вш}/Z_{вд2} = 37/10 = 3{,}70$; $U_{03} = = Z_{вш}/Z_{вд3} = 37/9 = 4{,}11$ (для ведущих мостов автомобилей колесной формулой 6 × 4).

Параметры зубьев главной пары ($U_{гп} = Z_{вд}/Z_{вш} = 27/17 = 1{,}59$, $27/15 = 1{,}80$, $27/14 = 1{,}93$) обеспечивают необходимый ряд передаточных чисел портальных ведущих мостов (U_0 = 5, 11, 5, 8, 6, 24).

Для ряда передаточных чисел ведущего моста городского автобуса со смещенным редуктором, оптимизируемого по предложенному алгоритму, параметры шестерен главной пары выбираются среди следующих значений: $Z_{вд}/Z_{вш} = 27/16$, $Z_{вш}/Z_{вд} = 27/18$, $Z_{вш}/Z_{вд} = 27/13$ (модуль таких передач принят 9 мм).

О степени унификации основных деталей ведущих мостов различных типов можно судить по табл. 4, где приведены все виды производимых узлов и их компоненты. Унифицированность детали определяется соответствием номера колонки исходного ведущего моста и ведущего моста той конструкции, с которым унифицирована данная деталь. При неполной неполной унификации, как, например, может получиться в случае картеров редукторов, отличие которых заключается только в разном расположении масляных каналов для обеспечения заднего привода моста автобуса (степень унификации 85 %), номер унифицированной колонки обозначается цифрой меньшего размера.

Из анализа табл. 4 можно сделать вывод о высокой степени унификации основных деталей ведущего моста для автомобильных и автобусных приложений. Портальный ведущий мост удается унифицировать лишь по некоторым деталям колесной группы. Шестерни главной пары отличаются параметрами зубчатого венца для обеспечения неортогонального межосевого угла.

В табл. 4 рассматриваются проходные ведущие мосты, основное отличие которых от их одиночных аналогов заключается в конструкции привода заднего моста. В данном случае для всех ведущих мостов такой компоновки детали опоры вала заднего моста оказываются полностью унифицированы. Вал привода заднего моста может отличаться длиной для обеспечения связи с опорой привода на различных расстояниях для разных типов ведущих мостов (для гипоидных и двухступенчатых ведущих мостов).

Один из основных критериев для оптимизации ведущих мостов — их долговечность. Расчетные теоретические значения долговечности всех типов ведущих мостов могут обеспечивать не менее 1,32 млн км пробега транспортного средства. При этом теоретический уровень шума ведущих мостов составляет не более 87 дБА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Захарик, А. М.** Силовые агрегаты полноприводных автомобилей Минского автозавода [Текст] / А. М. Захарик, Ю. М. Захарик // Грузовик. — 2006. — № 12. — С. 33—37.
2. **Захарик, Ан. М.** Алгоритмы оптимизации параметров динамической нагруженности трансмиссии большегрузных АТС [Текст] / Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, А. А. Гологуш // Автомобильная промышленность. — 2005. —№ 11. — С. 35—36.
3. **Захарик, Ан. М.** Оптимизация параметров силовых агрегатов большегрузных автомобилей [Текст] / Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, А. А. Гологуш // Техника. Экономика. Организация. — 2005. — № 3. — С. 28—29.

Ключевые слова: автотранспортное средство, колебания, колесная передача, модель, метод, редуктор, частоты.

Метод совершенствования процессов распыливания топлива и смесеобразования транспортного дизеля

В. А. Марков, д-р техн. наук, (МГТУ им. Н. Э. Баумана);
С. Н. Девянин, д-техн. наук, (МГАУ им. В. П. Горячкина);
А. А. Зенин, асп. (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Предложена конструкция распылителей форсунок, обеспечивающих улучшение качества процесса смесеобразования. Проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С с серийными и опытными распылителями форсунок на дизельном топливе и на смеси 80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла. Показана возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов при использовании опытных распылителей и работе на смеси 80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла.

Показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) транспортных дизелей в значительной степени определяются качеством процесса смесеобразования. В дизелях с объемным и объемно-пленочным смесеобразованием этот процесс осуществляется за счет как организации направленного движения воздуха в цилиндре, так и интенсификации процесса топливоподачи. При этом основным энергетическим фактором смесеобразования является топливоподача. Высокое качество смесеобразования достигается путем повышения давления впрыскивания и согласования формы камеры сгорания (КС) с геометрическими характеристиками струй распыливаемого топлива [1—5]. Таким образом, одним из главных факторов влияния системы топливоподачи на показатели дизеля является конструкция форсунки, формирующей требуемые характеристики впрыскивания и распыливания топлива.

Проведенный анализ особенностей процессов распыливания и смесеобразования в дизелях с объемным и объемно-пленочным смесеобразованием показал, что эффективность смешения топлива с воздухом зависит от геометрии топливных струй, их ориентации в КС дизеля и качества (мелкости) распыливания топлива. Для обеспечения эффективного смесеобразования необходимо обеспечить наибольший охват объема КС струями распыливаемого топлива (например, увеличением объема струй), уменьшить долю топлива, попадающего на относительно холодные стенки КС, увеличить турбулизацию струй. Все это может быть достигнуто путем оптимизации таких конструктивных факторов, как эквивалентное проходное сечение распылителя в сборе, число распыливающих отверстий, их диаметр и длина, диаметр иглы и объем подыгольной полости форсунки [6—10]. Возможно совершенствование показателей процессов топливоподачи и распиливания топлива путем гидрозапирания иглы форсунки, использования пересекающихся сопловых отверстий и выполнение в распыливающих каналах различных турбулизаторов [11—14].

Одним из таких мероприятий является выполнение на носке 1 (рис. 1) распылителя канавок 2, каждая из которых расширяет выходной канал соответствующего распыливающего отверстия 3. Каждая канавка имеет форму сегмента и ширину b (рис. 1), равную диаметру распыливающего отверстия $d_р$, длина канавок l в 2,5—3 раза больше диаметра распыливающих отверстий $d_р$, а глубина канавок h = 0,3 мм. Причем оси канавок ориентированы поперек по оси распылителя [15, 16].

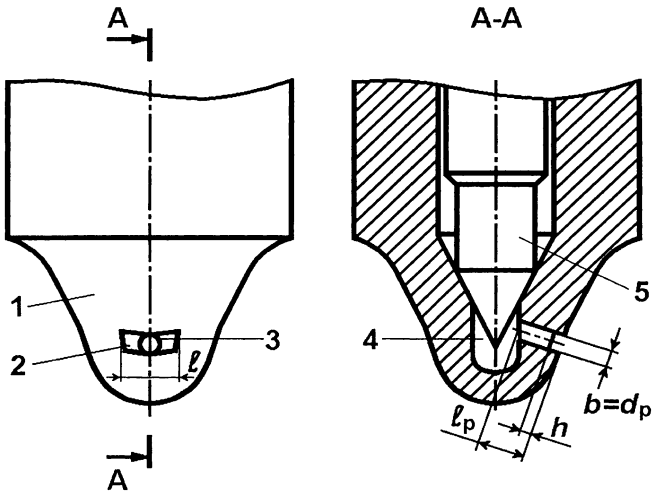


Рис. 1. Схема распылителя форсунки с канавками, выполненными на носке распылителя, и выходное сечение распыливающего отверстия:

1 — носок распылителя; 2 —канавка; 3 — распыливающее отверстие; 4 — подыгольная полость; 5 — игла распылителя

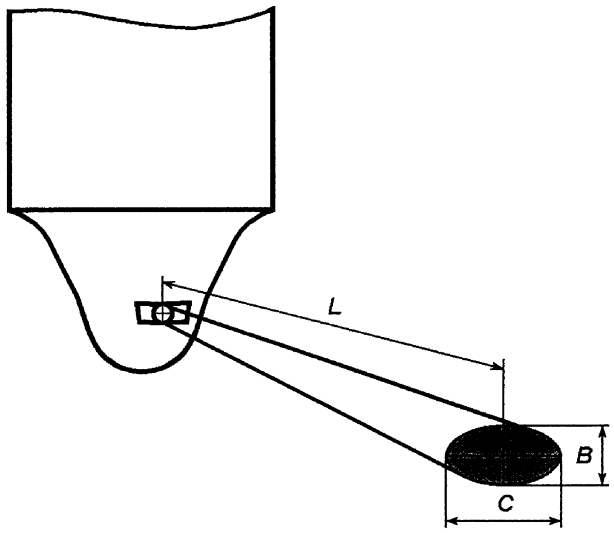


Рис. 2. Геометрические параметры струи топлива, формируемой распыливающим отверстием распылителя с канавкой, выполненной на носке распылителя

Такое выполнение канавок на носке распылителя позволяет обеспечить различную длину распыливающего канала в плоскости, проходящей через образующую канавки, и в плоскости, перпендикулярной этой образующей. В результате струя топлива расширяется в плоскости, проходящей через образующую канавки, и фронт струи топлива трансформируется в эллипс с большой осью *C* и малой *B* (рис. 2). Это приводит к увеличению объема струи топлива. Кроме того, сокращение длины распыливающего отверстия в плоскости, проходящей через образующую канавки, уменьшает длину струи *L*, что понижает долю топлива, попадающего на относительно холодные стенки *KC*, а наличие гидравлического сопротивления в виде канавки на выходе из распыливающего отверстия форсунки приводит к дополнительной турбулизации струи топлива. Эти факторы также улучшают качество процессов распыливания топлива и смесеобразования.

Таблица 1

Параметры распылителей типа 145.1112110 производства НЗТА

Диаметр распыливающих отверстий $d_р$, мм	Число распыливающих отверстий $i_р$	Максимальный ход иглы $h_и$, мм	Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_р f_р$, мм^2
0,32	5	0,26	0,278
Примечание. Величина $\mu_р f_р$ приведена при максимальном подъеме иглы форсунки; указаны средние значения $h_и$ и $\mu_р f_р$ для комплекта распылителей.			

Таблица 2

Расположение распыливающих отверстий распылителей типа 145.1112110 производства НЗТА

№ отверстия	Угловое расположение отверстия относительно штифта, °	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, °
1	8	62
2	90	71,5
3	172	62
4	237	52
5	303	52

Для оценки показателей дизеля с такими распылителями на серийных распылителях типа 145.1112110 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА) выполнены канавки в соответствии со схемой, данной на рис. 1. Некоторые характеристики серийных распылителей типа 145.1112110 приведены в табл. 1 и 2. Эти распылители выполнены с выходом распыливающих отверстий 3 (см. рис. 1) в объем полости 4 под иглой 5 форсунки (в колодец распылителя) и с диаметром иглы $d_и$ = 6,0 мм (по направляющей).

Оценка влияния конструкции проточной части распылителя форсунки на экономические и экологические показатели проведена с использованием результатов экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), выпускаемого Минским моторным заводом и устанавливаемого на малотоннажные грузовые автомобили ЗИЛ-5301 "Бычок".

Таблица 3

Физико-химические свойства исследуемых топлив

Физико-химические свойства	Топливо		
	ДТ	РМ	80 % ДТ + + 20 % РМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	916	848
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм^2/с	3,8	75	9
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	33,2	—
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	42 500	37 300	41 500
Цетановое число	45	36	—
Температура самовоспламенения, °С	250	318	—
Температура помутнения ,°С	–25	–9	—
Температура застывания, °С	–35	–20	—
Количество воздуха. необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	12,6	13,9
Содержание, % по массе:			
С	87,0	78,0	—
Н	12,6	10,0	—
О	0,4	12,0	—
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	—
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	—

Примечание. "—" — свойства не определялись; для смеси ДТ и РМ указано объемное процентное содержание компонентов.

В этом дизеле, имеющем полуразделенную КС типа ЦНИДИ, организовано объемно-пленочное (пристеночное) смесеобразование.

Дизель Д-245.12С имел топливную систему, которая включала ТНВД фирмы Motorpal типа PP4M10Ulf с диаметром плунжеров $d_{пл}$ = 10 мм и их полным ходом $h_{пл}$ = 10 мм, топливопроводы высокого давления длиной $L_т$ = 540 мм и форсунки ФДМ-22, которые были отрегулированы на давление начала впрыскивания $p_{фо}$ = 21,0 МПа. Форсунки поочередно оснащались серийными распылителями НЗТА типа 145.1112110 и опытными распылителями НЗТА с канавками, выполненными на носке распылителя. Исследования проведены на режимах работы по внешней скоростной характеристике и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН. При испытаниях установочный угол опережения впрыскивания топлива, равный θ = 13° угла поворота коленчатого вала (п.к.в.) до верхней мертвой точки (ВМТ), и положение упора максимальной подачи топлива, оставались неизменными. Для оценки возможности использования опытных распылителей в дизеле, работающем на смесевых биотопливах, проведены исследования дизеля при работе на стандартном дизельном топливе (ДТ) марки "Л" по ГОСТ 305—82 и на смеси ДТ с рапсовым маслом (РМ) в пропорции 80 % ДТ и 20 % РМ. Физико-химические свойства ДТ и РМ и их смеси представлены в табл. 3.

Моторный стенд АМО "ЗИЛ", на котором проводились исследования, был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения ±1 %. Концентрации NO_x, CO, CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы Yanaco с погрешностями измерения указанных компонентов ±1 %. Опыты проводились по методикам, регламентированным ГОСТ 14846—81, Правилами 24-03 ЕЭК ООН (измерение дымности ОГ) и Правилами 49 ЕЭК ООН (определение удельных выбросов вредных веществ с ОГ).

При испытаниях дизеля Д-245.12С на режимах работы по внешней скоростной характеристике отмечена зависимость его показателей от типа применяемых распылителей (рис. 3). Использование канавок на носке распылителя привело к незначительному росту часового расхода топлива $G_т$. На режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ замена серийных распылителей форсунок на опытные приводит к увеличению расхода топлива $G_т$ с 22,52 до 22,86 кг/ч, а на режиме максимального кру-

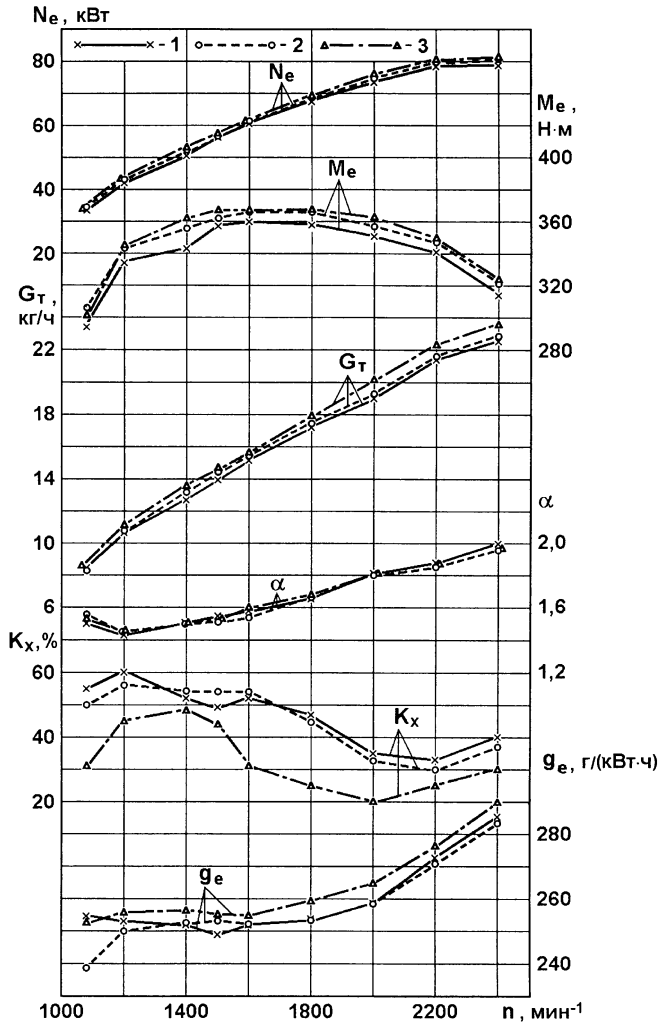


Рис. 3. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах работы по внешней скоростной характеристике при использовании различных распылителей и разных топлив:

1 — серийные распылители, ДТ; 2 — опытные распылители, ДТ; 3 — опытные распылители, смесь 80 % ДТ и 20 % РМ

тящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 13,95 до 14,41 кг/ч. Однако коэффициент избытка воздуха α изменялся сравнительно мало — с 2,00 до 1,96 при $n = 2400$ мин$^{-1}$ и с 1,55 до 1,51 при $n = 1500$ мин$^{-1}$. При этом отмечено некоторое увеличение мощностных показателей дизеля — эффективной мощности N_e и крутящего момента M_e. Так, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ замена серийных распылителей форсунок на опытные приводит к увеличению крутящего момента M_e с 314 до 321 Н · м, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 357 до 362 Н · м. Однако такое незначительное снижение мощностных показателей не требует изменения исходных регулировок дизеля.

При замене серийных распылителей на опытные удельный эффективный расхода топлива g_e изменяется сравнительно мало (см. рис. 3). Так, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ расход топлива g_e сокращается с 285,4 до 283,1 г/(кВт · ч), а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$, напротив, увеличивается с 248,9 до 253,5 г/(кВт · ч). На большинстве исследованных режимов эти изменения удельного эффективного расхода топлива g_e не превысили 2 %.

При использовании опытных распылителей отмечена тенденция к снижению дымности ОГ (K_x). В первую очередь это относится к режимам с высокой частотой вращения. Так, на режиме с $n = 2400$ мин$^{-1}$ при установке опытных распылителей дымность ОГ снижалась с 40 до 37 % по шкале Хартриджа (см. рис. 3). На режимах с пониженной частотой вращения зависимость дымности ОГ от типа распылителя неоднозначная. Если на режиме с $n = 1080$ мин$^{-1}$ использование опытных распылителей сопровождается снижением дымности ОГ с 55 до 50 % по шкале Хартриджа, то на режиме с $n = 1500$ мин$^{-1}$ — ростом дымности ОГ с 49,5 до 54,5 %. Значительное снижение дымности исследуемого дизеля с опытными распылителями может быть достигнуто при его переводе на смесевые биотоплива на базе рапсового масла.

В дизеле с опытными распылителями при переходе с дизельного топлива на смесь 80 % ДТ и 20 % РМ происходит некоторое увеличение часового расхода топлива $G_т$ (характеристики 2 и 3 на рис. 3), вызванное большей плотностью исследуемой смеси и ее повышенной вязкостью по сравнению с ДТ (см. табл. 3). Так, на режиме максимальной мощности при частоте вращения $n = 2400$ мин$^{-1}$ часовые расходы ДТ и смесевого биотоплива оказались равны соответственно 22,86 и 23,60 кг/ч, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — 14,41 и 14,70 кг/ч. Но при этом теплота сгорания смесевого биотоплива несколько ниже теплоты сгорания ДТ: их низшая теплота сгорания H_u равна соответственно 41 500 и 42 500 кДж/кг. Эти два фактора взаимно компенсируются, поэтому при переводе дизеля Д-245.12С с ДТ на смесевое биотопливо его мощностные показатели изменяются незначительно. При этом незначительно изменяется и коэффициент избытка воздуха α. Это объясняется тем, что, несмотря на несколько больший часовой расход $G_т$ смесевого биотоплива, последнее отличается меньшим стехиометрическим отношением (количест-

вом воздуха, необходимым для сгорания 1 кг топлива, см. табл. 3), которое для ДТ и смесевого биотоплива равно соответственно 14, 3 и 13,8 кг/кг.

Пониженная теплота сгорания смесевого биотоплива, вызванная наличием в молекулах рапсового масла значительного количества кислорода, приводит к тому, что при работе дизеля Д-245.12С на смеси ДТ и РМ удельный эффективный расход топлива g_e несколько увеличивается по сравнению с работой дизеля на дизельном топливе. При переводе двигателя, оснащенного опытными распылителями, с ДТ на смесевое биотопливо на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ удельный эффективный расход топлива g_e возрос с 283,1 до 289,8 г/(кВт · ч), а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 253,5 до 255,2 г/(кВт · ч). Однако при этом эффективный КПД двигателя η_e не снижается: при $n = 2400$ мин$^{-1}$ КПД не изменился и составил $\eta_e = 29{,}9$ %,

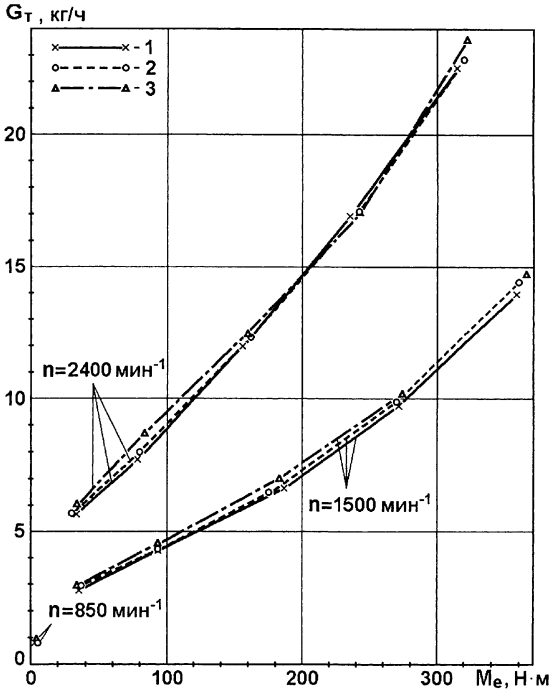


Рис. 4. Зависимость часового расхода топлива G_T от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и крутящего момента M_e) и дизеля Д-245.12С при использовании различных распылителей и разных топлив:

1 — серийные распылители, ДТ; 2 — опытные распылители, ДТ; 3 — опытные распылители, смесь 80 % ДТ и 20 % РМ

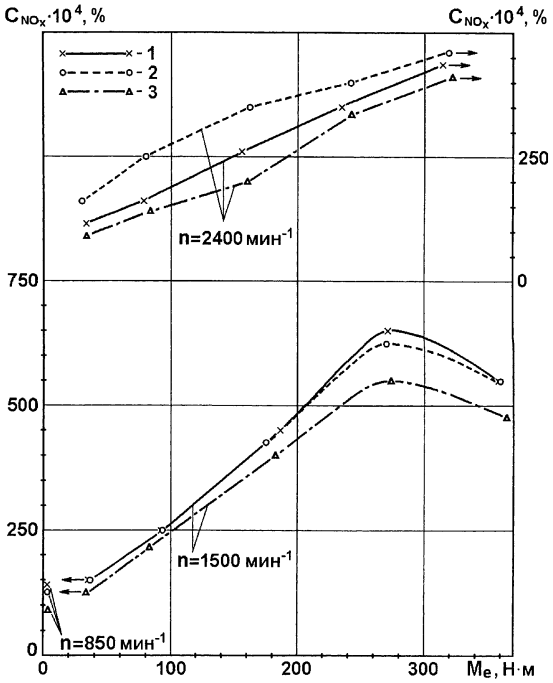


Рис. 5. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных распылителей и разных топлив:

1 — серийные распылители, ДТ; 2 — опытные распылители, ДТ; 3 — опытные распылители, смесь 80 % ДТ и 20 % РМ

а при $n = 1500$ мин$^{-1}$ КПД η_e даже возрос с 33,4 до 34,0 %.

Наличие в молекулах рапсового масла значительного количества атомов кислорода, приводящее к снижению стехиометрического отношения, благоприятно сказывается на дымности ОГ. Использование смеси ДТ и РМ приводит к значительному снижению дымности ОГ K_x во всем диапазоне исследованных скоростных режимов работы по внешней скоростной характеристике. При переводе дизеля Д-245.12С, оснащенного опытными распылителями, с ДТ на смесевое биотопливо на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ отмечено снижение дымности ОГ с 37,0 до 30,0 % по шкале Хартриджа, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 54,5 до 44,0 %, а на режиме работы по внешней скоростной характеристике при $n = 1080$ мин$^{-1}$ — с 50,0 до 31,0 % (характеристики 2 и 3 на рис. 3).

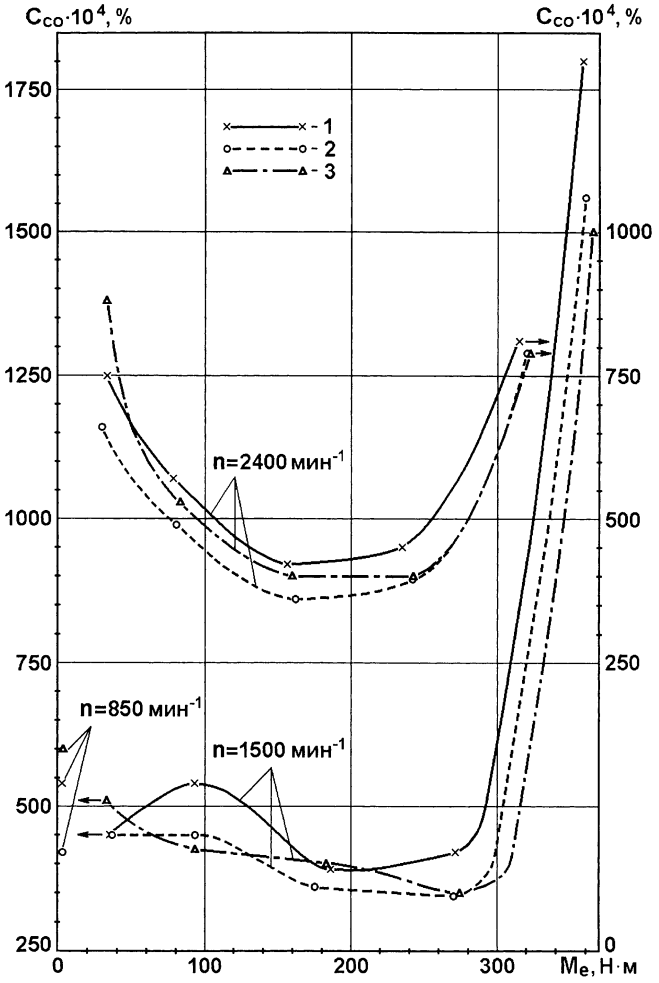


Рис. 6. Зависимость объемной концентрации в ОГ монооксида углерода C_{CO} от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения *n* и крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных распылителей и разных топлив:

1 — серийные распылители, ДТ; 2 — опытные распылители, ДТ; 3 — опытные распылители, смесь 80 % ДТ и 20 % РМ

Результаты экспериментальных исследований Д-245.12С, оснащенного серийными и опытными распылителями, на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла приведены на рис. 4—7. Представленные на рис. 4 характеристики часового расхода топлива $G_т$ свидетельствуют о том, что замена серийных распылителей на опытные приводит к небольшому увеличению часового расхода топлива $G_т$. Наибольшая разница часовых расходов отмечена на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$. На этом режиме замена серийных распылителей на опытные сопровождается ростом часового расхода топлива $G_т$ с 13,95 до 14,41 кг/ч, но это максимальное увеличение расхода топлива $G_т$ составляет лишь около 3 %. Дальнейшее увеличение величины $G_т$ происходит при переводе дизеля на смесевое биотопливо. Но, как отмечено выше, это увеличение часового расхода топлива компенсируется меньшей теплотой сгорания смесевого биотоплива.

Экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла подтвердили влияние типа используемого распылителя на показатели токсичности ОГ.

Зависимость концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от типа распылителя является неоднозначной (см. рис. 5). Так, на режиме холостого хода при $n = 850$ мин$^{-1}$ большее содержание NO_x в ОГ отмечено при установке серийных распылителей — $C_{NO_x} = 0{,}0140$ % против $C_{NO_x} = 0{,}0125$ % при использовании опытных распылителей. На режимах с $n = 1500$ мин$^{-1}$ содержание NO_x в ОГ сравнительно мало зависит от типа распылителя. Например, на режиме максимального крутящего момента оба типа распылителей обеспечивают одинаковое содер-

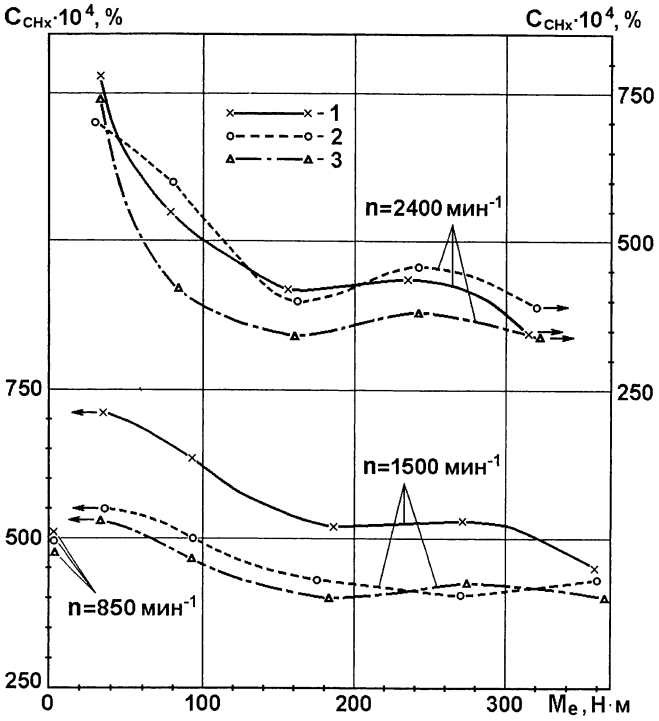


Рис. 7. Зависимость объемной концентрации в ОГ углеводородов C_{CH_x} от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения *n* и крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных распылителей и разных топлив:

1 — серийные распылители, ДТ; 2 — опытные распылители, ДТ; 3 — опытные распылители, смесь 80 % ДТ и 20 % РМ

Таблица 4

Показатели дизеля Д-245.12С, оснащенного разными распылителями и работающего на различных топливах

Тип распылителей, вид топлива	Удельное массовые выбросы токсичных компонентов, г/(кВт · ч)		
	e_{NO_x}	e_{CO}	e_{CH_x}
Серийные распылители, ДТ	5,749	7,872	2,207
Опытные распылители, ДТ	5,723	6,893	2,040
Опытные распылители, 80 % ДТ + 20 % РМ	5,285	6,900	1,855

жание NO_x в ОГ — C_{NO_x} = 0,0550 %. На режимах с $n = 2400$ мин$^{-1}$ при установке опытных распылителей несколько увеличивается содержание NO_x в ОГ. Так, на режиме максимальной мощности замена серийных распылителей на опытные приводит к увеличению C_{NO_x} с 0,0435 до 0,0460 %. Однако на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла интегральный удельный массовый выброс оксидов азота оказался меньшим при применении опытных распылителей — e_{NO_x} = 5,723 г/(кВт · ч) против e_{NO_x} = 5,749 г/(кВт · ч) при установке серийных распылителей (см. табл. 4). Таким образом, снижение выброса NO_x составило 0,5 %.

Заметное снижение выбросов оксидов азота достигается при переводе дизеля Д-245.12С с опытными распылителями на смесевое битопливо, содержащее 80 % ДТ и 20 % РМ. Этот эффект отмечен на всех режимах 13-ступенчатого испытательного цикла (см. рис. 5). При замене дизельного топлива смесевым биотопливом удельный массовый выброс оксидов азота на режимах этого цикла e_{NO_x} снизился с 5,723 до 5,285 г/(кВт · ч), т. е. на 7,7 % (см. табл. 4).

Тип распылителя заметно влияет и на концентрацию в ОГ дизеля Д-245.12С несгоревших углеводородов C_{CH_x} (рис. 7). На режиме холостого хода при $n = 850$ мин$^{-1}$ замена серийных распылителей на опытные приводит к уменьшению содержания несгоревших углеводородов в ОГ C_{CH_x} с 0,0510 до 0,0495 %. Наибольшая зависимость содержания CH_x в ОГ от типа распылителя отмечена на режимах с $n = 1500$ мин$^{-1}$. На режиме максимального крутящего момента переход от серийных распылителей к опытным сопровождается снижением C_{CH_x} с 0,0450 до 0,0430 %. На режимах с $n = 2400$ мин$^{-1}$ влияние типа распылителя на концентрацию CH_x в ОГ не так однозначно. На режиме с 10 %-ной нагрузкой (при M_e = 30—33 Н · м) при применении серийных распылителей содержание CH_x в ОГ составляло 0,0780 %, а при использовании опытных распылителей —0,0700 %. На режиме максимальной мощности эти величины составляют соответственно 0,0345 и 0,0390, %. При этом на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла интегральный удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} при использовании серийных и опытных распылителей составил соответственно 2,207 и 2,040 г/(кВт · ч), т. е. снизился на 7,6 % (см. табл. 4).

Дальнейшее понижение выброса несгоревших углеводородов может быть достигнуто при замене ДТ смесевым биотопливом. На большинстве исследуемых режимов 13-ступенчатого испытательного цикла перевод дизеля Д-245.12С, оснащенного опытными распылителями, на смесь 80 % ДТ и 20 % РМ приводит к заметному снижению содержания CH_x в ОГ (характеристики 2 и 3 на рис. 7). В результате на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла интегральный удельный массовый выброс несгоревших углеводородов уменьшается e_{CH_x} = 2,040 г/(кВт · ч) при работе на ДТ до e_{CH_x} = 1,855 г/(кВт · ч) при использовании смесевого биотоплива, т. е. на 9,1 % (см. табл. 4).

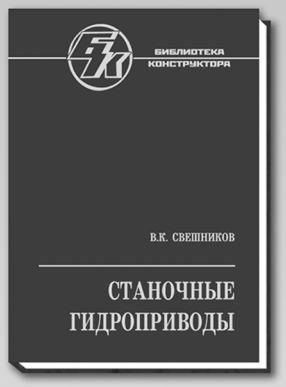
Выводы

Проведенные экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С с серийными и опытными распылителями подтвердили возможность улучшения качества рабочего процесса дизеля, оснащенного опытными распылителями с канавками, каждая из которых образует расширение выходного канала соответствующего распыливающего отверстия. Замена серийных распылителей на опытные сопровождается снижением эмиссии и оксидов азота на 0,5 %, монооксида углерода — на 12,4 %, несгоревших углеводородов — на 7,6 %. Такое улучшение экологических характеристик может быть связано с увеличением объема струи топлива, сокращением ее длины и дополнительной турбулизацией струи топлива при выполнении канавок на выходе сопловых отверстий. Дополнительное улучшение показателей токсичности ОГ дизеля Д-245.12С с опытными распылителями может быть достигнуто путем замены дизельного топлива смесевым биотопливом. Использование смеси 80 % ДТ и 20 % РМ дополнительно снижает выброс оксидов азота на 7,7 % и несгоревших углеводородов — на 9,1 % при практически неизменном выбросе монооксида углерода. Совместное использование опытных распылителей и смесевого биотоплива, содержащего 80 % ДТ и 20 % РМ, позволило снизить эмиссию оксидов азота на 8,1 %, монооксида углерода — на 12,4 %, несгоревших углеводородов — на 15,9 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Грехов, Л. В.** Системы топливоподачи и управления дизелей: учебник для вузов [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. Второе издание. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
2. **Марков, В. А.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. [Текст] / В. Н. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
3. **Топливные** системы и экономичность дизелей [Текст] / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
4. **Файнлейб, Б. Н.** Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. [Текст] / Б. Н. Файнлейб. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
5. **Лышевский, А. С.** Системы питания дизелей. [Текст] / А. С. Лышевский. — М.: Машиностроение, 1981. — 216 с.
6. **Трусов, В. И.,** Форсунки автотракторных дизелей. [Текст] / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. — М.: Машиностроение, 1977. — 167 с.

Ключевые слова: дизель, процесс смесеобразования, форсунка, распылитель, дизельное топливо, рапсовое масло.



СТАНОЧНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ:
справочник (Библиотека конструктора). **В.К. Свешников**

2008. – 640 с.: ил. ISBN: 978-5-217-03438-3

Цена 770 р. с НДС

Приведены конструкции, основные параметры, габаритные и присоединительные размеры гидрооборудования главным образом стационарных машин, в том числе насосов, объемных гидродвигателей, гидроаппаратов, фильтров, аккумуляторов, теплообменников, приборов и сопутствующих товаров отечественного и частично зарубежного производства. Излагаются основы проектирования и расчета гидросистем, их монтажа и эксплуатации, а также основополагающие отечественные стандарты и стандарты ИСО. Справочник содержит максимум сведений, необходимых в практике проектирования и эксплуатации гидрооборудования, выполняя информационную и учебную функцию.

В 5-м издании (4-е изд. 2004 г.) существенно обновлены справочно-информационные сведения, проанализированы основные тенденции развития гидрооборудования мировых лидеров, дано описание ряда новейших зарубежных комплектующих изделий, чаще всего отсутствующих в отечественной номенклатуре (современные насосы и гидродвигатели, новая аппаратура, в том числе ввертного монтажа, аппараты связи с электронными системами управления, приборы и др.); приведены характеристики минеральных масел, размеры специальных резьб.

Для инженеров-конструкторов, изготовителей, а также обслуживающего персонала гидрооборудования стационарных машин (в том числе станков), может быть полезен преподавателям и студентам втузов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

Выбор конструкции и параметров пневматического сервоусилителя системы управления переключением передач

Х. А. Фасхиев, д-р техн. наук, ОАО"КАМАЗ";
В. Ю. Тумреев, инж., ООО "КОМ"

Исследованы проблемы управления ступенчатыми синхронизированными коробками передач с фрикционным сцеплением, снабженных механическим приводом с электропневматическим усилителем.

Развитие автомобилестроения выдвинуло проблему упрощения управления трансмиссией автомобиля, что позволит облегчить труд водителя, повысить его производительность и увеличить безопасность движения транспорта. Наибольшую потребность в облегчении управления испытывают водители автобусов и грузовых автомобилей. В мире массовое распространение получили механические ступенчатые коробки передач с фрикционным сцеплением, в связи с чем автоматизация управления этих коробок передач имеет большое практическое значение. Положительным качеством автоматизированного управления ступенчатыми коробками передач является также то, что оно базируется на освоенных производством коробках передач, следовательно, автоматическим управлением могут быть оборудованы не только новые, но и находящиеся в эксплуатации автомобили.

Большее применение при управлении переключением передач получили пневматические приводы, что объясняется наличием на грузовых автомобилях и автобусах компрессоров, относительно простой конструкцией пневматических приводов, их надежностью в работе. Имеется множество исследовательских и конструкторских работ по системам дистанционного управления ступенчатыми коробками передач, а также по применению в приводах управления разного рода усилителей и сервоустройств, позволяющих облегчить работу водителя с небольшими затратами и минимальным изменением конструкции. Опыт проектирования показывает, что параметры пневмопривода могут оказывать большое влияние на эксплуатационные свойства автомобиля. Неправильно подобранные характеристики сервопривода могут оказать негативное влияние на долговечность синхронизаторов и динамику движения автомобиля.

По принципу работы сервоприводы делятся на приводы со следящей связью и без нее. Первые конструктивно сложнее и имеют переменное сечение входного клапана пневмоцилиндра в зависимости от усилия на элементах привода. Вторые достаточно просты и имеют постоянное проходное сечение, открывающееся при наличии некоторого усилия на элементах управления коробкой передач. Примером устройства, оснащенного следящей системой, может служить пневматический сервопривод управления коробкой передач (рис. 1) многоосного автомобиля высокой проходимости [1]. Сервопривод состоит из вала, приводимого в движение водителем с помощью обычного рычага управления коробкой передач, двухстороннего сервомотора, клапанного устройства с механическим приводом к нему и системы рычагов, осуществляющих следящее действие сервопривода.

В данной конструкции впускной клапан силового пневмоцилиндра изменяет проходное сечение в зависимости от взаимного расположения элементов, что определяется усилием на штоке переключения передач.

В качестве примера сервопривода без следящего действия может служить конструкция усилителя

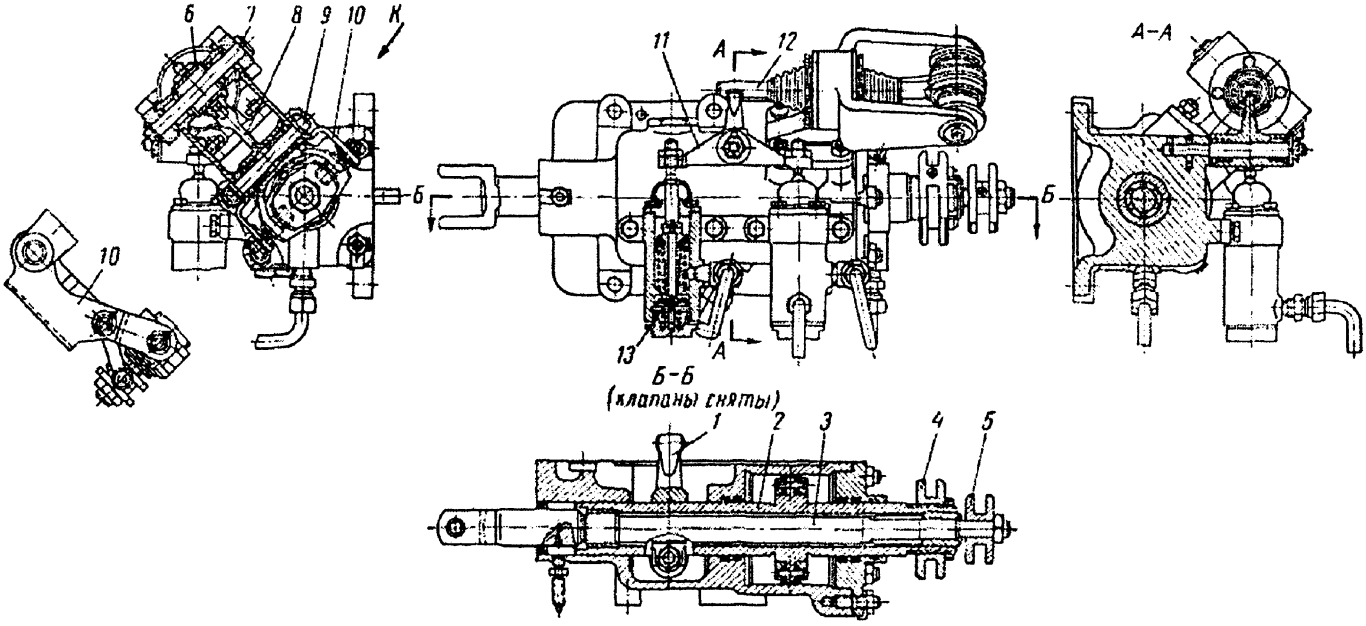


Рис. 1. Конструкция пневматического сервомеханизма со следящим действием

механического управления коробкой передач ТМ8-2000, разработанной специалистами ФГУП ГНЦ "НАМИ". В данной конструкции электрические зажимы, расположенные в рукоятке переключения передач, посылают сигнал на открытие того или иного клапана сервоусилителя в зависимости от направления приложения усилия на рукоятке. Целесообразность применения той или иной конструкции будет показана ниже.

В работе [3] показано влияние изменения синхронизирующего момента на величину работы буксования: если замедление приведенного момента инерции автомобиля под действием момента сопротивления движению больше замедления приведенного инерционного момента ведущих частей коробки передач, то с увеличением момента синхронизации работа буксования будет убывать. Также было установлено, что работа буксования уменьшается с увеличением момента синхронизации (т. е. при более интенсивном переключении) при коэффициенте сопротивления движению ψ около 0,1 и выше. Наиболее интенсивное переключение передач целесообразно производить на самосвалах, работающих в карьерах, и других автомобилях специального назначения, предназначенных для работы в тяжелых условиях, так как в этом случае за счет сокращения времени синхронизации будут улучшаться динамические показатели автомобиля и уменьшится износ синхронизаторов. Необходимо отметить, что при малом моменте синхронизации во время движения на крутом подъеме может вообще не произойти переключения на высшую передачу из-за быстрого снижения скорости автомобиля или после перехода на повышенную передачу автомобиль не сможет продолжать движение на ней ввиду уменьшения момента двигателя. Вследствие этого придется вновь перейти на низшую передачу, а это, в свою очередь, дополнительно ухудшит динамику автомобиля и увеличит износ синхронизаторов,

В работе [3] приведена формула расчета максимально допустимого времени переключения, при котором еще возможно движение на включенной высшей передаче и при этом не возникает необходимость вскоре перехода вновь на низшую передачу:

$$t_{\text{пер}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}^{\max} r_k \left(1 - \frac{q}{q'}\right)(1+\zeta)}{30 g \psi i_{\text{кп}} i_0}, \qquad (1)$$

где q — отношение передаточных чисел включаемой и выключаемой передачи большее единицы; $q' = \frac{n_{\text{дв}}^{\max}}{n_{\text{дв}}^{M\max}}$ — отношение частоты вращения, соответствующей максимальной мощности, к частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя; $n_{\text{дв}}^{\max}$ — максимальная частота вращения, мин$^{-1}$; $r_{\text{к}}$ — кинематический радиус колеса, м; ζ — коэффициент учета инерцион-

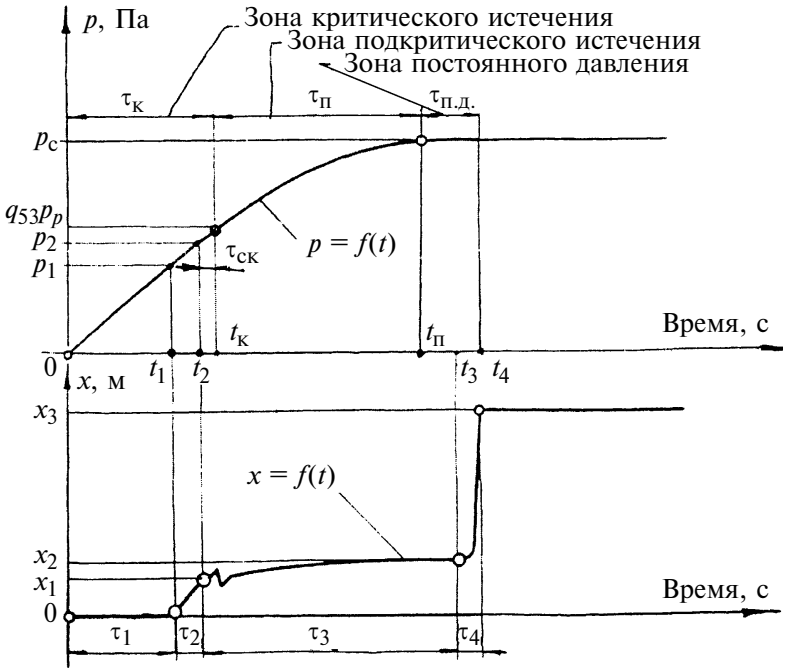


Рис. 2. Этапы переключения передачи по времени

ной массы ведущих частей коробки передач; ψ — коэффициент сопротивления дороги; $i_{кп}$ — передаточное число выключаемой передачи.

Зная максимально допустимое время переключения по ранее выведенным зависимостям, можно определить требуемый момент синхронизации и параметры синхронизатора. Данный расчет необходимо производить для синхронизатора низких передач, на которых особенно большая потеря скорости за время переключения. Когда требования получения максимальных динамических качеств для автомобиля не являются превалирующими, желательно уменьшить синхронизирующий момент, чтобы процесс синхронизации при переключении на высшие передачи происходил в значительной мере за счет момента трения в коробке передач, так как это уменьшает износ синхронизаторов.

Определим взаимосвязь параметров пневмопривода со временем включения передачи и совершаемой при этом работе буксования.

Процесс включения передач в автомобильных синхронизированных коробках передач при работе с пневмоприводом в общем случае протекает при переменном давлении в пневмоцилиндре и по времени и характеру работы включает в себя четыре этапа (рис. 2):

I этап — от момента поступления воздуха в пневмоцилиндр до начала движения поршня (продолжительность этапа — τ_1);

II этап — от начала движения поршня до соприкосновения конусов синхронизируемых элементов (продолжительность этапа — τ_2);

III этап — включает в себя процесс синхронизации элементов до полного выравнивания угловых скоростей (продолжительность этапа — τ_3);

VI этап — включает в себя разблокировку синхронизатора и включение зубчатой муфты (продолжительность этапа — τ_4).

Процесс включения передачи может происходить в трех зонах применимо к истечению воздуха в пневмоцилиндр: в зоне критического истечения, в зоне подкритического истечения, в зоне постоянного давления в пневмоцилиндре.

В зависимости от параметров пневмопривода коробки передач, момента сопротивления движению автомобиля и других факторов, процесс включения передачи может закончиться в любой из указанных зон. Для работы сервопривода наиболее характерно включение передачи в зоне критического истечения, поэтому для иллюстрации последующих рассуждений будем ссылаться на зависимости, характеризующие именно эту зону истечения.

Зависимость $p = f(t)$ при критическом истечении воздуха в постоянный объем имеет следующий вид:

$$p_и = \frac{p_р \mu F \sqrt{T}}{0{,}086 V} t, \qquad (2)$$

где $p_и$ — текущее давление в силовом цилиндре, Па; $p_р$ — давление на входе в силовой цилиндр, Па; V — объем цилиндра, в котором происходит истечение, м^3; T — абсолютная температура воздуха, К; μ — коэффициент расхода; F — сечение жиклера, через который происходит истечение воздуха, м^2.

При критическом истечении воздуха в пневмоцилиндре давление может устанавливаться в диапазоне $p \leqslant p \leqslant 0{,}53\, p_р$.

Используя расчетную схему (рис. 3), можно написать дифференциальное уравнение движения штока переключения передач для 1-го и 2-го этапов

$$m\ddot{X} = p_и S i_р + P_в - X(\gamma_2 \mathrm{tg}\Theta_2) - Q_2 \mathrm{tg}\Theta_2 -$$
$$- P_{тр} - X r_{\gamma_1} \gamma_1 \mathrm{tg}\Theta_1 i_\gamma^{сил} i_\gamma^{кин} - Q_1 \mathrm{tg}\Theta_1 i_\gamma^{сил}, \qquad (3)$$

где m — масса всех подвижных деталей, связанных с поршнем, кг; S — рабочая площадь поршня пневмоцилиндра, м^2; $i_р$ — среднее передаточное число от штока пневмоцилиндра к штоку вилки включения передачи; $P_в$ — усилие, прикладываемое водителем на рукоятку управления коробкой передач, приведенное к штоку вилки переключения передач, Н; X — смещение поршня относительно начального положения, м; γ_1 — модуль жесткости пружины фиксатора системы рычагов, Н/м; γ_2 — модуль жесткости пружины фиксатора штока, Н/м; Θ_1 — угол наклона лунки фиксатора системы рычагов, рад; Θ_2 — угол наклона лунки фиксатора штока, рад; Q_1 — предварительный натяг пружины фиксатора системы рычагов, Н; Q_2 — предварительный натяг пружины фиксатора штока, Н; $i_\gamma^{сил}$ — силовое передаточное отношение, приводящее усилия фиксатора системы рычагов к штоку вилки включения передачи; $i_\gamma^{кин}$ — кинематическое передаточное отношение перемещения шарика фиксатора системы рычагов к перемещению штока вилки включения передачи; r_{γ_1} — среднее плечо приложения усилия фиксатора системы рычагов; $P_{тр}$ — сила трения.

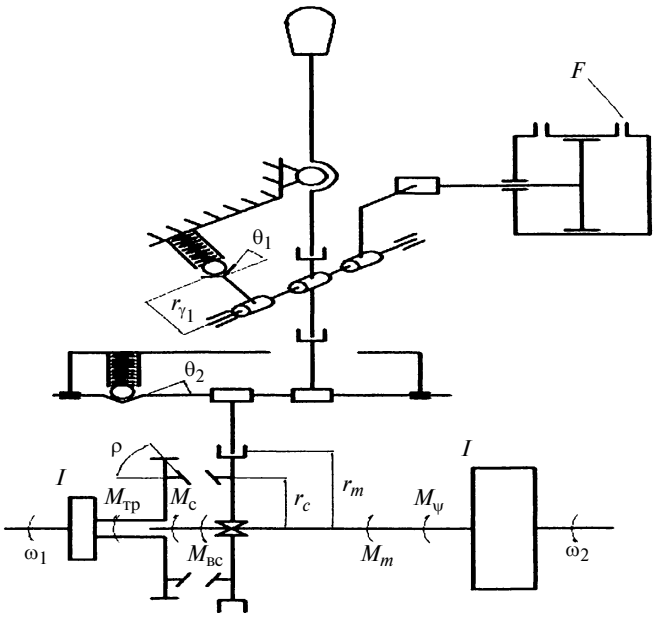


Рис. 3. Расчетная схема пневматического сервопривода механического рычажного управления переключением передач без обратной связи

Представим силу трения как сумму двух сил:

$$P_{тр} = P_{тр_0} + \alpha p_и S,$$

где $P_{тр_0}$ — постоянная сила трения, Н; $\alpha p_и S$ — сила трения, пропорциональная величине давления в пневмоцилиндре, Н; α — коэффициент пропорциональности.

В общем случае экспериментальные данные показывают, что усилие на рукоятке достаточно сложно описать математически. Однако его суммарное воздействие можно упрощенно свести к некоторой линейной функции.

Представим усилие на рукоятке управления коробкой передач как сумму двух сил:

$$P_в = P_m i_F + P_m i_F K_F t,$$

где P_m — постоянная составляющая функции усилия на рукоятке, Н; K_F — коэффициент изменения функции усилия на рукоятке по времени; i_F — передаточное отношение от рукоятки к штоку вилки включения передачи.

Тогда дифференциальное уравнение движения муфты переключения передач примет следующий вид:

$$m\ddot{X} = \frac{(i_{\text{р}} - \alpha)Sp_{\text{р}}\mu F\sqrt{T}}{0{,}086V}t +$$

$$+ P_m i_F K_F t - X(r_{\gamma_1}\gamma_1 \text{tg}\Theta_1 i_\gamma^{\text{сил}} i_\gamma^{\text{кин}} + \gamma_2 \text{tg}\Theta_2) +$$

$$+ P_m i_F - Q_2 \text{tg}\Theta_2 - P_{\text{тр}_0} - Q_1 \text{tg}\Theta_1 i_\gamma^{\text{сил}}. \quad (4)$$

С целью упрощения выкладок введем в уравнение (4) замену постоянных величин. Введем обозначения:

$$a = \frac{(i_{\text{р}} - \alpha)Sp_{\text{р}}\mu F\sqrt{T}}{0{,}086V} + P_m i_F K_F. \quad (5)$$

Коэффициент a характеризует приращение переключающих усилий в единицу времени за счет истечения воздуха и изменения усилия на рукоятке;

$$b = P_m i_F - Q_2 \text{tg}\Theta_2 - P_{\text{тр}_0} - Q_1 \text{tg}\Theta_1 i_\gamma^{\text{сил}}. \quad (6)$$

Коэффициент b равен сумме всех постоянных сил;

$$C = r_{\gamma_1}\gamma_1 \text{tg}\Theta_1 i_\gamma^{\text{сил}} i_\gamma^{\text{кин}} + \gamma_2 \text{tg}\Theta_2 > 0. \quad (7)$$

Коэффициент C равен приведенной жесткости всех упругих элементов.

Используя введенные обозначения, получим неоднородное линейное дифференциальное уравнение:

$$m\ddot{X} + CX = at - b. \quad (8)$$

Для определения параметров процесса синхронизации напишем дифференциальные уравнения моментов количества движения для деталей, связанных с первичным валом коробки передач и звеньев автомобиля, связанных со вторичным валом коробки передач. Для случая переключения с низшей передачи на высшую дифференциальные уравнения будут иметь вид:

$$I_1 d\omega_1 = (M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}})dt; \quad (9)$$

$$I_1 d\omega_2 = (M_{\text{с}} - M_{\text{т}} - M_\psi)dt, \quad (10)$$

где I_1 — момент инерции ведомого диска и ведущих частей коробки, приведенный к шестерне включаемой передачи, Н · м/с^2; I_2 — момент инерции машины и вращающихся деталей трансмиссии ходовой части при выключенной передаче, приведенный к выходному валу коробки передач, Н · м/с^2; ω_1 и ω_2 — текущие значения угловых скоростей синхронизируемых элементов, рад/с; $M_{\text{с}}$ — момент синхронизации для конического синхронизатора, Н · м:

$$M_{\text{с}} = \frac{r_{\text{с}} f}{\sin\rho} P_{\text{с}}, \quad (11)$$

($r_{\text{с}}$ — средний радиус конусов трения; f — коэффициент трения скольжения конусов, принимается постоянным; при поверхностях трения сталь по молибдену $f = 0{,}1—0{,}15$; ρ — угол наклона конусов трения; $P_{\text{с}}$ — величина свободного усилия, создающего синхронизирующий момент, Н); $M_{\text{тр}}$ — момент трения ведущих частей коробки, приведенный к включаемой шестерне, вызванный потерями на разбрызгивание масла и трение в опорах, определяемый экспериментально, Н · м; $M_{\text{м}}$ — момент трения, приложенный к муфте синхронизатора, Н · м;

$$M_{\text{м}} = P_{\text{с}} r_{\text{м}} f,$$

($r_{\text{м}}$ — средний радиус поверхности трения муфты синхронизатора, Н · м; f — коэффициент трения скольжения вилки по муфте синхронизатора); $M_{\text{в.с}}$ — момент "ведения" сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи, Н · м; M_ψ — момент сопротивления машины, приведенный к выходному валу коробки передач, Н · м.

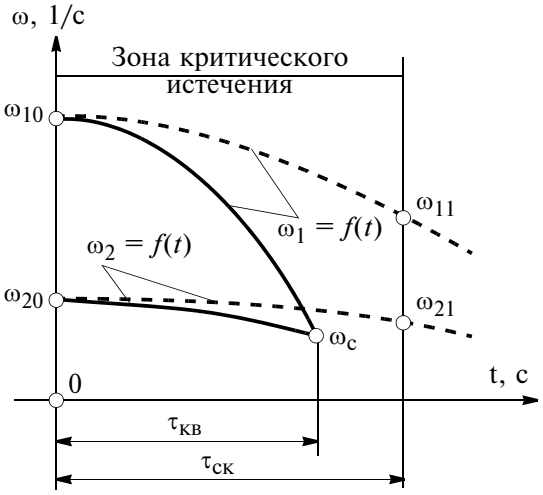


Рис. 4. Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов по времени при переключении с низшей на высшую передачу

В общем виде имеем следующую зависимость для момента синхронизации:

$$M_{\text{ск}} = \frac{r_c f}{\sin\rho}(\ddot{X}m) = \frac{r_c f}{\sin\rho}(at - b - cx_1). \qquad (12)$$

На рис. 4 показано изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов коробки передач при критическом истечении воздуха в пневмоцилиндр.

Исходные угловые скорости ω_{10} и ω_{20} к началу синхронизации можно довольно просто определить, если пренебречь временем, прошедшим с момента окончания выключения передачи до момента соприкосновения конусов трения.

Используя уравнения (9)—(10) и подставив в них значения $M_{\text{с}}$ и $M_{\text{м}}$, проинтегрировав, получим

$$I_1(\omega_{10} - \omega_{11}) = At^2 + [M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}} - (b + cx_1)Q]t; \quad (13)$$

$$I_2(\omega_{21} - \omega_{20}) = Bt^2 + [M_{\psi} + (b + cx_1)(Q - fr_{\text{m}})]t, \quad (14)$$

где $A = \frac{aQ}{2}$; $B = \frac{a(Q - fr_m)}{2}$; $Q = \frac{r_c f}{\sin\rho}$.

Определим время синхронизации при переключении с низшей передачи на высшую. Для этого, используя уравнения (13)—(14), исключив $\omega_{11} = \omega_{21} = \omega_{\text{с}}$, после некоторых преобразований получим квадратное уравнение, решая которое, получим единственное удовлетворяющее решение:

$$t_3 = \frac{\sqrt{4AI_1(\omega_{10} - \omega_{20})\left(1 - \lambda\frac{B}{A}\right) + (M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}} - (b + cx_1)Q - \lambda(M_{\psi} + (b + cx_1)(Q - fr_m)))^2} - \rightarrow}{2A \times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-M_{\text{тр}} + M_{\text{вс}} + (b + cx_1)Q + \lambda(M_{\psi} + (b + cx_1)(Q - fr_m))}{\times\left(1 + \lambda\frac{B}{A}\right)}, \qquad (15)$$

где $\lambda = \frac{I_1}{I_2}$ — отношение моментов инерции ведущих и ведомых частей системы.

Одним из критериев, по которому можно судить об износе синхронизатора, является работа буксования за период синхронизации, которая определяется известной зависимостью

$$L_N = \int_0^{tN} M_{\text{с}}(\omega_1 - \omega_2)dt. \qquad (16)$$

Для определения работы буксования в зоне критического истечения для случая переключения с низшей на высшую передачу необходимо, заменив в уравнениях (13) и (14) ω_{11} и ω_{21} текущими значениями ω_1 и ω_2 и разрешив относительно них эти уравнения, подставить их значения в уравнение (16). Проинтегрировав и подставив необходимые пределы, получим:

$$L_{\text{кв}} = A\tau_{\text{кв}}^2\left[(\omega_{10} - \omega_{20}) + \frac{2}{3}\tau_{\text{кв}} \times \right.$$

$$\times\left(\frac{M_{\psi} + (b + cx_1)(Q - fr_m)}{I_2}\right) -$$

$$\left. - \frac{M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}} - (b + cx_1)Q}{I_1} - \frac{\tau_{\text{кв}}^2}{2}\left(\frac{B}{I_2} + \frac{A}{I_1}\right)\right]. \qquad (17)$$

Таким образом, для случая переключения на высшую передачу найдены практические зависимости, связывающие параметры сервоусилителя, условия движения автомобиля и качественные характеристики переключения передачи — время и работа буксования.

Пользуясь этими выражениями, проиллюстрируем работу сервопривода. Для наглядности рассмотрим процесс переключения передачи при движении одного и того же автомобиля, но в одном случае работающего в условиях автомагистрали, а в другом случае в условиях повышенного сопротивления дороги.

Параметры пневмоцилиндра и соотношение плеч рычагов приняты из условия допустимых нагрузок на конусах синхронизатора и возможности быстрого разблокирования конусов трения.

В первом случае водитель практически не ограничен по времени переключения передач, поэтому, не предвидив каких-либо проблем с переключением передачи, прикладывает на рукоятку усилие, не превышающее усилие срабатывания пневмопривода. Из условий эргономики в качестве этого значения принято усилие 35 Н. Момент синхронизации на конусах трения ограничен нарастающим давлением в пневмоцилиндре и усилием, приложенным водителем. В этом случае, руководствуясь приведенными положениями, можно определить, что работа буксования синхронизатора уменьшается за счет того, что часть работы по выравниванию угловых скоростей элементов коробки передач совершается за счет трения и взбалтывания масла.

Применив полученные зависимости при движении автомобиля в штатном режиме — по хорошей дороге ($\psi = 0{,}1$), определим время синхронизации по формуле (15) — $\tau_{кв} = 0{,}67$ с. Учитывая, что процесс разблокировки займет 0,05 с, а время на выключение предыдущей передачи и выбор хода в штатном режиме принято 0,8 с, то суммарное время включения передачи составит 1,52 с. При этом работа буксования синхронизатора равна 74 Дж. Анализ уравнения (17) для работы буксования показывает, что за счет продолжительности синхронизации доля работы сил трения составляет 20 %. В случае, если режим движения по хорошей дороге занимает большую часть времени эксплуатации автомобиля, то износ синхронизаторов уменьшится до 20 %.

Обратная связь "коробка передач — водитель" работает следующим образом. Водитель не ощущает необходимости увеличения усилия, так как время переключения передачи и усилие на рукоятке достаточно малы. При движении в хороших дорожных условиях выполняются требования как малых нагрузок на синхронизаторы, так и эргономические.

Условием проектировочного расчета проходного сечения жиклера является — наименьшая работа синхронизатора при движении с номинальным дорожным сопротивлением (например для седельного тягача — по прямому шоссе) и оптимальным с точки зрения эргономики усилием на рукоятке переключения передач.

При больших сопротивлениях движению водитель жестко ограничен по времени включения передачи, вследствие чего прикладывает к рукоятке большее усилие. В данном случае в силу малости времени переключения выравнивание скоростей определяется моментом синхронизации от нарастающего давления в пневмоцилиндре и повышенного усилия водителя.

Проверкой правильности выбора сечения жиклера является уровень нагрузки на рукоятке, который водитель должен приложить при движении с максимальным дорожным сопротивлением, не теряя скорости. В соответствии с п. 3.4.3. ГОСТР 52280—2004 "Автомобили грузовые. Общие технические требования" это усилие не должно превышать 98 Н. Однако на практике можно задавать меньшие значения.

Для того чтобы определить предельное значение коэффициента сопротивления дороги, при котором будут выполняться эргономические требования при условии наличия в автомобиле простого сервопривода, решим систему уравнений (1) и (15) относительно ψ, приняв предельно большое значение усилия на рукоятке.

Расчеты для автомобиля полной массой 20 т показывают, что предельным значением коэффициента сопротивления дороги является $\psi = 0{,}35$. При этом по формуле (1) время переключения передачи по условию динамики движения не должно превышать 0,9 с. Время переключения при максимально допустимом усилии 98 Н равно 0,25 с, время выключения предыдущей передачи и выбор хода при условии экстренного переключения и достаточного опыта водителя принимается 0,4—0,6 с.

В том случае, если требуется уменьшить усилие для переключения передачи при движении с большим дорожным сопротивлением, то либо необходимо повышать проходное сечение жиклера, увеличивая нагруженность синхронизаторов при движении в штатном режиме, либо применять конструкцию со следящей связью, т. е. с переменным сечением жиклера, зависящим от усилия на рукоятке.

Привод со следящим действием целесообразно применять для автомобилей, работающих при больших диапазонах изменения сопротивления движению дороги ($\psi_{max} > 0{,}4$). При этом для получения экономического эффекта хорошие и плохие условия должны иметь сопоставимую продолжительность по времени. В то же время простые приводы в силу их конструктивной простоты вполне допустимо применять на автомобилях, эксплуатируемых в условиях малого изменения сопротивления, например на магистральных тягачах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Красненьков, В. И.** Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях [Текст] / В. И. Красненьков, В. В. Егоркин. — М.: НИИНавтопром, 1967. — 233 с.
2. **Боровский, Г. М.** Расчет калиброванных отверстий в тормозных приборах [Текст] / Г. М. Боровский. — М.: Трансжелдориздат, 1934. — 189 с.
3. **Недялков, А. П.** Исследование процесса синхронизации в автомобильных коробках передач при работе с пневматическим приводом [Текст] / А. П. Недялков. — М.: ОНТИ НАМИ, 1965. — 17 с.

УДК 629.113-585

Ю. М. Захарик, д-р техн. наук,
Ан. М. Захарик,
Ал. М. Захарик, канд. техн. наук, доц.,
Д. В. Вихренко, инж.,
МАЗ

Прогнозирование долговечности зубчатых колес на основе метода конечных элементов

Проведен анализ современных методов исследования зубчатых зацеплений. Изложен метод создания моделей зубчатых колес, основанный на воспроизведении процесса зубонарезания. Разработанный метод позволяет оценивать влияние параметров зацепления на долговечность зубчатых колес. Показаны преимущества созданного метода по сравнению с существующими.

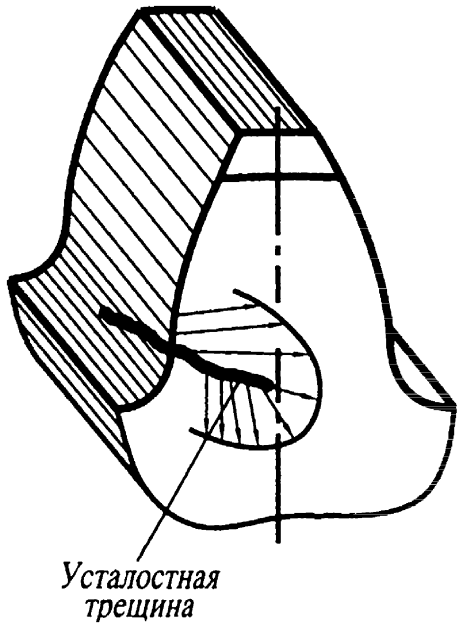


Рис. 1. Распространение изгибной усталостной трещины у основания зуба

Введение

Зубчатые передачи являются основным типом передач в машиностроении в целом и в автомобильной технике в частности. В таких передачах силовое "замыкание" и движение между звеньями передается с помощью последовательно зацепляющихся зубьев. Достоинства зубчатых передач определяются технико-экономическими показателями: высоким КПД, надежностью работы, большим диапазоном передаваемой мощности, компактностью, относительной простотой конструкции. Недостатки зубчатых передач обусловлены сравнительно сложной технологией изготовления, появлением шума при работе.

Основными причинами выхода зубчатых передач из строя являются: поломка зубьев, выкрашивание активных поверхностей и отслаивание поверхностных слоев зубьев, абразивный износ зубьев, пластические деформации зубьев и заедание. Внезапная поломка зубьев является опасным видом разрушения. В подавляющем большинстве случаев она носит усталостный характер. Напряжения при изгибе, превышающие предел выносливости, вызывают появление микротрещин, которые возникают в зоне максимальной концентрации напряжений, обычно в месте перехода зубьев в обод колеса. Появившиеся микротрещины при дальнейшей работе передачи распространяются в глубь зуба по нормали к переходной кривой (рис. 1). [1] Таким образом, очень важно в процессе проектирования правильное прогнозирование долговечности разрабатываемой передачи.

Анализ методов создания моделей зубчатых колес

В данной статье рассматривается прогнозирование долговечности с использованием расчетов на основе метода конечных элементов (МКЭ).

Для получения конечноэлементной модели зубчатого колеса предварительно создается его трехмерная электронная модель (ТЭМ).

Создание ТЭМ зубчатых колес является актуальной задачей, что объясняется следующим.

1. Визуальное восприятие проектируемого изделия позволяет конструктору лучше "чувствовать" его.

2. ТЭМ зубчатых колес могут использоваться для компоновки и проверки собираемости узлов трансмиссии, таких как коробки передач, редукторы мостов и т. п.

3. Наличие ТЭМ позволяет разработать методику расчета с использованием МКЭ и отказаться от ряда коэффициентов и зависимостей, например, учитывающих концентрацию напряжений на ножке зуба, формы сопрягаемых поверхностей, перекрытие зубьев, что дает возможность "прямого" определения напряжений, положения и размера пятна контакта без промежуточных вычислений.

ТЭМ можно построить на основе аналитического описания поверхности зуба. При этом даже для относительно простых цилиндрических прямозубых передач с эвольвентным профилем, имеющим хорошо известное математическое описание, существуют зоны, в которых профиль отклоняется от эвольвенты, по крайней мере, та часть профиля, которая расположена внутри основной окружности, получает соответствующую форму в процессе изготовления зубьев и не имеет достаточно простого теоретического описания [1]. Более того, при изготовлении корригированных зубчатых колес с большими значениями смещения большая часть профиля зуба образуется такой переходной кривой. Таким образом, актуальным является вопрос адекватного моделирования профиля зуба.

В последнее время появились работы, посвященные созданию моделей зубчатых колес в системах САПР. При этом в работе [2] предлагается алгоритм, построенный на моделировании обката шаблона производящей рейки по заготовке зубчатого колеса, для реализации которого в системе плоского черчения AutoCAD вырисовывается шаблон рейки и заготовки зубчатого колеса. На его делительной окружности наносится ряд точек, соответствующих произвольному углу поворота, а на делительной прямой откладываются последовательные отрезки, длина каждого из которых равна длине дуги, ограниченной указанными точками. При реализации алгоритма шаблон поворачивается и точка на делительной прямой шаблона совмещается с соответствующей точкой делительной окружности. Осуществляя таким образом построения для всех точек, получают набор прямых линий, очерчивающих реальный профиль зуба. Недостаток алгоритма заключается в его плоской (двухмерной) реализации.

В работе [3] реализуется алгоритм построения трехмерного зуба, рабочая поверхность которого представляет собой поверхность, описываемую эвольвентой, расположенной в плоскости, перпендикулярной к оси колеса, перемещающейся вдоль этой оси и поворачивающейся относительно нее. Получить уравнение рабочей поверхности арочного зуба аналитически достаточно трудно, поэтому рабочие поверхности зубьев колес по длине разбиваются с определенным интервалом плоскими поперечными сечениями, которые представляют собой эвольвентные профили. Для окончательного получения ТЭМ они соединяются между собой. Этот алгоритм реализован в системе трехмерного моделирования T-FLEX, однако, по сути, он остается двухмерным.

Метод исследования. Предлагаемый авторами данной статьи метод создания ТЭМ зубчатых колес основан на воспроизведении процесса зубонарезания (процесс формирования впадин зубчатого колеса в трехмерной модели заготовки при обкате ее рейкой) в системе трехмерного моделирования EDS/Unigraphics. Создание модели зубчатого колеса начинается с получения трехмерных моделей заготовки зубчатого колеса и рейки. Заготовка зубчатого колеса представляет собой цилиндр, диаметр которого соответствует рассчитанному диаметру вершин зубьев шестерни, а рейка является исходным производящим контуром (рис. 2) [4].

После создания моделей заготовки и исходной производящей рейки их необходимо правильно расположить друг относи-

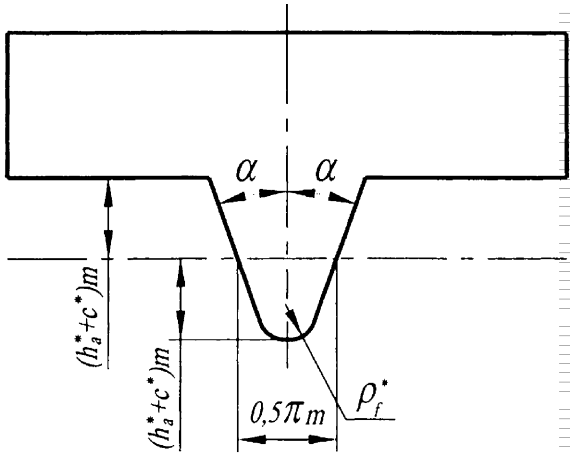


Рис. 2. Исходная производящая рейка:

m — модуль зубчатого колеса, мм; h_a^* — коэффициент высоты головки зуба; c^* — коэффициент радиального зазора; ρ_f^* — коэффициент радиуса кривизны переходной кривой

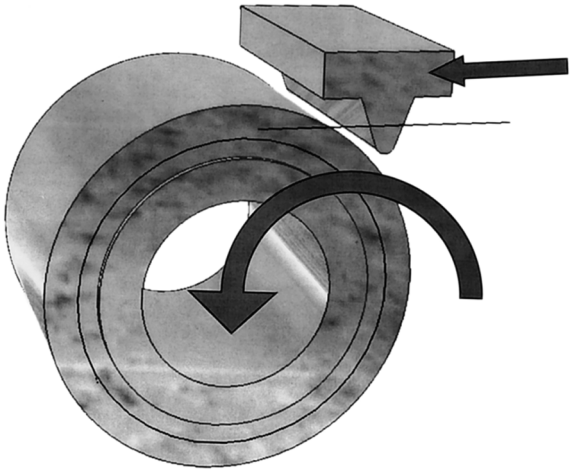


Рис. 4. Взаимное положение заготовки и исходной производящей рейки в трехмерном виде

тельно друга. На рис. 3 показано взаимное положение заготовки и исходной производящей рейки до начала процесса нарезания для зубчатого колеса с положительным коэффициентом смещения. На рис. 4 изображено взаимное положение заготовки и исходной производящей рейки в трехмерном виде в пакете трехмерного моделирования EDS/Unigraphics.

Формирование зубьев осуществляется взаимным пересечением заготовки зубчатого колеса и рейки при их движении. По окончании процесса зубонарезания в теле заготовки получается впадина (рис. 5). После создания кругового массива и вычитания всех впадин из тела заготовки получается трехмерная модель зубчатого колеса, представленная на рис. 6. Разработанный метод распространяется также на другие типы зубчатых колес, например, при наклоне зубьев рейки получается ТЭМ косозубого зубчатого колеса.

Анализ геометрических параметров трехмерной модели (толщина зуба на различных диаметрах, размер по роликам, длина общей нормали) показал, что разница размеров после обмера и по расчету геометрии составляет десятые доли микрометра. Это свидетельствует о достаточной точности построения трехмерной модели путем обката заготовки зубчатой рейкой.

Расчеты зубчатых передач трансмиссии автомобилей на долговечность проводятся на основе стандартной методики [5], несколько модифицированной и адаптированной для применения в автомобилестроении [6, 7]. Так, выполняется расчет не непосредственно контактного напряжения, а его

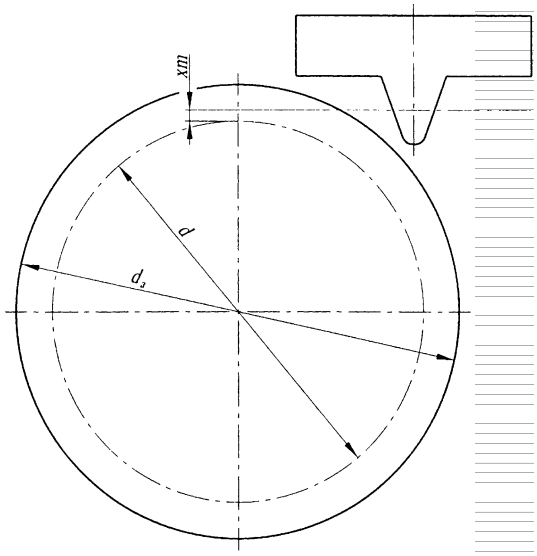


Рис. 3. Взаимное расположение заготовки и рейки до начала процесса нарезания

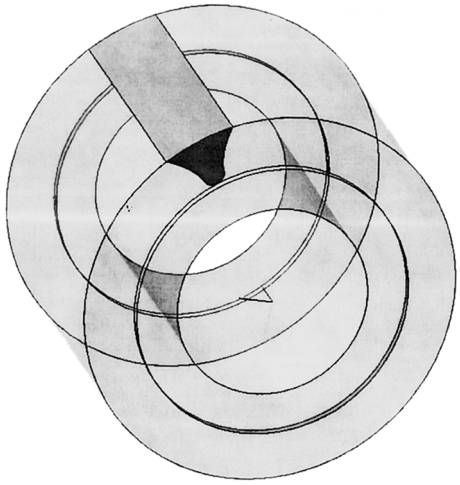


Рис. 5. Сформированная впадина в теле заготовки после процесса нарезания

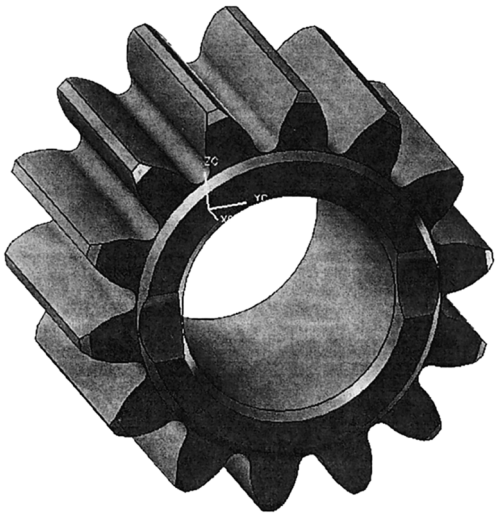


Рис. 6. Трехмерная модель зубчатого колеса

параметра, что несколько упрощает вычисления:

$$\Pi_{\text{H}} = \frac{F_t}{b_w d_{w1}} Z_{\text{H}} Z_\varepsilon K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\nu} K_{\text{H}\mu} K_{\text{H}\chi}, \quad (1)$$

где F_t — окружная сила; b_w — рабочая ширина зубчатого венца; d_{w1} — начальный диаметр шестерни; Z_{H} — единичное контактное напряжение (коэффициент контактного напряжения); Z_ε — коэффициент учета перекрытия зубьев; $K_{\text{H}\alpha}$ — коэффициент учета распределения нагрузки между зубьями; $K_{\text{H}\beta}$ — коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки по ширине венца; $K_{\text{H}\nu}$ — коэффициент учета динамической нагрузки; $K_{\text{H}\mu}$ — коэффициент учета смазывания; $K_{\text{H}\chi}$ — коэффициент учета размеров зубчатого колеса.

Напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_f m} Y_F Y_\varepsilon K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} K_{F\mu} K_{F\chi}. \quad (2)$$

Структура формулы и смысл входящих в нее коэффициентов для расчета напряжений изгиба идентичны формуле (1), за исключением того, что в нее входит модуль m вместо диаметра d_{w1}, а коэффициенты имеют обозначение Y вместо Z и индексы F вместо Н, что указывает на их отношение к изгибным напряжениям вместо контактных.

Полученные значения расчетных напряжений сравниваются с предельными — по контактной усталости Π_{HP0} и по изгибной усталости σ_{FP0} и определяется ресурс зубчатого колеса и пробег машины.

Использование расчетов напряжений на основе МКЭ позволяет несколько упростить и уточнить вычисления. Например, расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) зубьев с помощью МКЭ позволяет отказаться от ряда коэффициентов и зависимостей, например, учитывающих концентрацию напряжений на ножке зуба, перекрытие зубьев и т. п., дает возможность "прямого" определения напряжений без использования сложного математического аппарата.

Так, формула (1) приобретает вид

$$\Pi_{\text{H}} = \sigma_{\text{HMKЭ}} Z_\varepsilon K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\nu} K_{\text{H}\mu} K_{\text{H}\chi},$$

где $\sigma_{\text{HMKЭ}}$ — контактное напряжение, полученное расчетом МКЭ, позволяющее избавиться от расчета коэффициента Z_{H}, учитывающего форму сопрягаемых поверхностей зубьев.

Расчетная конечноэлементная модель (КЭМ), показанная на рис. 7, создана в препроцессоре MSC/Patran системы конечноэлементного анализа MSC/FEA System.

Для отработки контактного взаимодействия и необходимой степени дискретизации модели применяется плоская модель, состоящая из двумерных оболочечных элементов с толщиной, соответствующей ширине активного профиля зуба.

Результаты исследований. Распределение напряжений в контакте зубьев по результатам расчета объемной КЭМ зубчатой передачи показано на рис. 8.

Следует отметить, что максимальные сжимающие напряжения возникают на некотором расстоянии от кромки зуба (рис. 9, а). Это объясняется тем, что прикромочные слои имеют возможность при сжатии выходить за пределы габаритных размеров шестерни и таким образом несколько разгружаться.

Для визуальной оценки деформации зоны контакта зубьев зубчатых колес на рис. 9, б приведена картина распределения напряжений с коэффициентом увеличения $K_{\text{y}} = 500$.

При расчете напряжений изгиба также имеет смысл определять их не по формуле (2), что сопряжено с необходимостью нахождения единичного напряжения Y_F, завися-

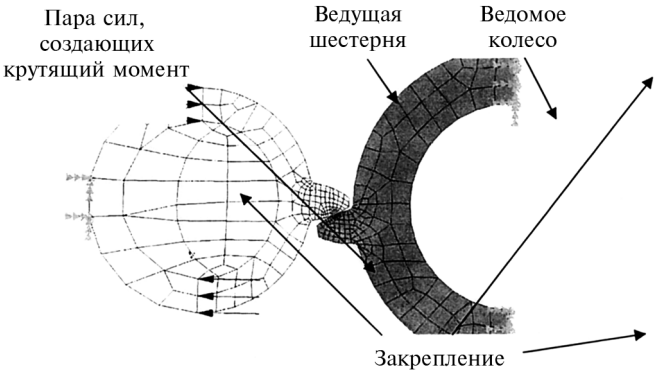


Рис. 7. Общая схема конечноэлементной модели

щего от формы переходной поверхности ножки зуба и включающего в себя еще пять коэффициентов, а на основе расчетного метода:

$$\sigma_F = \sigma_{F\text{МКЭ}} Y_\varepsilon K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} K_{F\mu} K_{F\chi},$$

где $\sigma_{F\text{МКЭ}}$ — максимальные растягивающие напряжения в ножке зуба, определенные МКЭ (рис. 10).

Выводы. Разработанный метод позволяет оценить влияние параметров зацепления на долговечность и может быть использован для оптимизации параметров, что достигается благодаря следующего.

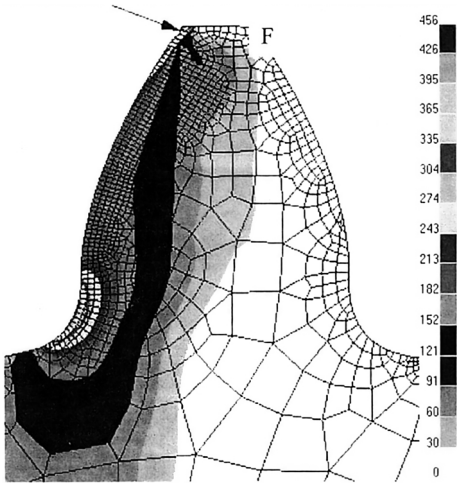


Рис. 10. Определение напряжений изгиба методом конечных элементов

1. Создание и использование ТЭМ зубчатых колес методом виртуального нарезания зубьев позволяет с большой точностью воспроизвести профиль зуба в любой его точке.

2. Использование КЭМ для расчета напряжений позволяет выполнить расчет любого вида зуба без использования условных расчетных моделей и коэффициентов концентрации.

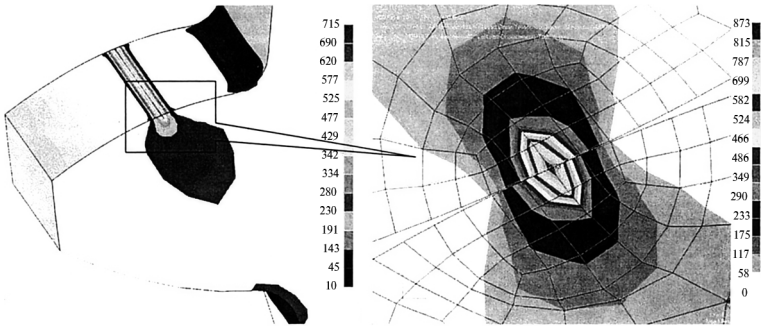


Рис. 8. Распределение напряжений в зоне контакта зубьев

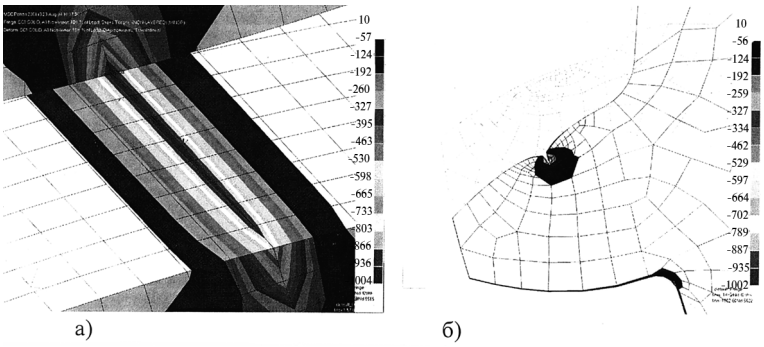


Рис. 9. Распределение максимальных напряжений вдоль линии зуба (а) и деформация всего зуба с масштабным фактором K_y = 500 (б)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Зубчатые** передачи: Справочник [Текст] / Е. Г. Гинзбург и др.; Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. — Л.: Машиностроение, 1980. — 416 с.
2. **Моделирование** на ЭВМ зубчатых колес узлов трансмиссий автомобилей [Текст] / Ю. М. Захарик и др. // Автомобильная промышленность. — 2005. — № 7. — С. 29—31.
3. **Плахтин, В. Д.** Анализ зацепления цилиндрических колес с арочными зубьями [Текст] / В. Д. Плахтин, А. П. Давыдов, А. Н. Паршин // Вестник машиностроения. — 2006. — № 11. — С. 3—7.
4. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии: Справочное пособие. [Текст] / М.: Машиностроение, 1974. — 160 с.
5. **Передачи** зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. ГОСТ 21354—87. — Введен 01.01.89. — М.: Издательство стандартов, 1988. — 128 с.
6. **Цитович, И. С.** Трансмиссии автомобилей [Текст] / И. С. Цитович, И. В. Каноник, В. А. Вавуло. — Минск: Наука и техника, 1979. — 256 с.
7. **Автомобили:** Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия [Текст] / А. И. Гришкевич и др.; Под ред. А. И. Гришкевича. — Минск: Вышэйшая школа, 1985. — 240 с.

Ключевые слова: автомобильная техника, алгоритм, анализ, долговечность, зубчатая передача, исследование, метод, модель, оценка, прогнозирование, трансмиссия, узел.

А. Д. Назаров,
д-р техн. наук

Действительные и теоретические значения массогеометрических параметров противовесов коленчатого вала и причины трудностей его балансировки

Для двигателей V-8 рабочими объемами 6 и 7 л действительные значения массогеометрических параметров (МГП) противовесов коленчатого вала меньше теоретических. Указанные параметры первого противовеса больше, чем у последнего, что вызывает дополнительный конструктивный дисбаланс. Эти факторы затрудняют балансировку коленчатого вала и вала в сборе или делают ее практически невозможной. Для выполнения данной операции необходимо, чтобы действительные значения МГП противовесов коленчатого вала равнялись или были больше теоретических, а также устранить отмеченный конструктивный дисбаланс.

В V-образных восьмицилиндровых двигателях (V-8) с углом развала цилиндров 90° действуют неуравновешенные моменты от сил инерции первого порядка и центробежных сил. Они приводят к появлению действующего в двигателях V-8 свободного суммарного неуравновешенного момента M_R. Его обычно уравновешивают установкой противовесов на продолжении 1, 2, 3, 6, 7 и 8-й щек коленчатого вала [1, 2]. Высверливанием из противовесов неуравновешенных масс, вызывающих дисбалансы в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе, балансируют эти сборочные единицы в условиях производства и ремонта двигателей. Точность расчета массогеометрических параметров противовесов определяет фактическую уравновешенность двигателей V-8 и возможность балансировки их коленчатого вала и вала в сборе в указанных условиях. Поэтому при проектировании и производстве двигателей и их коленчатого вала рассматриваемые параметры противовесов должны быть теоретически обоснованы.

Ниже приведены результаты исследований по определению действительной уравновешенности и выявлению причин трудностей балансировки коленчатого вала и вала в сборе при производстве и ремонте двигателей V-8 рабочими объемами 6 и 7 л.

Первоначально при проектировании двигателей с V_{st} = 6 л для них были предусмотрены обычные поршни массой 85,15 г и другие детали, масса которых приведена в табл. 1. Исходя из этих данных были определены МГП противовесов коленчатого вала. В настоящее время в указанных двигателях используют поршни с чугунной под первое компрессионное кольцо вставкой, масса которых на 3,56 г больше, чем у первоначальных (обычных). В двигателях объемом V_{st}, равном 6 и 7 л, применяют один и тот же коленчатый вал. В последнем устанавливают обычные и с упомянутой вставкой поршни, масса которых на 9,68 и 14,27 г больше, чем у первоначальных поршней двигателя рабочим объемом 6 л, предусмотренных при его проектировании. Масса комплекта поршневых колец двигателя с V_{st} = 7 л на 1,42 г больше, чем у другого (см. табл. 1). Поршневой палец, стопорные кольца, шатун и шатунные вкладыши рассматриваемых двигателей унифицированы и их массы до настоящего времени имеют первоначальные значения

Таблица 1

Масса деталей КШМ двигателей

Параметр	Номинальное значение, г, для двигателя рабочим объемом, л		Параметр	Номинальное значение, г, для двигателя рабочим объемом, л	
	6	7		6	7
$m_п$	85,15	94,83	m_R	95,34	95,34
$m_{п1}$	88,71	99,42	$\Delta m_п$	0	9,68
$m_{пц}$	20,90	20,90	$\Delta m_{п1}$	3,56	14,27
$m_{шп}$	36,40	36,40	$\Delta m_{пр3}$	1,66	1,83
$m_{шк}$	88,00	88,0	$\Delta m_{шр5}$	1,86	1,86
$m_{пк}$	8,06	9,48	Δm_1	0	9,68
$m_с$	0,41	0,41	Δm_2	3,52	13,37
$m_{вк}$	7,34	7,34	Δm_3	3,56	14,27
m_j	150,92	162,02	Δm_4	7,08	17,96

(см. табл. 1). При ремонте двигателей в них устанавливают ремонтные детали, масса которых больше номинальной. Упомянутые факторы влияют на МГП противовесов коленчатого вала и действительную уравновешенность двигателей V-8. С учетом изложенного и приведенных данных определяем фактическую уравновешенность двигателей с рабочими объемами 6 и 7 л.

В общем случае на каждую шатунную шейку коленчатого вала двигателей V-8 действует центробежная сила R_i, вычисляемая по формуле

$$R_i = r\omega^2[m_j + 2(m_R + к_р m_р) + к_{нi} m_{кi} + к_м m_м], \quad (1)$$

где r — радиус кривошипа; ω — угловая скорость коленчатого вала; m_j и m_R — масса поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ; $к_р$, $к_{нi}$ и $к_м$ — постоянные конструктивные коэффициенты (параметры); $m_р$ — масса пробки грязесборника в шатунных шейках; $m_{кi}$ — масса неуравновешенных частей i-го колена вала; $m_м$ — масса смазочного масла в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя.

Упомянутые коэффициенты определяют из равенств:

$$к_р = r_р r^{-1};\ к_{нi} = r_{нi} r^{-1};\ к_м = r_м r^{-1}, \quad (2)$$

где $r_р$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести пробки грязесборника в шатунных шейках; $r_{нi}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы $m_{кi}$; $r_м$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести упомянутого грязесборника.

Таблица 2

Некоторые параметры двигателей рабочими объемами 6 и 7 л и их коленчатого вала

Параметр, единица измерения	Значение	Параметр, единица измерения	Значение
r, мм	47,5	$к_{02} = к_{03} = к_{06} = к_{07}$	0,290
$r_р$, мм	61,5	$к_{04} = к_{05}$	0,304
$r_м$, мм	49,9	$к_{н1} = к_{н2} = к_{н3} = к_{н4}$	1,091
$r_1 = r_8$, мм	71,5	$m_р$, г	4,03
$r_2 = r_3 = r_6 = r_7$, мм	54,2	$m_м$, г	4,59
$r_4 = r_5$, мм	57,4	$m_{шш}$, г	131,93
$r_ш$, мм	47,4	$m_{щ1} = m_{щ8}$, г	24,65
$r_{н1} = r_{н2} = r_{н3} = r_{н4}$, мм	51,8	$m_{щ2} = m_{щ3} = m_{щ6} = m_{щ7}$, г	41,07
l_0, мм	87,5	$m_{щ4} = m_{щ5}$, г	33,21
l_2, мм	136,0	$m_{к1} = m_{к4}$, г	197,65
$l_{щ1} = l_{щ8}$, мм	37,4	$m_{к2} = m_{к3}$, г	206,21
$l_{щ2} = l_{щ3} = l_{щ6} = l_{щ7}$, мм	39,5	m_{01}, г	663,91
$l_{щ4} = l_{щ5}$, мм	41,4	m_{02}, г	229,37
$к_0$	0,643	α, °	11
$к_р$	0,386	$\sin\alpha$	0,1908
$к_м$	1,051	$\cos\alpha$	0,9816
$к_ш$	0,998	β, °	25
$к_{щ1} = к_{щ8}$	1,505	$\sin\beta$	0,4226
$к_{щ2} = к_{щ3} = к_{щ6} = к_{щ7}$	1,141	$\cos\beta$	0,9063
$к_{щ4} = к_{щ5}$	1,208	$\alpha + \beta$, °	36
$к_{01} = к_{08}$	0,275	$\sin(\alpha + \beta)$	0,5878

Для анализируемых масс справедливы соотношения:

$$\left.\begin{aligned} &m_j = m_п + m_{пц} + m_{пк} + m_с + m_{шп};\ m_R = m_{шк} + m_{вк};\\ &m_{кi} = m_{щi} + m_{шш} + m_{щ(i+1)}, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где $m_п$, $m_{пц}$, $m_{пк}$, $m_с$, $m_{вк}$, $m_{шп}$ и $m_{шк}$ — масса поршня, поршневого пальца, комплекта поршневых колец, стопорных колец, шатунных вкладышей, верхней и нижней головок шатуна; $m_{щi}$ и $m_{щ(i+1)}$ — массы неуравновешенных частей i-й и $i + 1$-й щек коленчатого вала; $m_{шш}$ — масса шатунной шейки.

Неуравновешенные части колена вала связаны равенствами

$$\left.\begin{aligned} &r_{нi} m_{кi} = r_{щi} m_{щi} + r_ш m_{шш} + r_{щ(i+1)} m_{щ(i+1)};\\ &к_{нi} m_{кi} = к_{щi} m_{щi} + к_ш m_{шш} + к_{щ(i+1)} m_{щ(i+1)}, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $r_{щi}$ и $r_{щ(i+1)}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы неуравновешенных частей i-й и $i + 1$-й щек коленчатого вала; $r_ш$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести шатунной шейки; $к_{щi}$, $к_ш$ и $к_{щ(i+1)}$ — коэффициенты (параметры), имеющие постоянное значение.

Значения указанных коэффициентов

$$\text{к}_{\text{щ}i} = r_{\text{щ}i} r^{-1};\ \text{к}_{\text{ш}} = r_{\text{ш}} r^{-1};$$
$$\text{к}_{\text{щ}(i+1)} = r_{\text{щ}(i+1)} r^{-1}. \quad (5)$$

Из первого уравнения (5) получим

$$r_{\text{н}i} =$$
$$= (r_{\text{щ}i} m_{\text{щ}i} + r_{\text{ш}} m_{\text{шш}} + r_{\text{щ}(i+1)} m_{\text{щ}(i+1)} m_{\text{к}i}^{-1}. \quad (6)$$

На основании формул (2)—(6) и данных табл. 2 были рассчитаны значения рассматриваемых масс и коэффициентов (параметров) для исследуемых двигателей (табл. 2). Масса и расстояние от ее центра тяжести до оси вращения для разных щек имеют различные значения (см. табл. 2). С учетом этого и второго соотношения выражений (4) уравнение (1) принимает вид

$$R_i = r\omega^2[m_j + 2(m_R + \text{к}_{\text{р}} m_{\text{р}}) + \text{к}_{\text{щ}i} m_{\text{щ}i} +$$
$$+ \text{к}_{\text{ш}} m_{\text{шш}} + \text{к}_{\text{щ}(i+1)} m_{\text{щ}(i+1)} + \text{к}_{\text{м}} m_{\text{м}}]. \quad (7)$$

Из табл. 2 видно, что для двигателей с V_{st}, равным 6 и 7 л, справедливы равенства

$$m_{\text{щ}1} = m_{\text{щ}8};\ m_{\text{щ}2} = m_{\text{щ}3} = m_{\text{щ}6} = m_{\text{щ}7};$$
$$m_{\text{щ}4} = m_{\text{щ}5};\ r_1 = r_8;\ r_2 = r_3 = r_6 = r_7;$$
$$r_4 = r_5; \quad (8)$$

$$\text{к}_{\text{щ}1} = \text{к}_{\text{щ}8};\ \text{к}_{\text{щ}2} = \text{к}_{\text{щ}3} = \text{к}_{\text{щ}6} = \text{к}_{\text{щ}7};$$
$$\text{к}_{\text{щ}4} = \text{к}_{\text{щ}5}. \quad (9)$$

Принимая во внимание соотношения (8) и (9), рис. 1 и данные табл. 1 и 2 для указанных двигателей, из зависимости (7) получим

$$R_1 = -R_4 = r\omega^2[m_j + 2(m_R + \text{к}_{\text{р}} m_{\text{р}}) +$$
$$+ \text{к}_{\text{щ}1} m_{\text{щ}1} + \text{к}_{\text{ш}} m_{\text{шш}} + \text{к}_{\text{щ}2} m_{\text{щ}2} + \text{к}_{\text{м}} m_{\text{м}}]; \quad (10)$$

$$R_2 = -R_3 = r\omega^2[m_j + 2(m_R + \text{к}_{\text{р}} m_{\text{р}}) +$$
$$+ \text{к}_{\text{щ}3} m_{\text{щ}3} + \text{к}_{\text{ш}} m_{\text{шш}} + \text{к}_{\text{щ}4} m_{\text{щ}4} + \text{к}_{\text{м}} m_{\text{м}}]. \quad (11)$$

Равнодействующая анализируемых сил, действующая в рассматриваемых двигателях,

$$\bar{P}_R = \sum_{1}^{q_{\text{ш}}} \bar{R}_i, \quad (12)$$

где $q_{\text{ш}}$ — количество шатунных шеек коленчатого вала ($q_m = 4$).

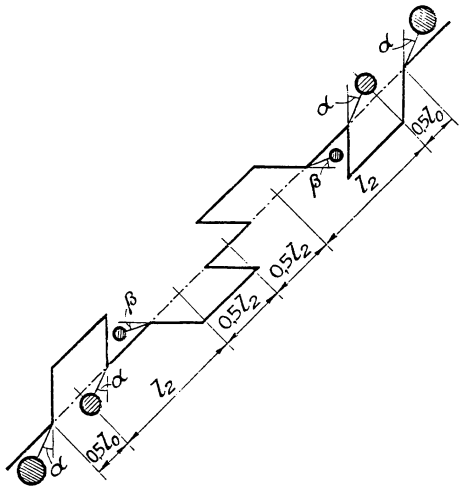


Рис. 1. Схема расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8 рабочим объемом 6 и 7 л

При правильном расчете, проектировании и изготовлении коленчатого вала и его щек должно соблюдаться условие

$$\bar{P}_R = 0. \quad (13)$$

Подставляя данные табл. 1 и 2, формулы (10) и (11) в выражение (12), получим, что требование (13) для двигателей с V_{st}, равным 6 и 7 л, удовлетворяется.

Наличие центробежных сил R_i приводит к появлению моментов M_{R1} и M_{R2} (рис. 2), действующих в плоскостях 1, 4 и 2, 3-го кривошипов коленчатого вала и вычисляемых по уравнениям

$$M_{R1} = rl_2\omega^2\{3[m_j + 2(m_R + \text{к}_{\text{р}} m_{\text{р}}) +$$
$$\text{к}_{\text{ш}} m_{\text{шш}} + \text{к}_{\text{м}} m_{\text{м}}] + (3 + 2\text{к}_{\text{о}1})\text{к}_{\text{щ}1} m_{\text{щ}1} +$$
$$+ (3 - 2\text{к}_{\text{о}2})\text{к}_{\text{щ}2} m_{\text{щ}2}\}; \quad (14)$$

$$M_{R2} = rl_2\omega^2[m_j + 2(m_R + \text{к}_{\text{р}} m_{\text{р}}) +$$
$$+ \text{к}_{\text{ш}} m_{\text{шш}} + \text{к}_{\text{м}} m_{\text{м}} + (1 + 2\text{к}_{\text{о}3})\text{к}_{\text{щ}3} m_{\text{щ}3} +$$
$$+ (1 - 2\text{к}_{\text{о}4})\text{к}_{\text{щ}4} m_{\text{щ}4}], \quad (15)$$

где l_2 — расстояние между серединами соседних шатунных шеек коленчатого вала; $\text{к}_{\text{о}i}$ — постоянные конструктивные коэффициенты (параметры).

Значения упомянутых коэффициентов определяют по выражению

$$\text{к}_{\text{о}i} = l_{\text{щ}i}\, l_2^{-1}, \quad (16)$$

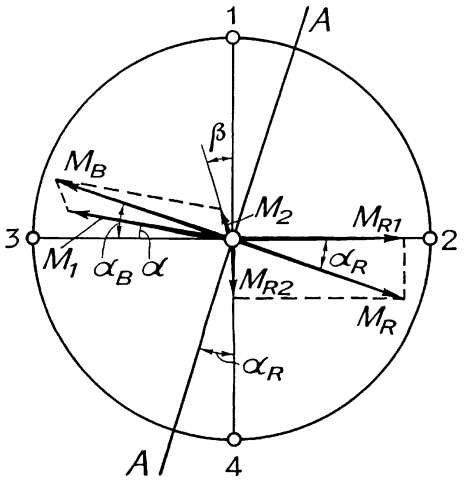


Рис. 2. Схемы расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 и 7 л и действия моментов центробежных сил инерции суммарного неуравновешенного момента, выявляемого ими

где $l_{щi}$ — расстояние от вертикальной оси симметрии шатунных шеек до центра тяжести неуравновешенных частей i-й щеки по оси коленчатого вала.

Для рассматриваемых коэффициентов справедливы равенства (см. табл. 2)

$$\kappa_{o1} = \kappa_{o8};\ \kappa_{o2} = \kappa_{o3} = \kappa_{o6} = \kappa_{o7};\ \kappa_{o4} = \kappa_{o5}. \quad (17)$$

Принимая во внимание соотношения (14)—(17), рис. 2, рассчитывают свободный суммарный неуравновешенный момент M_R, вызываемый центробежными силами R_i, и угол α_R действия этого момента по зависимостям

$$M_R = rl_2\omega^2\{[3(m_j + 2m_R + 2\kappa_р m_р + \kappa_ш m_{шш} + \kappa_м m_м) + (3 + 2\kappa_{o1})\kappa_{щ1}m_{щ1} + (3 - 2\kappa_{o2})\kappa_{щ2}m_{щ2}]^2 + [m_j + 2(m_R + \kappa_р m_р) + \kappa_ш m_{шш} + \kappa_м m_м + (1 + 2\kappa_{o3})\kappa_{щ3}m_{щ3} + (1 - 2\kappa_{o4})\kappa_{щ4}m_{щ4}]^2\}^{0,5}; \quad (18)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_R = [m_j + 2(m_R + \kappa_р m_р) + \kappa_ш m_{шш} + \kappa_м m_м + (1 + 2\kappa_{o3})\kappa_{щ3}m_{щ3} + (1 - 2\kappa_{o4})\kappa_{щ4}m_{щ4}] \times [3(m_j + 2m_R + 2\kappa_р m_р + \kappa_ш m_{шш} + \kappa_м m_м) + (3 + 2\kappa_{o1})\kappa_{щ1}m_{щ1} + (3 - 2\kappa_{o2})\kappa_{щ2}m_{щ2}]^{-1}. \quad (19)$$

Наличие противовесов коленчатого вала вызывает центробежные силы инерции $P_{вi}$, определяемые по равенству

$$P_{вi} = m_{вi}\rho_i\omega^2, \quad (20)$$

Таблица 3

Действительные значения МГП противовесов коленчатого вала при производстве двигателя рабочим объемом 6 и 7 л

Параметр, единица измерения	Значение		
	наименьшее	наибольшее	стреднее
$m_{в1}$, г	254,55	273,42	264,04
ρ_1, мм	55,0	54,3	54,7
$m_{в1}\rho_1$, г · мм	14 000,3	14 846,7	14 443,0
$m_{в2} = m_{в7}$, г	169,60	187,63	178,61
$\rho_2 = \rho_7$, мм	52,2	51,5	51,9
$m_{в2}\rho_2$, г · мм	8853,1	9662,9	9269,9
$m_{в3} = m_{в6}$, г	156,90	176,17	166,57
$\rho_3 = \rho_6$, мм	53,2	52,7	53,0
$m_{в3}\rho_3$, г · мм	8347,1	9284,2	8828,2
$m_{в8}$,г	251,59	270,34	260,99
ρ_8, мм	54,7	53,9	54,3
$m_{в8}\rho_8$, г · мм	13 762,0	14 571,3	14 171,8
κ_1	0,632	0,651	0,642
κ_2	0,596	0,625	0,611
c_0	0,983	0,981	0,981
a, 10^{-2}	8,723	8,612	8,667
κ_{c1}	3,722	3,824	3,774
κ_{c2}	10,844	10,965	10,903
$\mathrm{tg}\alpha_в$	0,3432	0,3487	0,3461
$\alpha_в$	18°56′	19°13′	19°05′

где $m_{вi}$ — масса i-го противовеса; ρ_i — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы $m_{вi}$.

С учетом выражения (20) суммарную центробежную силу инерции, вызываемую МГП противовесов коленчатого вала, вычисляют по уравнению

$$\overline{P}_в = \sum_1^{q_в} \overline{P}_{вi}, \quad (21)$$

где $q_в$ — число противовесов ($q_в = 6$).

Для обеспечения уравновешенности двигателей V-8 при расчете, проектировании и изготовлении их коленчатого вала и его противовесов необходимо соблюдение условий

$$m_{в1}\rho_1 = m_{в8}\rho_8;\ m_{в2}\rho_2 = m_{в7}\rho_7;\ m_{в3}\rho_3 = m_{в6}\rho_6. \quad (22)$$

Первое равенство (22) для противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 и 7 л не соблюдается при сохранении второго и третьего (табл. 3). Значения параметров, приведенные в табл. 3, определены расчетным путем. Принимая во внимание изложенное, рис. 1 и 2, данные табл. 3, формулы для определения моментов M_1 и M_2, вызываемых

центробежными силами инерции от МГП противовесов, расположенных на продолжении 1, 2, 7, 8 и 3, 6-й щек коленчатого вала, имеют вид

$$M_1 = 0{,}5 m_{в1}\rho_1 l_2 \omega^2[(3 + к_о)(1 + c_о) + + 2к_1(3 - к_о)];\ M_2 = m_{в1}\rho_1 l_2 \omega^2 к_2(1 + к_о), \quad (23)$$

где $к_i$ и $c_о$ — постоянные конструктивные коэффициенты (параметры).

Значения рассматриваемых коэффициентов

$$к_о = l_о l_2^{-1};\ к_1 = m_{в2}\rho_2/m_{в1}\rho_1;$$
$$к_2 = m_{в3}\rho_3/m_{в1}\rho_1;\ c_о = m_{в8}\rho_8/m_{в1}\rho_1, \quad (24)$$

где $l_о$ — расстояние от вертикальной оси симметрии шатунной шейки до центра тяжести противовеса (см. рис. 1).

С учетом выражений (23) и рис. 2 суммарный момент $M_в$, вызываемый центробежными силами от МГП противовесов коленчатого вала и действующий в двигателях с V_{st}, равном 6 и 7 л, и угол $\alpha_в$ действия этого момента определяют по формулам

$$M_в = 0{,}5 m_{в1}\rho_1 l_2 \omega^2\{[(3 + к_о)(1 + c_о) + + 2к_1(3 - к_о)]^2 + 4к_2^2(1 + к_о)^2 + + 4к_2[(3 + к_о)(1 + c_о) + 2к_1(3 - к_о)] \times \times (1 + к_о)\sin(\alpha + \beta)\}^{0,5}; \quad (25)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = \{[(3 + к_о)(1 + c_о) + + 2к_1(3 - к_о)]\sin\alpha + 2к_2(1 + к_о)\cos\beta\} \times \times \{[(3 + к_о)(1 + c_о) + 2к_1(3 - к_о)]\cos\alpha + + 2к_2(1 + к_о)\sin\beta\}^{-1}, \quad (26)$$

где α и β — углы между плоскостями противовесов, расположенных на продолжении 1, 2, 7, 8 и 3, 6-й щек и 1, 4 и 2, 3-го кривошипов коленчатого вала (см. рис. 1 и 2).

Введем обозначения:

$$m_{о1} = 3(2к_р m_р + к_ш m_{шш} + к_м m_м) + + (3 + 2к_{о1})к_{щ1} m_{щ1} + (3 - 2к_{о2})к_{щ2} m_{щ2}; \quad (27)$$

$$m_{о2} = 2к_р m_р + к_ш m_{шш} + к_м m_м + + (1 + 2к_{о3})к_{щ3} m_{щ3} + (1 - 2к_{о4})к_{щ4} m_{щ4}; \quad (28)$$

$$a = \{[(3 + к_о)(1 + c_о) + 2к_1(3 - к_о)]^2 + + 4к_2^2(1 + к_о)^2 + 4к_2[(3 + к_о)(1 + c_о) + + 2к_1(3 - к_о)](1 + к_о)\sin(\alpha + \beta)\}^{-0,5}; \quad (29)$$

$$к_{с1} = [(3 + к_о)(1 + c_о) + 2к_1(3 - к_о)]\sin\alpha + + 2к_2(1 + к_о)\cos\beta; \quad (30)$$

$$к_{с2} = [(3 + к_о)(1 + c_о) + 2к_1(3 - к_о)]\cos\alpha + + 2к_2(1 + к_о)\sin\beta. \quad (31)$$

Для конкретных моделей и конструкций двигателей рассматриваемые параметры имеют постоянное значение.

Принимая во внимание равенства (27)—(31), из выражений (18), (19), (25) и (26) имеем

$$M_R = r l_2 \omega^2[(3m_j + 6m_R + m_{о1})^2 + + (m_j + 2m_R + m_{о2})^2]^{0,5}; \quad (32)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_R = = (m_j + 2m_R + m_{о2})(3m_j + 6m_R + m_{о1})^{-1}; \quad (33)$$

$$M_в = 0{,}5 m_{в1}\rho_1 l_2 \omega^2 a^{-1};\ \mathrm{tg}\alpha_в = к_{с1} к_{с2}^{-1}. \quad (34)$$

Полная уравновешенность двигателей V-8 обеспечивается, если наряду с условиями (22) имеем

$$\overline{P}_в = 0;\ \overline{M}_в = -\overline{M}_R;\ \alpha_в = \alpha_R. \quad (35)$$

С учетом уравнения (32), первого выражения зависимостей (34) из второго соотношения равенств (35) получим формулу для определения массы первого противовеса коленчатого вала исследуемых двигателей

$$m_{вт1} = 2ra\rho_{т1}^{-1}[(3m_j + 6m_R + m_{о1})^2 + + (m_j + 2m_R + m_{о2})^2]^{0,5}, \quad (36)$$

где $m_{вт1}$ и $\rho_{т1}$ — теоретические значения массы первого противовеса и расстояния от ее центра тяжести до оси вращения.

Действительные и теоретические расстояния от оси вращения до центра тяжести противовесов принимаем одинаковыми. Значения коэффициентов $к_1$, $к_2$ и $c_о$ счита-

Таблица 4

Теоретические значения МГП противовесов коленчатого вала двигателей

Параметр, единица измерения	Значение при Δm_i для двигателей рабочим объемом, л							
	Δm_1		Δm_2		Δm_3		Δm_4	
	6	7	6	7	6	7	6	7
$m_{вт1}$, г	268,33	272,93	270,0	274,69	270,02	275,12	271,70	276,88
$m_{вт1}\rho_{т1}$, г • мм	14 677,7	14 929,3	14 769,0	15 025,5	14 770,1	15 049,1	14 862,0	15 145,3
$m_{вт2} = m_{вт7}$, г	181,56	184,67	182,69	185,87	182,71	186,16	183,84	187,35
$m_{вт2}\rho_{т2}$, г • мм	9423,0	9584,4	9481,6	9446,7	9482,6	9661,7	9541,3	9723,5
$m_{вт3} = m_{вт6}$, г	169,21	172,11	170,26	173,22	170,27	173,49	171,33	174,60
$m_{вт3}\rho_{т3}$, г • мм	8968,1	9121,8	9023,8	9180,7	9024,3	9195,0	9080,5	9253,8
$m_{вт8}$, г	265,17	269,72	266,82	271,46	266,84	271,88	268,50	273,62
$m_{вт8}\rho_{т8}$, г • мм	14 398,7	14 645,8	14 488,3	14 740,3	14 489,4	14 763,1	14 579,6	14 857,6
$\mathrm{tg}\alpha_R$	0,3381	0,3380	0,3381	0,3380	0,3381	0,3380	0,3381	0,3380
α_R	18°41′	18°41′	18°41′	18°41′	18°41′	18°41′	18°41′	18°41′

ем идентичными для обоих вариантов расчета. В этом случае справедливо равенство

$$\rho_{тi} = \rho_i. \qquad (37)$$

Тогда, основываясь на втором, третьем и четвертом равенствах соотношений (24), выражениях (35) и (37), получим

$$m_{вт1} = 2ra\rho_1^{-1}\,[(3m_j + 6m_R + m_{o1})^2 + \\ + (m_j + 2m_R + m_{o2})^2]^{0,5}; \qquad (38)$$

$$m_{вт2} = к_1 m_{вт1}\rho_1\rho_2^{-1};\ m_{вт3} = к_2 m_{вт1}\rho_1\rho_3^{-1};$$

$$m_{вт8} = c_o m_{вт}\rho_1\rho_3^{-1}. \qquad (39)$$

Формула (38) справедлива для номинальной массы деталей КШМ, предусмотренных при первоначальном проектировании двигателей рабочим объемом 6 л. В случае установки в исследуемые двигатели поршней с вставкой и ремонтных деталей уравнение (38) принимает вид

$$m_{вт1} = 2ra\rho_1^{-1}\,\{[3(m_j + 2m_R + \Delta m_i) + m_{o1}]^2 + \\ + (m_j + 2m_R + \Delta m_i + m_{o2})^2\}^{0,5}, \qquad (40)$$

где Δm_i — увеличение массы деталей КШМ при использовании в рассматриваемых двигателях поршней с вставкой и ремонтных деталей.

Соотношения (39) справедливы и для анализируемого случая. При этом выражение (33) принимает вид

$$\mathrm{tg}\alpha_R = (m_j + 2m_R + \Delta m_i + m_{o2}) \times \\ \times [3(m_j + 2m_R + \Delta m_i) + m_{o1}]^{-1}. \qquad (41)$$

В зависимости от применяемых в двигателях с V_{st}, равном 6 и 7 л деталей КШМ, массу Δm_i вычисляют по одному из равенств

$$\Delta m_1 = \Delta m_п;\ \Delta m_2 = \Delta m_п + \Delta m_{пр3} + \Delta m_{шр5}; \\ \Delta m_3 = \Delta m_{п1};\ \Delta m_4 = \Delta m_{п1} + \Delta m_{пр3} + \Delta m_{шр5}, \qquad (42)$$

где $\Delta m_п$ — разность масс обычных (первоначальных) поршней двигателей рабочими объемом 7 и 6 л; $\Delta m_{пр3}$ и $\Delta m_{шр5}$ — разность масс поршней третьего и шатунных вкладышей пятого ремонтного и номинального размеров; $\Delta m_{п1}$ — разность масс с вставкой поршней обоих двигателей и обычных поршней двигателей с $V_{st} = 6$ л (см. табл. 1).

С учетом данных табл. 1 и соотношений (42) рассчитаны значения массы Δm_i при различных вариантах сочетания усовершенствованных и ремонтных деталей (см. табл. 1). По формулам (26) и (39)—(41), используя данные табл. 1—3, определены теоретические значения МГП противовесов коленчатого вала исследуемых двигателей, а также величины углов $\alpha_в$ и α_R (табл. 3 и 4). При правильном расчете МГП противовесов коленчатого вала, наряду с равенствами (22) и (35), должны обеспечиваться условия

$$m_{вi} \geqslant m_{втi};\ m_{вi}\rho_i \geqslant m_{втi}\rho_{тi}. \qquad (43)$$

Сопоставление данных табл. 3 и 4 показывает, что для двигателей рабочим объемом 6 и 7 л значения углов $\alpha_в$ и α_R практически не отличаются в случае установки в них обычных, с чугунной под первое компрессионное кольцо вставкой и ремонтных поршней, а также шатунных вкладышей номинального и ремонтных размеров. При этом требования (43) чаще всего не соблюдаются. Поэтому коленча-

тые валы упомянутых двигателей, для которых не удовлетворяются условия (43), нельзя балансировать высверливанием противовесов, так как неуравновешенные массы, вызывающие в плоскостях коррекции вала дисбалансы, находятся вне сектора противовесов.

Из-за несоблюдения первого условия соотношений (22) в анализируемых двигателях действует суммарный дополнительный конструктивный дисбаланс, определяемый по уравнению

$$\Delta Д = m_{в1}\rho_1(1 - c_о). \qquad (44)$$

Так как $c_о < 1$ (см. табл. 3), то вектор рассматриваемого дисбаланса проходит через центр тяжести первого противовеса и его значения изменяются в диапазоне 238—282 г · мм, что в 4,76—5,64; 3,40—4,03 и 2,38—2,82 раза больше допустимых дисбалансов в обеих плоскостях коррекции соответственно коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и сцеплением и двигателей с V_{st}, равном 6 и 7 л [2]. Устранение дисбаланса ΔД возможно только в случае, когда действительная масса первого противовеса будет равна или больше теоретической.

Не соблюдение требований (43), а также наличие упомянутого дисбаланса является причинами трудностей, возникающих при балансировке коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства и ремонта двигателей рабочим объемом 6 и 7 л, и повышенных дисбалансов в плоскостях коррекции упомянутых сборочных единиц [2]. Эти факторы затрудняют балансировку коленчатого вала и вала в сборе или делают ее практически невозможной при производстве и особенно ремонте исследуемых двигателей [2]. Поэтому для выполнения данной операции необходимо обеспечить соблюдение условий (43) и устранение указанного дополнительного дисбаланса.

Выводы

Таким образом, для двигателей рабочим объемом 6 и 7 л действительные значения МГП противовесов коленчатого вала чаще всего меньше теоретических. Упомянутые параметры первого противовеса больше, чем у последнего, что вызывает дополнительный дисбаланс, значение которого изменяется в диапазоне 238—282 г · мм. Приведенные факторы вызывают большие трудности при балансировке коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением или делают ее практически невозможной в условиях производства и особенно ремонта исследуемых двигателей из-за нахождения неуравновешенных масс, приводящих к появлению дисбалансов в плоскостях коррекции упомянутых сборочных единиц, вне сектора противовесов. Для выполнения данной операции с достаточной точностью необходимо, чтобы действительные значения МГП противовесов коленчатого вала равнялись или были больше теоретических, а также устранить отмеченный конструктивный дисбаланс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Назаров, А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров. — Вестник машиностроения, 2002. — № 7. — С. 7—11.
2. **Назаров, А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст] / А. Д. Назаров. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.

Ключевые слова: противовесы, коленчатый вал, массогеометрические параметры, балансировка.

УДК 629.113-585

Ан. М. Захарик, канд. техн. наук, доц.,
Ю. М. Захарик, д-р техн. наук,
Д. В. Вихренко, инж.,
Ал. М. Захарик, канд. техн. наук, доц., МАЗ

Теоретические аспекты упрощения моделей трансмиссий

Рисунки см. на 2-й и 3-й полосах обложки

Обоснован метод упрощения расчетных моделей агрегатов трансмиссий. Метод позволяет значительно уменьшить размер расчетной модели и одновременно не допускает существенного искажения частотной картины собственных колебаний узлов трансмиссий. На примере автопоезда МАЗ 5440 показаны способы упрощения модели. Выявлены детали, существенно изменяющие массово-инерционные и упругие характеристики агрегатов и соответственно оказывающие значительное влияние на частотный диапазон и формы колебаний.

Введение

При расчетах собственных частот деталей трансмиссий значительно время и задействованные ресурсы компьютера зависят от степени детализации конечноэлементной модели исследуемого узла. В целях определения способов упрощения модели исследуется частотный диапазон колебаний картера ведущего моста, картера редуктора и колесных передач в сборе автопоезда МАЗ 5440 (на рис. 1 приведены трехмерная и конечноэлементная модели колесной передачи, в табл. 1 представлены частоты собственных колебаний указанных узлов).

Таблица 1

Формы и частоты собственных колебаний картера моста с центральным и колесным редукторами главной передачи

№ изгибной формы	Плоскость	Частоты, Гц
1	Горизонтальная Вертикальная	81 95
2	Горизонтальная Вертикальная	169 175
3	Горизонтальная Вертикальная	247 251
4	Горизонтальная Вертикальная	434 539

Способы упрощения моделей

По сравнению с частотным диапазоном колебаний деталей ведущего моста, исследованных без колесного редуктора, изменяются часто ты колебаний центрального картера редуктора (они составили 603 Гц в вертикальной плоскости и 608 Гц в горизонтальной). При этом добавляется форма продольных колебаний с частотой 378 Гц (рис. 2). Дополнительно появляются формы колебаний правого (792 Гц) и левого (821 Гц) рукавов картера в горизонтальной плоскости (рис. 3).

Также добавляется много собственных форм колебаний различных деталей при относительно неподвижном основном картере – тормозных щитков в диапазоне 232—293, 517, 722—917 Гц (рис. 4, *а*); тормозных колодок в диапазоне 407—419, 616—697 Гц (рис. 4, *б*); корпуса колесной передачи, частота 552 Гц (рис. 4, *в*).

Из полученных результатов видно, что детали колесной передачи оказывают влияние на частотный диапазон ведущего моста. Вместе с тем, как показывает опыт исследования вынужденных колебаний узлов трансмиссий большегрузных автомобилей, энергетическая ценность данных деталей в общем уровне шума ведущего моста не оказывает решающего воздействия. В связи с этим появляется возможность упрощения модели, что сказывается на скорости расчета и требуемых ресурсах компьютера.

К упрощенной модели предъявляются следующие требования.

1. Модель не должна существенно искажать частотную картину собственных колебаний (удаляемые детали должны заменяться точечными массами с моментами инерции, соответствующими параметрам исходных деталей).

Таблица 2

Формы и частоты собственных колебаний картера моста с центральным редуктором главной передачи и колесными редукторами, замененными точечными массами

№ изгибной формы	Плоскость	Частота при моделировании деталей с моментом инерции, Гц	Частота при модулировании без учета моментов инерции, Гц
1	Горизонтальная Вертикальная	76 86	100 126
2	Горизонтальная Вертикальная	132 135	349 420
3	Горизонтальная Вертикальная	200 208	797, 838 963
4	Горизонтальная Вертикальная	427 539	974 —

2. Упрощаемые элементы должны значительно уменьшать размер расчетной модели.

Приведем результаты расчетов ведущего моста с заменой деталей колесного редуктора на материальные точки с моментом инерции и без него (табл. 2).

Результаты исследований

Анализ результатов показывает, что частота продольных колебаний составила 366 Гц (и 366 Гц при моделировании без учета моментов инерции), частота колебаний картера редуктора с шестерней 615 Гц (590 Гц) в вертикальной плоскости и 605 Гц (601 Гц) в горизонтальной плоскости, частота колебаний рукавов 912 Гц (797 Гц) и 960 Гц (838 Гц). Таким образом, замена колесного редуктора материальной точкой с массово-инерционными характеристиками несколько понижает собственные частоты, в то время как использование точки только с массой существенно искажает собственные частоты (некоторые формы даже пропадают) и для исследований колебаний не применяется.

При включении в модель полуосей добавляются их собственные частоты (1-я изгибная форма 304, 344 Гц; 2-я изгибная форма 822, 926 Гц), а формы и частоты колебаний картера не изменяются.

Аналогично при добавлении в модель кронштейнов подвески возникает достаточно много собственных форм колебаний опор, практически не влияющих на формы колебаний картера, кроме понижающих частоту собственных колебаний 4-й формы до 340 Гц в горизонтальной плоскости и 393 Гц в вертикальной (рис. 5).

Ведущий мост, установленный на автомобиле, соединяется с рамой через подвеску обладающую определенной жесткостью, а с дорогой контактирует посредством колес с определенной жесткостью и массово-инерционными характеристиками. Поэтому были проведены исследования влияния на частотный диапазон ведущего моста упругих элементов подвески и колес автомобиля. На рис. 6 показаны формы собственных колебаний уточненной модели. Из результатов

Таблица 3

Описание модели для графика (рис. 7)

№ конфигурации модели	Описание модели
1	Картер ведущего моста
2	Картер ведущего моста с картером редуктора со стаканом подшипников
3	Картер моста с картером редуктора со стаканом и ведущей и ведомой шестернями
4	Картер моста с крышкой, с картером редуктора со стаканом, с ведущей и ведомой шестернями и точечными массами
5	Картер моста с крышкой, с картером редуктора со стаканом, с ведущей и ведомой шестернями и колесными передачами в сборе с тормозными щитками и колодками
6	Картер моста с крышкой, с картером редуктора со стаканом, с ведущей и ведомой шестернями и точечными массами с моментом инерции
7	Картер моста с крышкой, с картером редуктора со стаканом, с ведущей и ведомой шестернями и точечными массами с моментом инерции и опорами подвески
8	Картер моста с крышкой, с картером редуктора со стаканом, с ведущей и ведомой шестернями и точечными массами с моментом инерции

расчета можно сделать вывод, что при этом добавляются низкие частоты колебаний моста на подвеске (6 Гц) и шинах (10 и 12 Гц), а формы и частоты колебании картера практически не изменяются.

Выше было показано, что массы на концах картера существенно влияют на поведение всей конструкции, поэтому рассмотрим расчетную модель, в которую добавлены массы с моментами инерции сдвоенных задних колес.

Учет в исследуемой модели колес автомобиля снижает значения собственных частот: на 1-й изгибной форме до 45 и 49 Гц; на 2-й изгибной форме до 68 и 69 Гц; на 3-й изгибной форме до 151 и 160 Гц; на 4-й изгибной форме до 414 и 525 Гц; на продольной форме до 258 Гц; частоты колебаний редуктора 566 и 614 Гц; рукавов 903 и 949 Гц.

На рис. 7 представлен график влияния элементов ведущего моста на частотный диапазон ведущего моста. Номера конфигураций соответствуют значениям, приведенным в табл. 3.

Выводы

В результате проведенных исследовании можно сделать вывод, что на частотный диапазон и формы колебаний ведущего моста в значительной степени оказывают влияние картеры моста и редукторов, т. е. те детали, которые существенно изменяют массово-инерционные характеристики объекта и жесткость. В то же время от деталей, не обладающих жесткостью, сравнимой с жесткостью основной детали, при расчете можно отказаться (например полуоси, внутренние детали редуктора колесной передачи).

Аналогично при добавлении к модели жесткости подвески, шин и т. п. (значительно меньшей, чем жесткость картера) в спектре собственных частот системы появляются собственные частоты колебаний моста как жесткого тела на подвеске (шинах), а собственные частоты картера как гибкого тела не меняются. Детали, обладающие большими массой и жесткостью с достаточной степенью достоверности, могут быть заменены точечными массами с моментами инерции. Расчет собственных частот и форм колебаний на такой модели дает достоверный и быстрый результат.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Руктешель, О. С.** Математические основы моделирования динамики трансмиссии транспортного средства [Текст] / О. С. Руктешель, Ал. М. Захарик, Ан. М. Захарик, Ю. М. Захарик, С. В. Гусаров // Вестник БНТУ. — 2003. — № 6. — С. 48—54.
2. **Захарик, Ю. М.** Программный комплекс и алгоритм моделирования переходных процессов в исполнительных механизмах [Текст] / Ю. М. Захарик, О. С. Руктешель, А. П. Ракомсин, В. В. Корсаков, А. М. Захарик // Автомобильная промышленность. — 2004. —№ 1. — С. 34—36.

Ключевые слова: автопоезд, колебания, колесная передача, модель, метод, мост, подвеска, редуктор, частоты.

Вниманию читателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

продолжает принимать подписку на журналы на I полугодие 2009 г.

Подпишитесь в Издательстве и Вы

- получите журналы с первого номера;
- сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах Издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией

в отдел продаж, маркетинга и рекламы.

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499)269-48-97

E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

Компьютерная концепция активной безопасности испытателя (водителя) на транспорте

Г. Н. Рейзина, д-р техн. наук, проф.;
Т. Н. Микулик, асп. БНТУ

Проведен анализ выполненных экспериментальных исследований физиологического состояния водителя при работе на тракторе. Предложены факторы физиологических параметров, целесообразность внедрения диагностики. Разработана оценка ощущений водителя на вибронагруженность. Приводятся результаты моделирования.

В настоящее время сохраняется тенденция увеличения скоростей движения АТС (автотранспортных средств), в связи с чем ужесточаются требования к их активной безопасности.

Выполненные в последнее время теоретические и экспериментальные исследования позволяют создать конструкции АТС с минимизацией динамических отклонений и реакций системы на управляющее воздействие испытателя (водителя).

Но в то же время чем динамичней и технически совершенней автотранспортное средство, тем сильнее притупляется чувство опасности у водителя и, следовательно, возникает его предрасположенность к созданию аварийной ситуации из-за неблагоприятного сочетания управляющих воздействий в конкретных погодных и дорожных условиях, а также его утомляемость.

Для решения этой проблемы необходимы устройства, способные информировать водителя о его физиологическом состоянии, качестве его действий с целью устранения аварийной ситуации в конкретных условиях движения. Технически такие задачи может решить бортовая компьютерная система, дающая водителю информацию о его физиологическом состоянии в конкретных дорожных условиях и предупреждающая его об опасности. Внедрение таких систем позволило бы существенно снизить утомляемость водителя, которая часто является причиной аварии, связанной с неадекватной оценкой водителем возможностей АТС.

Как теоретически, так и экспериментально в БНТУ совместно с Минским тракторным заводом (МТЗ) выполнены исследования физиологического состояния водителя (испытателя) в процессе его профессиональной деятельности с учетом виброизоляции рабочего места на тракторах Беларус-1221/2025/2025ДВ, влияния на организм сложного комплекса условий, связанных с его деятельным состоянием: упругодемпфирующих свойств подвески, шин, внешних условий движения, а также управляющих воздействий.

Информации о каких-либо физиологических исследованиях испытателей (водителей), выполненных непосредственно в процессе их профессиональной работы, недостаточно, не обсуждается вопрос и об использовании для этой цели и биометрии или иных специальных методических подходов.

Применительно к профессии испытателя наибольшую нагрузку в процессе работы несет центральная нервная система (функция восприятия и переработки информации, выполнение алгоритма работы) и нервно-мышечный аппарат (реализация алгоритма работы, поддержание рабочей позы и др.). Они являются оперативными звеньями функциональной системы испытателя. Исходя из изложенного номенклатура физиологических параметров определялось следующим образом: из числа используемых в физиологии труда параметров выбирались только те, которые можно получить непосредственно на рабочем месте испытателя без отвлечения его от работы и которые можно представить в виде электрических сигналов. Такими показателями (факторами) являются следующие эргономические параметры:

— частота сердечных сокращений ЧСС, удар/мин.;

— вариационный размах пульса ВР, с;

— амплитуда моды сердечного ритма $АМ_0$;

— индекс напряжения регуляторных систем $И_н$.

Для выявления и описания зависимостей между случайными величинами $W = f$(Ч, ВР, $АМ_0$, $И_н$), где W — вибрационная мощность, подводимая к месту крепления сиденья, зависящая от параметров систем подрессоривания по экспериментальным данным согласно требованиям ГОСТ 12.1.012—90 "Вибрационная безопасность", и физиологическими параметрами испытателя (водителя) использован метод корреляционного анализа. Корреляция, определяющая степень пропорциональности между двумя переменными, называется парной корреляцией. При исследовании зависимости между двумя переменными, измеренными в интервальной шкале, наиболее подходящим является коэффициент Пирсона r, называемый также линейной корреляцией [1], вычисляемый по формуле:

$$r_{1,2} = \frac{\sum(y_{i1} - \bar{y}_1)(y_{i2} - \bar{y}_2)}{\sqrt{\sum(y_{i1} - \bar{y}_1)^2 \sum(y_{i2} - \bar{y}_2)^2}},$$

где $\bar{y}_1$ — среднее значение переменной y_1, $\bar{y}_2$ — среднее значение переменной y_2.

Для определения коэффициентов корреляции использовался программный пакет анализа данных "Statistica". Исходные данные для определения корреляции представлены в таблице.

Согласно экспериментальной статистике принято считать, что исследуемые величины имеют достаточную корреляционную зависимость, если коэффициент $r \geqslant 0{,}6$. Однако коэффициент корреляции указывает только на линейную зависимость между переменными. Оценкой надежности определенных зависимостей между факторами выборки являются α-уровень, или статистический уровень значимости. Принято считать, что $\alpha = 0{,}05$ (вероятность ошибки 5 %) является приемлемой границей статистической значимости.

Для этой цели на базе прибора "Экспресс-анализатор частоты пульса "Олимп" [2] создана система мониторинга функционального состояния водителя (испытателя) на тракторе Беларус. Программно-техническое устройство предусматривает подключение его к компьютеру, что создает сервисно-программное обеспечение, возможность быстрого, точного и комфортного определения параметров функционального состояния человека. Действие прибора основано на регистрации и анализе ЭКГ (электрокардиограммы), снимаемой с ладоней человека, физическое тестирование занимают не более 5 мин.

Интервал варьирования и уровень факторов	ЧСС	ВР	$АМ_0$	$И_н$	W
Нулевой уровень	80	6	0,7	110	60
Интервал варьирования	10	1,2	0,1	40	10
Нижний уровень $x_i = -1$	60	4,8	0,6	70	50
Верхний уровень $x_i = +1$	90	7,2	0,8	150	70
	x_1	x_2	x_3	x_4	y_1
Опыты:					
1	–	–	–	–	67
2	+	–	–	+	69
3	–	+	–	+	54
4	+	+	–	–	60
5	–	–	+	+	65
6	+	–	+	–	68
7	–	+	+	+	70
8	+	+	–	–	50

Обработка данных таблицы показывает, что оценка ощущений водителя (испытателя) по мощности комбинаций имеет положительную корреляцию, линейная зависимость которой в кодированных значениях факторов имеет вид:

$$W = 0{,}04 + 0{,}27r + 0{,}08ВР + 0{,}14АМ_0 + 0{,}18И_н.$$

Основное преимущество предлагаемой оценки состоит в том, что она позволяет рассматривать воздействия колебаний различных частот. Предложенная диагностика определения воздействия АТС на физиологическое состояние водителя является, с одной стороны, системой предупреждения, что повысит активную безопасность водителя, с другой стороны, уже на стадии проектирования позволяет количественно оценить изменения в конструкции на эргонометрические показатели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дженпер, Н., Симт Г.** Прикладной регрессивный анализ. В 2-х кн. Кн. 1/ Пер. с англ. — 2-е изд., перераб. и доп. — М., 1986. — 366 с.
2. **Ярмолинский, В. И.** ТУ РБ 28909783.004—98. г. Минск. НПО "Медиор".

Ключевые слова: компьютерная диагностика, вибронагруженность, свистема подрессоривания, физиологические параметры, корреляционная зависимость.

УДК 629.113-585

Ан. М. Захарик ,
канд. техн. наук,
доц., МАЗ

Стенд для испытаний агрегатов и систем автомобилей

Изложены программа и методика стендовых испытаний. Приведено стендовое оборудование для испытаний агрегатов и систем автомобилей. Описаны управляющий и измерительный комплексы стенда. Рассмотрены результаты экспериментальных исследований.

Введение

Для создания перспективных конструкций автомобилей разработаны методы теоретических исследований рабочих процессов агрегатов автомобилей, а также систем управления ими. С целью подтверждения правильности результатов теоретических исследований агрегатов и систем, определения характеристик и параметров исследуемых объектов, необходимых для имитационного моделирования рабочих процессов агрегатов АТС, а также проверки достоверности математических моделей специалистами МАЗа разработан стенд.

Программа испытаний

Для изложенных выше целей экспериментальных исследований разработана программа стендовых испытаний, предусматривающая:

— исследование работы агрегатов и систем в условиях имитации трогания с места, разгона и переключения передач автомобиля;

— получение полной информации о работе агрегатов и поведении систем при различных законах и алгоритмах управления, условиях нагружения, а также при разной массе имитируемого автомобиля;

— исследование совместной работы двигателя, сцепления, коробки передач и их систем управления при различных входных воздействиях, имитирующих задаваемую водителем скорость движения автомобиля;

— исследование поведения систем в условиях изменяющихся характеристик элементов систем;

— оценку чувствительности систем к изменению внешних воздействий;

— определение статических и динамических характеристик элементов систем управления двигателем и сцеплением, а также исследование их реакции на единичные возмущения;

— выявление погрешности, вносимой элементами систем в суммарное отклонение их характеристик от оптимальных;

— проведение идентификации математических моделей.

Стендовое оборудование

Экспериментальные исследования проводятся на стенде (рис. 1) в соответствии с изложенной программой испытаний.

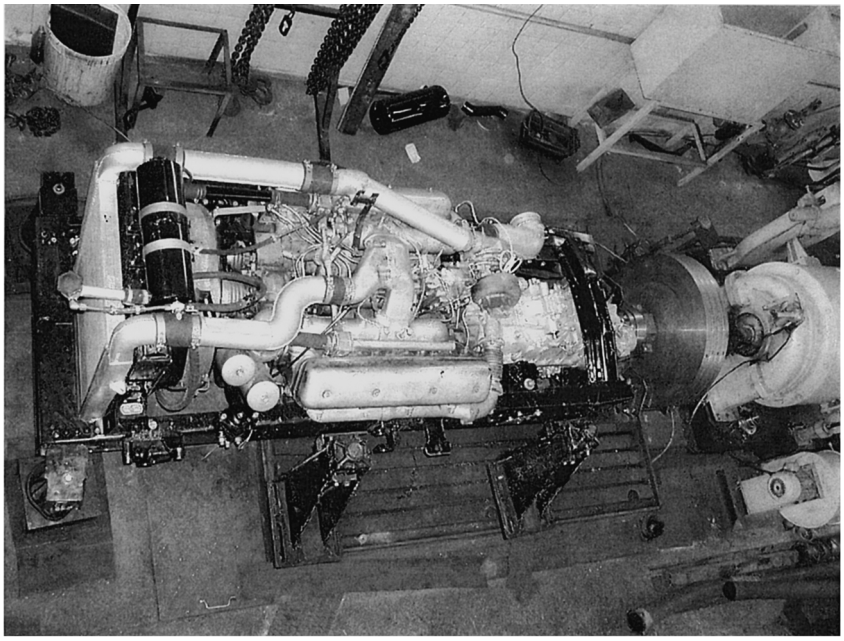
Стенд, схема которого приведена на рис. 2, состоит из силовой части 1—6, управляющего 7 и измерительного 8 комплексов. Силовая часть стенда включает дизель ЯМЗ-7511 1, сцепление ЯМЗ-184 2, девятиступенчатую составную коробку передач МАЗ-543205 3, инерционный маховик 4, порошковый тормозной механизм 5 с редуктором 6. Элементы 1—3 силовой части стенда оборудованы электропневматическими исполнительными механизмами соответствующих систем управления и комплектом датчиков.

Инерционный маховик 4 имитирует массу вращающихся и поступательно движущихся элементов автомобиля, приведенных к выходному валу коробки передач. Для имитации момента сопротивления движению автомобиля на стенде установлен порошковый тормозной механизм ТЭП-4500 5. Редуктор 6 предназначен для согласования режимов работы порошкового тормозного механизма 5 и силовой части стенда.

Управляющий и измерительный комплексы

Для управления стендом в соответствии с разработанной программой испытаний создан управляющий комплекс. Построение управляющего комплекса на базе аналоговых элементов приводит к достаточно сложным схемотехническим и аппаратным решениям, трудоемким изменениям и переналадкам управляющего комплекса в процессе испытаний. Использование микропроцессорных

а)



б)

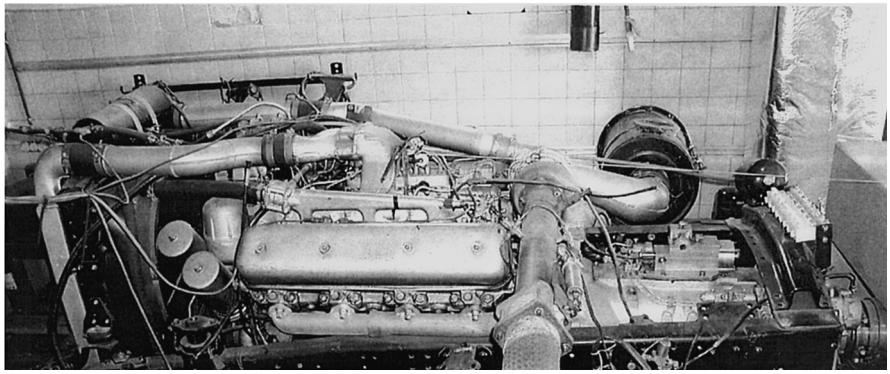


Рис. 1. Стенд (а) и исполнительные механизмы (б) силовой части

формационного блока (ИБ), усилительного устройства (УУ), функционального преобразователя (ФП), преобразователя информации (ПР) и блока индикации режимов (БИ). Соединение преобразователя информации, усилительного устройства и функционального преобразователя осуществляется через параллельный программируемый интерфейс (ППИ).

Электронный блок управления выполнен на базе микро-ЭВМ. Анализируя поступающую информацию в соответствии с заданным алгоритмом, записанным в оперативное запоминающее устройство (ОЗУ) микро-ЭВМ, центральный процессор (ЦП) формирует команды управления. В постоянное запоминающее устройство (ПЗУ) занесена информация о постоянных параметрах программы управления.

Информационный блок представлен датчиками угловых скоростей коленчатого вала двигателя 1, первичного 2 и выходного 3 валов коробки передач, концевыми выключателями контактов контроллера 4, состояния основной коробки передач 5—9, демультипликатора 10 и 11, перемещений штока ис-

средств для поставленных целей экспериментальных исследований исключает перечисленные недостатки.

Управляющий комплекс 7 (рис. 2) состоит из электронного блока управления (ЭБУ) (рис. 3), ин-

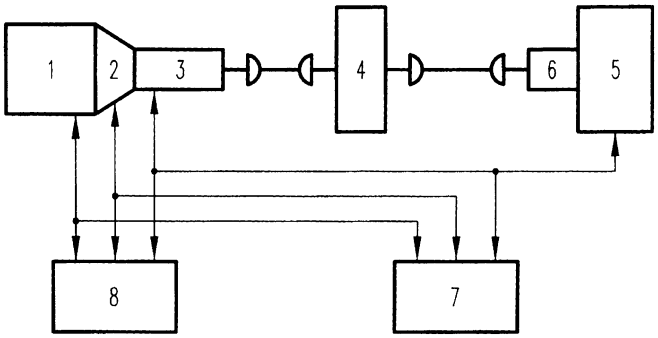


Рис. 2. Схема стенда для испытаний агрегатов и систем автомобилей

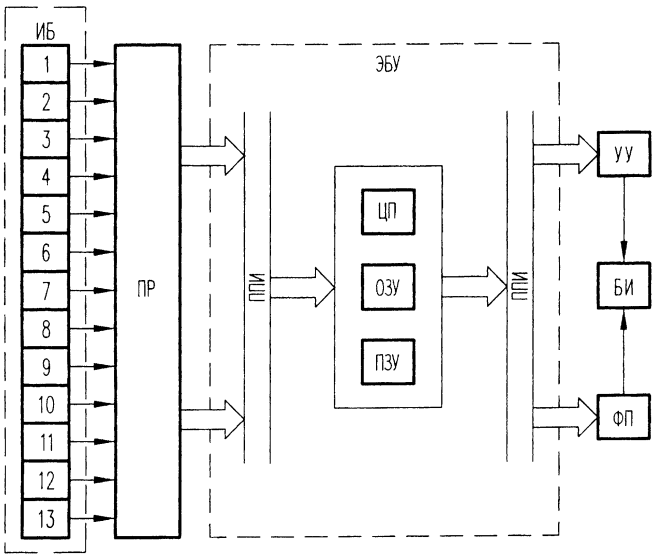


Рис. 3. Схема управляющего комплекса

полнительного цилиндра сцепления 12 и педали системы управления 13.

Момент сопротивления, создаваемого порошковым тормозным механизмом, изменяется путем изменения величины тока в обмотке возбуждения тормозного механизма при помощи функционального преобразователя. Управление функциональным преобразователем производится как с помощью установленного на панели пульта управления стенда потенциометра, так и посредством электронного блока.

Для формирования в стендовых условиях требуемой, в том числе задаваемой при имитационном моделировании интенсивности разгона автомобиля, а также ее многократного воспроизведения создан формирователь интенсивности разгона. Активизация формирователя обеспечивает устойчивую повторяемость эксперимента и исключает влияние действий оператора. Данное устройство на основе микропроцессорных средств обеспечивает при необходимости оперативное изменение запрограммированной в формирователе интенсивности разгона в широких пределах.

Для получения и регистрации информации о функционировании объекта испытаний стенд оборудован измерительным комплексом 8 (см. рис. 2). Последний включает микро-ЭВМ (процессор Pentium IV), измерительно-преобразовательный блок, комплект датчиков и источник питания TEC 41 HTP 30.5. В функцию измерительно-преобразовательного блока входит согласование сигналов, поступающих от датчиков на входной интерфейс, микро-ЭВМ.

Для систем управления и регистрации используются одни и те же датчики, что позволяет исключить погрешности измерения, связанные с разбросом характеристик датчиков. Регистрируются также сигналы с дополнительно установленных датчиков измерительного комплекса: давления в рабочей полости исполнительного цилиндра сцепления, концевого выключателя сцепления, момента на выходном валу коробки передач и перемещения рейки топливного насоса.

Измерение угловых скоростей коленчатого вала двигателя, первичного и выходного валов коробки передач осуществляется бесконтактными индукционными датчиками, формирующими прямоугольные импульсы напряжения, частота следования которых пропорциональна угловой скорости вала.

Давление в рабочей полости исполнительного цилиндра сцепления измеряется при помощи потенциометрического датчика типа ПМ-10, перемещения педали управления, штока исполнительного цилиндра сцепления и рейки топливного насоса регистрируются датчиками типа МУ-615.

Методика испытаний

Стендовые испытания проводятся по следующей методике:

— производятся пуск и прогрев двигателя;

— включается аппаратура измерительного комплекса. Осуществляются балансировка датчиков, проверка контрольных сигналов и запись нулевых линий регистрируемых процессов;

— включается управляющий комплекс;

— педаль управления полностью отпускается. Угловая скорость коленчатого вала двигателя не должна превышать угловую скорость холостого хода двигателя;

— контроллер переводится в положение D. В автоматическом режиме выключается сцепление, выбирается и включается низшая передача основной коробки передач, устанавливается нижний диапазон демультипликатора;

— осуществляется разгон инерционных масс и переключение передач путем плавного нажатия на педаль управления. Контрольные приборы не должны сигнализировать о возникновении аварийного режима.

Результаты экспериментальных исследований

На рис. 4. приведены осциллограммы переходного процесса трогания автомобиля с места. В соответствии с заданными алгоритмом и законом управления возрастает передаваемый сцеплением момент. Процесс буксования сцепления заканчивается при равенстве угловых скоростей коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач.

Несмотря на ступенчатый характер изменения давления в рабочей полости исполнительного цилиндра сцепления момент, прикладываемый к выходному валу коробки передач, увеличивается плавно. Это объясняется сравнительно невысокой величиной

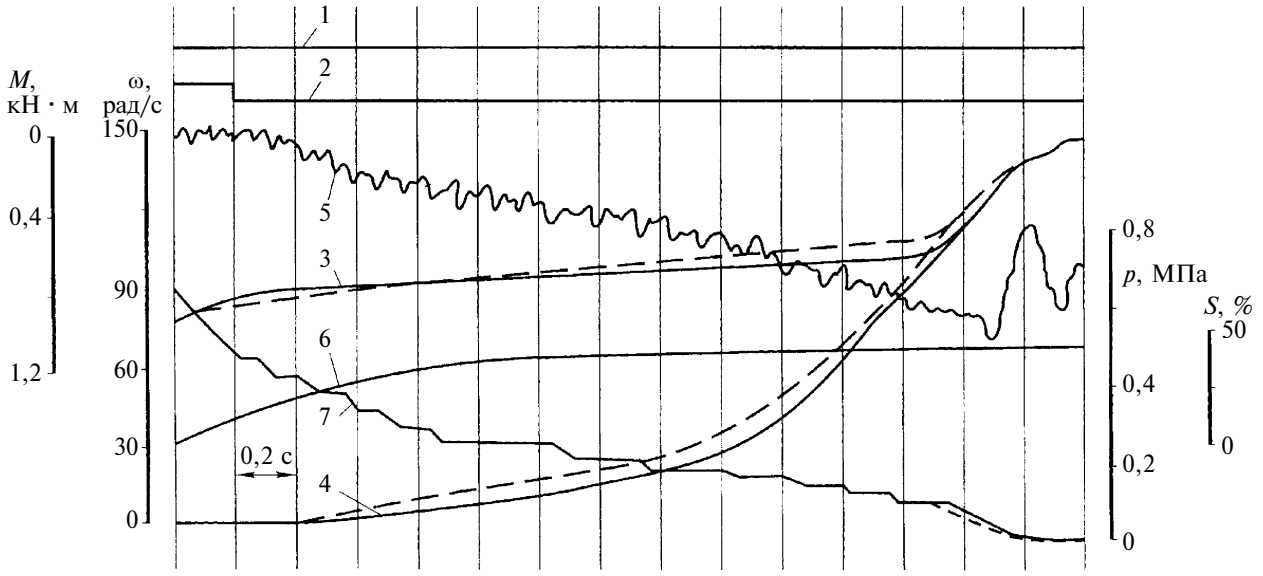


Рис. 4. Образец осциллограмм переходного процесса трогания с места:

1 — базовая линия; 2 — состояние концевого выключателя сцепления; 3, 4 — угловые скорости коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач; 5 — момент на выходном валу коробки передач; 6 — перемещение педали управления; 7 — давление в рабочей полости исполнительного цилиндра сцепления

Таблица Осциллограммы управляющих воздействий процесса переключения передач

Параметры	Осциллограммы переходного процесса			
1	2			
A	0	0	0	0
B	-1	-1	0	1
C	-1	0	1	1
D	0	1	1	1
A	1	1	1	1
B	-1	-1	0	1
C	-1	0	1	1
D	0	0	1	1
A	-1	-1	-1	-1
B	-1	-1	0	1
C	-1	0	1	1
D	0	1	1	1

Продолжение таблицы

1	2			
E	0	0	0	0
F	-1	-1	0	1
G	-1	0	1	1
D	-1	0	0	0
E	1	1	1	1
F	-1	-1	0	1
G	-1	0	1	1
D	0	0	0	0
E	-1	-1	-1	-1
F	-1	-1	0	1
G	-1	0	1	1
D	-1	-1	-1	0

Примечание. Параметры A, B, C, D, E, F, G являются параметрами закона переключения передач.

амплитуды давления в рабочей полости исполнительного цилиндра, демпфирующими и инерционными свойствами элементов трансмиссии. Сопоставляя характер изменения перемещения педали управления и угловой скорости первичного вала коробки передач, можно сделать вывод о функциональной работоспособности системы. На рис. 4 показаны штриховыми линиями аналогичные процессы, полученные методом имитационного моделирования. Расхождение результатов экспериментальных и теоретических исследований для угловой скорости коленчатого вала двигателя 5,2 %, угловой скорости первичного вала коробки передач 5,7 %, давления в рабочей полости исполнительного цилиндра сцепления 4,9 %.

Время данного переходного процесса $t_п$ = 2,58 с. При изменении темпа трогания автомобиля с места в пределах $t_п$ = 1,8—5,0 с характер изменения указанных параметров качественно не изменяется.

В ходе экспериментальных исследований получены осциллограммы управляющих воздействий и параметров управления систем в процессе переключения передач (см. таблицу). Алгоритм работы цифрового управляющего комплекса для данного режима построен на основе закона автоматического управления процессом переключения передач, обеспечивающего включение высшей, низшей передачи или движение с включенной текущей передачей (состояние выходных каналов цифрового управляющего комплекса соответственно 1, –1 или 0). Как следует из таблицы, заданное сочетание перечисленных параметров управления приводит к соответствующему изменению управляющих воздействий цифрового управляющего комплекса в процессе переключения передач, позволяющему осуществить заданный выбор требуемого диапазона изменения момента, подводимого к инерционным массам.

В ходе экспериментальных исследований также получены осциллограммы переходных процессов, имитирующих трогание автомобиля с места, переключение передач, равномерное, ускоренное и замедленное движение автомобилей на горизонтальной поверхности, подъемах и спусках различной величины. При этом системы управления агрегатами работают на основе различных, в том числе оптимальных характеристиках, по алгоритмам с разными, в том числе оптимальными законами управления. В процессе испытаний также проводится идентификация математических моделей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Захарик, Ю. М.** Результаты экспериментальных исследований работы системы автоматического управления сцеплением [Текст] / Ю. М. Захарик // Инженер-механик. — 2003. — № 2. — С. 14—16.

Ключевые слова: автомобиль, агрегат, исследование, методика, объект, оборудование, программа, процессор, режим, система, стенд.

ИНЖЕНЕРИЯ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

А.Г. Суслов, В.Ф. Безъязычный, Ю.В. Панфилов и др.

Под ред. А.Г. Суслова. 2008. – 320 с.: ил. ISBN: 978-5-217-03427-7

Цена 550 р. с НДС

Экономическая целесообразность комплексного обеспечения качества деталей на всех стадиях их жизненного цикла вызвала необходимость аналогичного подхода и к рабочим поверхностям деталей. Здесь впервые комплексно рассмотрено качество поверхностного слоя деталей на всех этапах их жизненного цикла (проектирование, технологическая подготовка производства, контроль, сборка, испытание, диагностика, эксплуатация, ремонт, восстановление и утилизация), в результате чего сформировано учение об инженерии поверхности, занимающее сейчас одно из ведущих мест в технике.

Данная книга является первой попыткой обобщения указанного учения и его применения в практике. В ней даны примеры по инженерии поверхности конкретных изделий.

Для инженерно-технических работников и специалистов промышленных предприятий, преподавателей, аспирантов и студентов технических вузов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы: по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 629.113-585

Ан. М. Захарик,
канд. техн. наук,
доц., МАЗ

Испытательный комплекс для экспериментального исследования нагруженности агрегатов автомобилей

Рассмотрены оборудование и средства измерений испытательного комплекса для оценки нагруженности агрегатов автомобилей. Показаны особенности взаимодействия элементов испытательного комплекса. Описана методика статистической обработки полученных экспериментальных данных. Приведены результаты экспериментальных исследований.

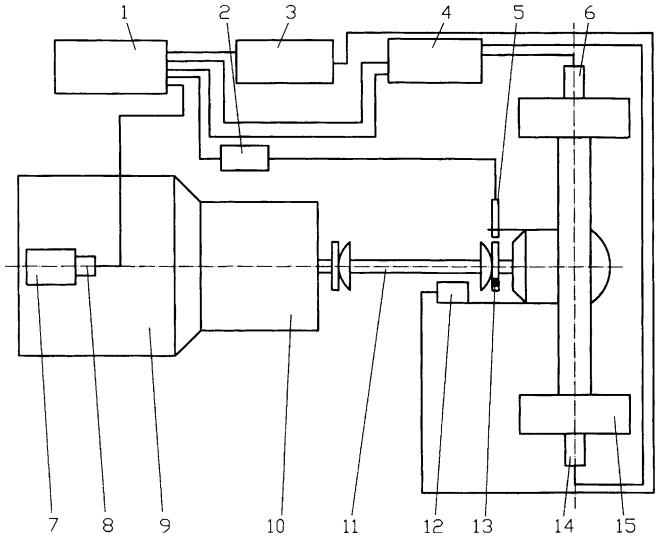


Рис. 1. Схема подключения датчиков и измерительных модулей:

1 — многоканальная измерительная система "M3 INTEGRA 1"; 2 — тахометр ТАС-100; 3 — преобразователь одноканальной телеметрической системы K1; 4 — шестиканальный тензоусилитель KWS-3073; 5 — оптический датчик частоты вращения; 6, 14 — токосъемники SK-6; 7 — генератор; 8 — тахогенератор MEZ K4A2; 9 — двигатель внутреннего сгорания; 10 — коробка передач; 11 — карданный вал; 12 — статор одноканальной телеметрической системы K1; 13 — пластина со светоотражающей поверхностью; 15 — ведущий мост

Введение

В настоящее время ведущие автомобилестроительные компании сосредоточили свои усилия на направлениях, оказывающих решающее влияние на конкурентоспособность, безопасность движения, а также эксплуатационные качества автотранспортных средств (АТС). В соответствии с последним направлением интенсивно развиваются методы повышения долговечности, уменьшения износа и нагруженности агрегатов автомобилей. Поэтому актуальным направлением на современном этапе является создание экспериментальных методов оценки нагруженности узлов и агрегатов АТС.

Оборудование и средства измерения испытательного комплекса. Специалистами РУП "МАЗ" для экспериментального исследования нагруженности агрегатов автомобилей создан испытательный комплекс на основе: многоканальной измерительной системы "M3 INTEGRA 1", одноканальной FM-телеметрической системы K1, усилителя KWS-3073, тахометра ТАС-100, динамометра сжатия ДОСМ 3-1, тарировочного стенда С-36-00, токосъемника SK-6, тахогенератора MEZ K4A2, статической весоизмерительной системы ALCOLPR.

При проведении испытаний регистрируются следующие процессы:

крутящий момент на карданном валу;

крутящие моменты на полуосях ведущего моста;

частота вращения карданного вала;

частота вращения вала генератора.

Схема подключения датчиков и измерительных модулей представлена на рис. 1. Для измерения крутящего момента на полуосях ведущего моста используются тензодатчики на бумажной основе сопротивлением 200 Ом, наклеенные по полумосто-

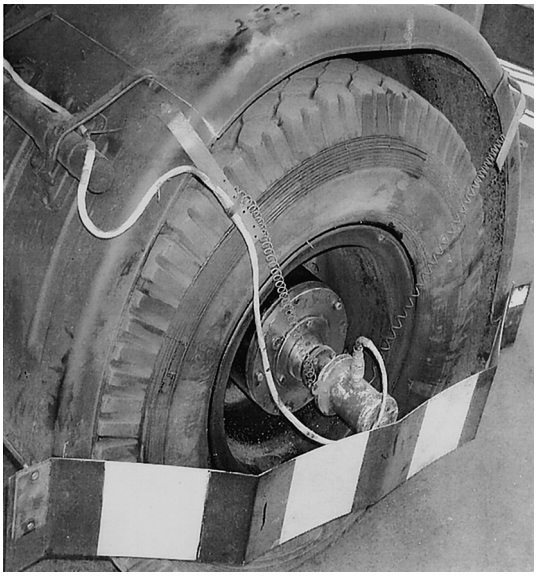


Рис. 2. Торцевой токосъемник SK-6, установленный на автомобиле

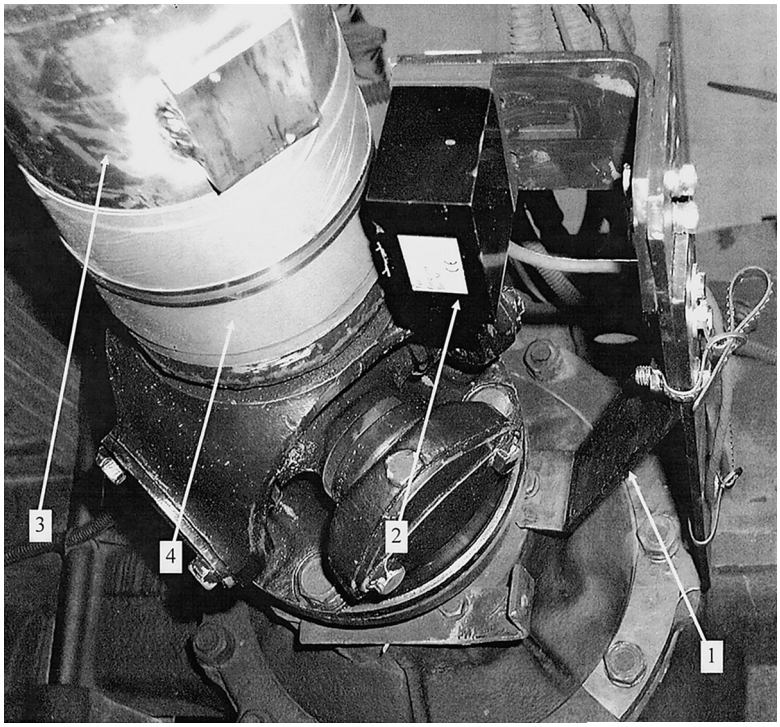


Рис. 3. Монтаж телеметрической системы на карданном валу автомобиля:

1 — кронштейн крепления приемного элемента; 2 — приемный элемент K1-S4; 3 — карданный вал; 4 — силовая обмотка

вой схеме на специально подготовленные поверхности полуосей. Полуоси с тензодатчиками устанавливаются на тарировочный стенд С-36-00. Тарировка измерительного комплекса "МЗ INTEGRA 1" производится в комплекте с усилителем KWS-3073, токосъемниками SK-6 и соединительными экранированными проводами. Эталонный крутящий момент задается при помощи динамометра сжатия ДОСМ 3-1 (диапазон измерений до 10 000 Н · м).

Монтаж торцевого токосъемника SK-6 на автомобиле показан на рис. 2. Используются специально изготовленные крышки, на которые устанавливаются токосъемники SK-6. После монтажа плоскости разъемов между редуктором колесной передачи, крышкой колесной передачи и токосъемником уплотняются герметиком.

Сигналы тензодатчиков по специально изготовленным экранированным проводам поступают на шестиканальный усилитель KWS-3073 фирмы HBM (Германия). После усиления сигналы с тензодатчиков подаются на аналоговый модуль измерительной системы, где осуществляются оцифровка получаемой информации и ее запись в пользовательских единицах на винчестер системы.

Для измерения крутящих моментов на карданном валу используется трехканальная телеметрическая система, смонтированная на основе одноканальных телеметрических блоков K1 с рабочей частотой 30 МГц фирмы CAETEL. Монтаж телеметрической системы на карданном валу автомобиля показан на рис. 3 и 4.

Для определения крутящих моментов на карданном валу используются тензодатчики фирмы HBM сопротивлением 350 Ом, которые наклеиваются по мостовой схеме на специально подготовленную поверхность карданного вала.

Питание тензодатчиков и измерение падений напряжения на плечах моста, возникающих при деформации карданного вала, осуществляются с помощью статора K1-R2 от силовой обмотки, установленной на поверхности трубы карданного вала. Напряжение в силовой обмотке индуцируется посредством излучения от приемного элемента K1-S4, который устанавливается напротив силовой обмотки на расстоянии 10—40 мм. Сигналы от тензодатчиков при помощи статора K1-R2 подаются на приемный элемент K1-S4, с которого по специальным экранированным проводам поступают на

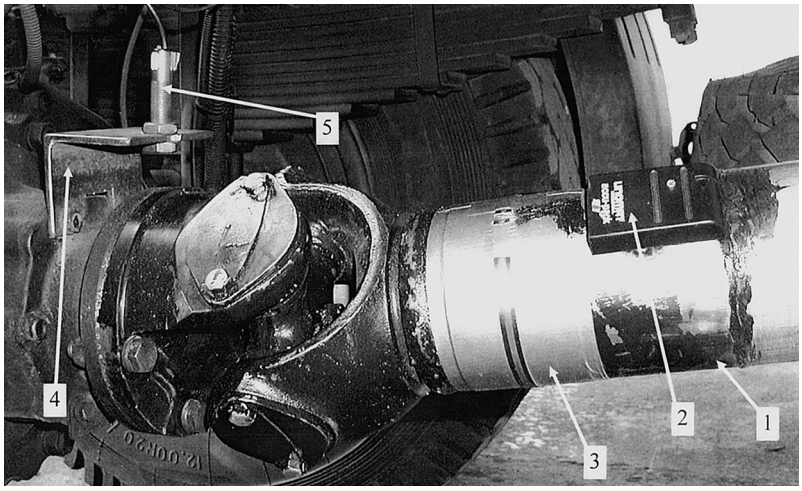


Рис. 4. Монтаж датчика частоты вращения и телеметрической системы на автомобиле:

1 — карданный вал; 2 — статор K1-R2; 3 — силовая обмотка; 4 — кронштейн крепления датчика частоты вращения; 5 — оптический датчик частоты вращения

преобразователь WK1-E, который осуществляет обработку поступающей информации и передает ее на аналоговый модуль измерительной системы "M3 INTEGRA 1".

Для определения частоты вращения карданного вала используется тахометр TAC-100 фирмы Larson Davis в комплекте с оптическим датчиком. Оптический датчик устанавливается на специально изготовленном кронштейне против торцевой поверхности фланцев ведущего моста и карданного вала (рис. 4). Кронштейн крепится к картеру моста болтами крепления крышки стакана подшипников главной передачи. На торцевой поверхности фланцев при помощи специально изготовленного приспособления, удерживаемого болтами крепления фланца карданного вала, устанавливается пластина со светоотражающей поверхностью. Сигнал с оптического датчика частоты вращения поступает на тахометр, где он обрабатывается и преобразуется в аналоговый сигнал, который далее подается на аналоговый модуль измерительной системы "M3 INTEGRA 1".

При движении автопоезда для определения номера включенной передачи в коробке передач параллельно с частотой вращения карданного вала регистрируется частота вращения вала генератора, которая прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя. Номер включенной передачи в коробке передач определяется по величине

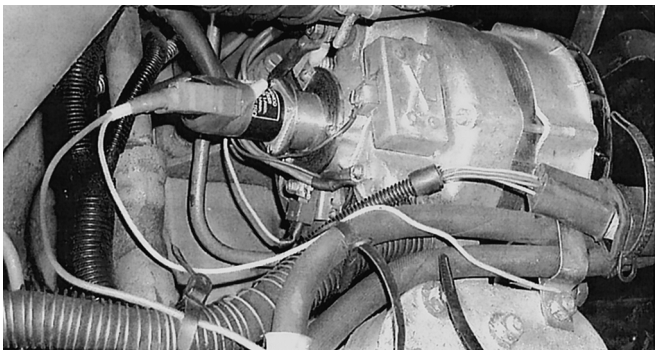
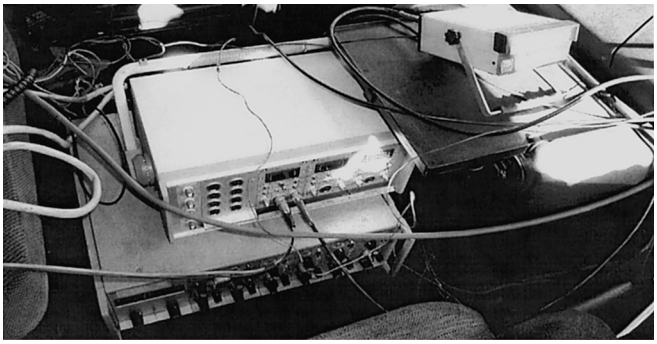
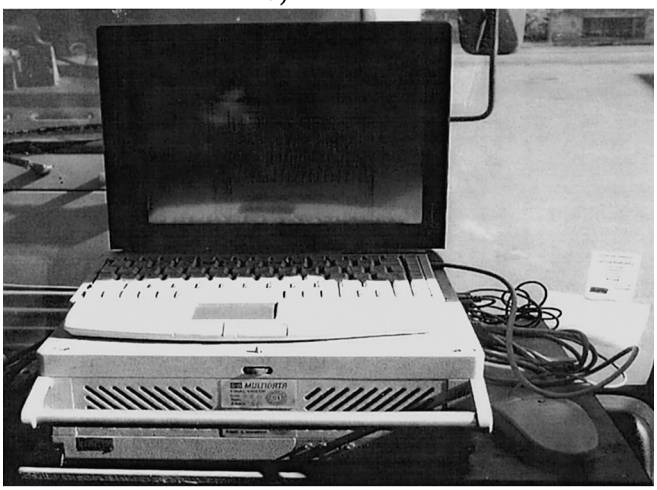


Рис. 5. Тахогенератор, установленный на генераторе автомобиля



а)



б)

Рис. 6. Измерительная система, смонтированная на автомобиле:

а — трехканальная телеметрическая система, тензоусилитель KWS-3073 и тахометр TAC-100; б — измерительная система "M3 INTEGRA 1"

передаточного отношения частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения карданного вала. Частота вращения вала генератора определяется при помощи тахогенератора MEZ K4A2, который подсоединяется к торцу ротора генератора. Монтаж тахогенератора на автомобиле представлен на рис. 5.

Все поступающие на измерительный модуль сигналы обрабатываются с помощью программного обеспечения ME5 и записываются в пользовательских единицах на встроенный винчестер системы (крутящие моменты — в ньютонах на метр, частота вращения карданного вала — в виде пиков напряжения в вольтах, частота вращения вала генератора — в минутах в минус первой степени). При этом в процессе проведения измерений все фиксируемые сигналы отображаются на жидкокристаллическом мониторе в виде графиков по времени, что позволяет постоянно контролировать как фактические изменения нагрузочного режима, так и отслеживать возможные неисправности.

Измерительная система "M3 INTEGRA 1" в комплекте с трехканальной телеметрической системой, тензоусилителем KWS-3073 и тахометром TAC-100, смонтированная на автомобиле, представлена на рис. 6.

Методика статистической обработки экспериментальных данных. Экспериментальные данные обрабатываются по следующей методике.

1) Усредненные значения крутящих моментов и скорости движения автопоезда по пробегу определяются по формуле:

$$N_{Si} = \sum_{n}^{j=1} N_{ji}/n,$$

где N_{ji} — значение j-й величины, попавшей в i-й интервал пробега (весь пройденный автопоездом путь за время заезда разбивается на равные участки по пробегу — $\Delta S = 0{,}05$ м); n — количество значений крутящего момента или скорости движения автопоезда, попавших в i-й интервал пробега.

2) На основании полученных значений N_{Si} определяются разрядные частоты по пробегу n_{Si}.

3) Частость по пробегу P_{Si} определяется как отношение разрядной частоты n_{si} к объему ряда n_s.

$$P_{Si} = n_{si}/n_s,$$

где n_{si} — разрядная частота по пробегу (число случаев, в которых наблюдалось значение разрядной величины); n_s — объем ряда: сумма всех частот ряда распределения ($n_{js} = \Sigma n_{si}$).

4) Средние значения крутящих моментов и скоростей движения автопоезда определяются по формуле:

$$\bar{X} = \frac{\Sigma X_i P_{Si}}{\Sigma P_{Si}},$$

где X_i — среднее значение крутящего момента или скорости движения автопоезда в интервале i-го ряда распределения; P_{Si} — частость разряда i-го ряда распределения.
5) Эквивалентный крутящий момент определяется по формуле:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\frac{\Sigma M_i^3 P_{Si}}{\Sigma P_{Si}}},$$

где M_i — среднее значение крутящего момента в интервале i-го ряда распределения, Н · м.

6) По значениям частоты вращения вала генератора $n_{\text{г}}$ рассчитывается частота вращения коленчатого вала двигателя $n_{\text{кв}}$ согласно формуле:

$$n_{\text{кв}} = n_{\text{г}}/U_{\text{гкв}},$$

где $n_{\text{г}}$ — частота вращения вала генератора, c^{-1}; $U_{\text{гкв}}$ — передаточное отношение от вала генератора к коленчатому валу двигателя.

7) По отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения карданного вала находится передаточное отношение в коробке передач, по которому, в свою очередь, определяется включенная передача.

8) Распределение общего пробега автопоезда γ по передачам находится по формуле:

$$\gamma = S_i/S,$$

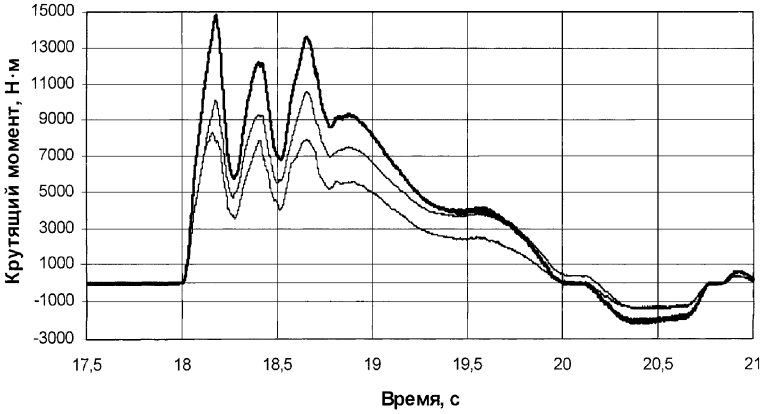


Рис. 7. Временные диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста автопоезда при "броске" сцепления на первой передаче при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин$^{-1}$

где S_i — пробег автопоезда на соответствующей передаче, м; S — общий пробег автопоезда на этапе, м.

9) Оценка стандартного отклонения определяется следующим образом:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{i}(X_1 - \bar{X})^2}\,.$$

10) Двусторонний доверительный интервал для математического ожидания находится по формуле

$$\bar{X} - \frac{t_{0,975}}{\sqrt{n}}S < m < \bar{X} + \frac{t_{0,975}}{\sqrt{n}}S,$$

где $t_{0,975}$ — квантиль распределения Стьюдента; m — математическое ожидание, оцениваемое параметром $\bar{X}$.

11) В соответствии с выбранными средствами измерения определяется погрешность измерений:

$$\delta_\Sigma = \delta_{си} + \delta_т + \delta_о + \delta_{вн},$$

где $\delta_{си}$ — погрешность выбранных средств измерений; $\delta_т$ — погрешность используемого метода; $\delta_о$ — погрешность, вносимая оператором; $\delta_{вн}$ — погрешности, обусловленные внешними воздействиями.

При помощи специализированного программного обеспечения с шагом 0,0001 с (частота опроса датчиков 1000 Гц) выполняются обработка и анализ различных тяговых режимов движения.

Результаты испытаний. В качестве примера на рис. 7 показаны полученные с помощью испытательного комплекса временные диаграммы крутящих моментов на карданном валу и полуосях ведущего моста автопоезда. Диаграммы приведены при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин$^{-1}$ и включенной первой передаче в коробке передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Захарик, Ан. М.** Экспериментальное исследование нагруженности транспортного средства [Текст] / Ан. М. Захарик, А. А. Гологуш, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, Г. Д. Мерников // Инженер-механик. — 2003. — № 4. — С. 27—32.
2. **Захарик, Ю. М.** Результаты экспериментальных исследований работы системы автоматического управления сцеплением [Текст] / Ю. М. Захарик // Инженер-механик. — 2003. — № 2. — С. 14—16.

Ключевые слова: автомобиль, крутящий момент, сигнал, система, статистика, схема, частота вращения, эксперимент.

Новые разработки фирмы MAN в области грузового автомобилестроения

Рисунки см. на 2-й полосе обложки Приложения

Кратко описаны новые разработки и модификации фирмы MAN: двигатели Евро 5, грузовые автомобили TGL и TGM, автоматизированные коробки передач, компрессорная система.

Германская фирма MAN представила представителям международной отраслевой прессы новые дизели D20 CR и D26 CR, оборудованные системами снижения токсичности отработавших газов "AGR" и "SCR". По мнению члена комитета директоров фирмы и управляющего отделения техники и сбыта эти двигатели способны соответствовать нормам Евро-5 исключительно за счет повторной циркуляции отработавших газов, регулируемой с помощью датчика "Lambda".

В отличие от концерна DaimlerChrysler фирма MAN не применяет специальный раствор AdBlue, так как создала более экологически безопасные двигатели. В системе "AGR" требуется не только повторная циркуляция отработавших газов и двухступенчатый турбонаддув, но и охлаждение наддувочного воздуха и основного притока воздуха в системе турбонаддува и высокое давление впрыскивания рабочей смеси — до 180 МПа (1800 бар).

Нормы Евро-5 достигнуты на двигателе MAN мощностью 480 л. с., оборудованном системой "AGR". На более мощных двигателях D2676 (мощность 540 л. с.) и D2868 (680 л. с.) эта норма достигнута за счет применения системы "SCR", т. е. применения катализатора и специального раствора AdBlue.

Для прессы были проведены эксплуатационные испытания тягача TGX 18440 с двигателем Евро-5, оборудованным системой "AGR". Этот тягач является типичным для дальних перевозок грузов. Технология "AGR" применяется в некоторых странах, например во Франции.

При эксплуатации автомобилей водители не ощущают разницы между двумя типами двигателей: с системой "AGR" или "SCR". Руководители автопарков сами решают, какую технологию снижения токсичности отработавших газов выбрать.

На международной выставке "IAA-2008" (г. Ганновер) фирма MAN ничего не представила нового. Тягач TGX для дальних перевозок и тягач TGS для работы на стройках, выставленный осенью 2007 г., уже получили международный почетный титул "Лучший грузовик 2008 года".

Грузовые автомобили TGL малой грузоподъемности и TGM средней грузоподъемности, впервые представленные три года назад, подверглись значительному изменению внешнего вида. Передняя часть кабин этих автомобилей была изменена подобно гамме автомобилей большой грузоподъемности, что позволило снизить сопротивление воздуха и шум ветра.

Учитывая критику клиентов за недостаток мест хранения необходимых в дороге вещей, фирма MAN усовершенствовала конструкцию кабины. Панель приборов стала ближе ориентирована к водителю. Однако панель приборов не имеет дугообразного профиля в отличие от автомобилей фирм-конкурентов. В то же время очень удобно расположены электронные системы управления, как например, регулятор скорости движения и трехступенчатый моторный тормоз. Водители, привыкшие к управлению автомобилями других фирм, довольно быстро ориентируются в кабине автомобилей фирмы MAN.

Новые автоматизированные коробки передач ZF способствуют экономии топлива. На автомобилях малой грузоподъемности монтируются шестиступенчатые коробки передач, на автомобилях средней грузоподъемности — девятиступенчатые, на автомобилях большой грузоподъемности — 12-ступенчатые.

На специально разработанной для фирмы MAN коробке передач "Tip Matic" переключение происходит в исключительно автоматическом режиме. В частности, водители, чья манера вождения является неэкономичной, вынуждены экономить топливо, так как коробка передач не реагирует на резкий маневр, увеличивающий расход топлива. По отдельному заказу может быть установлена профессиональная модификация коробки передач "Tip Matic" с возможностью как автоматического, так и ручного управления.

Во время испытаний тягачей TGS 18.540 и TGX 18.680 на второстепенных дорогах и пересеченной местности автоматизированная коробка передач функционировала удовлетворительно.

Наряду с новой автоматизированной коробкой передач новая компрессорная система под названием "LUKA", установленная на тягаче TGX 18.440, позволяет снизить расход топлива на 0,5 л/100 км при работе на дальних рейсах. В отличие от обычных компрессоров система "LUKA" немедленно отключает сцепление при достижении необходимого давления в резервуарах сжатого воздуха.

Другими преимуществами новой системы "LUKA" являются: увеличенный срок службы, снижение уровня шума, уменьшение выбросов масла в системе торможения.

Фирма MAN устанавливает на своих автомобилях несколько электронных систем безопасности движения: систему поддержания курсовой устойчивости автомобиля ESP, систему соблюдения безопасного расстояния LGS (Lane Guard System) и систему контроля скорости и расстояния, регулируемого радаром ACC (Adaptive Cruise Control). Последняя система является новой и позволяет значительно снизить риск ДТП, типичный для грузового автотранспорта при правом повороте на регулируемом перекрестке, исключая наезд на случайного велосипедиста.

Все перечисленные нововведения повышают цену на автомобили в среднем на 3,3 %. Этот показатель может меняться в зависимости от цен на топливо, сталь и конъюнктуры автомобильного рынка.

Ключевые слова: дизели, экология, безопасность движения.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2008. — № 9. ***Б. И. Буров)***

ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

Н.В. Гусаков, Б.В. Кисуленко

2008. – 272 с.: ил. ISBN: 978-5-217-03447-5

Цена 440 р. с НДС

Словарь-справочник содержит более 2000 терминов, большинство из которых применяется при подготовке и выполнении процедур одобрения типа транспортного средства и подтверждения соответствия компонентов транспортных средств требованиям нормативно-технических документов. В ряде случаев для более глубокого понимания этих терминов приводятся определения общетехнических терминов, лежащих в основе специальной терминологии.

Предназначен для специалистов в области оценки соответствия колесных транспортных средств и их компонентов, а также для студентов и аспирантов, обучающихся по специальностям и направлениям автомобилестроения, автомобильного транспорта и смежных с ними областей.

Словарь-справочник может быть полезен сотрудникам органов контроля и надзора за безопасностью дорожного движения, а также работникам органов таможни, по роду своей профессиональной деятельности связанным с продукцией автомобилестроения.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

Инструменты моделирования в процессах создания электрооборудования автомобиля

В. Н. Козловский.
Р. А. Малеев
канд-ты техн. наук

Рассматривается становление отечественных систем автоматизированного проектирования и обзор современных инструментов моделирования электрооборудования автомобилей и процессов проектирования и производства.

В автомобильной промышленности давно работают системы автоматизированного проектирования таких узлов и агрегатов автомобиля как двигатель, кузов, рама, подвески и прочее. Эти задачи решают САПР, имеющие графику 3D и обеспечивающие разработку и выпуск машиностроительных чертежей, а также подготовку программ для станков с ЧПУ. Однако САПР, комплексно решающих задачу проектирования электрооборудования, в СССР до 1986 г. не существовало. Известны лишь САПР чертежей жгутов автомобильной электропроводки, которые основаны, в частности, на универсальной системе проектирования AutoCAD, используемой для решения задач в машиностроении и ориентированной на персональные компьютеры [1].

Начиная с 1986 г. в НПО "Автоэлектроника" ведется разработка комплекса программ автоматизированного функционального моделирования системы электрооборудования автомобиля. Сначала его предназначали для автоматизации процесса проектирования подсистем электроснабжения и пуска. После того как первая версия комплекса была разработана и внедрена, выявилась возможность распространить концепцию проектирования и на другие подсистемы, в частности системы стеклоочистки, зажигания и освещения.

Комплекс позволяет еще на стадии составления технических требований на изделия электрооборудования учесть влияние каждой из подсистем электрооборудования на другие подсистемы. Это открывает возможность реализации идей комплексной оптимизации электрооборудования автомобиля.

В основу комплекса положен подход к проектированию сложных систем, состоящий из трех базовых элементов: имитационного моделирования эксплуатации системы; аналогового проектирования с возможностью синтеза новых изделий; проектирования «сверху вниз» [2].

С 1993 г. в КБ электрооборудования грузовых автомобилей АМО ЗИЛ работает САПР ЭА. В САПР ЭА входят три основные подсистемы: графическая, аналитическая и расчетная. В качестве базы первой из них использована интерактивная универсальная система проектирования плоскостных символьных схем, использующая для разработки соответствующих графических документов базы данных элементов электрических схем и чертежей жгутов, а также базы данных по изделиям электрооборудования, базы стандартных текстов, базы проектных решений.

Вторая из подсистем, аналитическая, базируется на комплексе прикладных программ, позволяющих проводить автоматизированный анализ графических документов с выводом грубых ошибок проектирования и получением дополнительной информации.

Третья подсистема, расчетная, базируется на программных компонентах, позволяющих проводить специализированные расчеты, стандартизированные в отрасли. К ним, в частности, относятся расчет баланса электроэнергии, сечений проводов, расчет падений напряжений в цепях, моделирование систем.

На сегодняшний день также известен САПР НПО "Автоэлектроника", позволяющая проектировать электромагнитные устройства на основе математических моделей в виде схем замещения.

Существуют пакеты прикладных программ (ППП) и системы моделирования, такие как ППП "Ирис", которые решают часть задач САПР, но при этом, имея гибкие программные структуры, позволяют использовать их совместно с другими ППП или системами моделирования. На рынке программного обеспечения для схемотехнического проектирования и разработки печатных плат радиоэлектронных устройств на платформе персонального компьютера эффективно работают фирмы Aplac, Micro Nation Software, MicroSim, OrCAD, Viewlogic, Multisim, Protel International, Consistent Software, Аскон.

APLAC — универсальная система для анализа нелинейных схем и электромагнитного моделирования. Она была первоначально создана проф. Марти Валтоненом. В течение 1988—1998 гг. система APLAC была совместно разработана лабораторией теории цепей Технологического университета (Хельсинки) и исследовательским центром Nokia.

Главные типы анализа — анализ по постоянному (DC), переменному (AC) значению тока (напряжения) входного сигнала, анализ линейного и нелинейного шума, переходного процесса и тепловая обратная связь. Анализ Монте-Карло доступен во всех основных

режимах анализа, как и анализ чувствительности в DC и AC режимах. Система APLAC также включает непостоянную блочную систему для моделирования и проектирования аналоговых и цифровых систем связи, а также электромагнитное моделирующее устройство для решения трехмерных задач поля.

Разработкой фирмы Micro Nation Software является программный продукт CircSolver. Программа дает возможность для исследования электрических схем, имеющих в своем составе только реактивные компоненты, при постоянном значении входного сигнала. В рабочей зоне программы из отдельных элементов выстраивается электрическая схема устройства, указываются точки подключения измерительных приборов. Исследование работы схемы осуществляется с использованием осциллограмм. Уникальным инструментом в рассматриваемом продукте является возможность получения аналитического выражения зависимости выходного сигнала от времени работы схемы.

Фирма Multisim является производителем интегрированного пакета программ Electronic WorkBench, который позволяет анализировать работу электронных схем (цифровых и аналоговых) при постоянном и переменном значении входного сигнала и имеет в своем составе обширные библиотеки компонентов, включающие генераторы сигналов, осциллографы, тестеры, большое количество полупроводниковых приборов и микросхем разных фирм. В рабочем окне программы производится построение схемы электронного устройства из компонентов библиотек. После построения модели осуществляется ее запуск в работу. Программа позволяет одновременно исследовать характеристики работы нескольких элементов электронной схемы с учетом их температурных режимов работы, отклонений номинальных значений параметров. Результаты исследований представляются в виде осциллограмм и таблиц. Программа Electronic WorkBench имеет возможность для экспорта электронных схем в программы трассировки, а таблиц результатов моделирования в математический пакет MathCAD или в электронные таблицы Microsoft Excel.

Фирмой OrCAD создан программный продукт OrCAD Express, предназначенный для проектирования цифровых устройств на основе интегральных микросхем программируемой логики. Он позволяет выполнять схемотехнический ввод проекта на основе библиотечных элементов, синтез и моделирование устройств. Программный продукт OrCAD Express поддерживает разработку программируемой логики PLD, FPGA и CPLD производителей Lucent, Xilinx, Actel, Altera, Lattice, Vantis. В его состав входят библиотеки и интерфейсы к трассировщикам перечисленных выше фирм. Кроме того, программа OrCAD Express позволяет импортировать и экспортировать схемы из других САПР.

Программа моделирования Protel является разработкой австралийской фирмы Protel International. В ней обеспечивается возможность применения математических моделей компонентов программ PSpice, CircuitMaker, Electronics Workbench, Micro-Cap. Программа Protel производит расчеты режима по постоянному току, переходных процессов и спектров сигналов, частотных характеристик и спектральных плотностей внутреннего шума, передаточных функций по постоянному току, выполняет многовариантный анализ при изменении любых параметров схемы и температуры и статистический анализ по методу Монте-Карло.

Производителем САПР ElectricCS является фирма Consistent Software. ElectricCS — это программа проектирования электрических схем изделий на предприятиях машиностроительной отрасли. Программа предназначена для выполнения схемотехнической части проекта и связанных с ней документов. С помощью этой программы можно создавать принципиальные схемы, схемы подключений, перечень элементов и таблицы соединений, а также получать практически любые документы для заказов оборудования, монтажа, таблицы внешних соединений и статистические данные.

САПР КОМПАС-Электрик В9 Std, разработанная фирмой Аскон, предназначена для автоматизации проектирования и выпуска полного комплекта документа на электрооборудование объектов производства. В качестве объектов производства могут выступать любые объекты, в которых для выполнения электрических связей используется проводной монтаж, низковольтные комплексные устройства, системы релейной защиты и автоматики, автоматизированные системы управления технологических процессов.

Для создания и доводки новых элементов системы электрооборудования (с повышенной степенью новизны — более 60 %) Научно-исследовательской лабораторией двигателестроения (НИЛД) совместно с Рыбинской государственной авиационной технологической академией была разработана методика априорного математического моделирования. В области автомобильного электрооборудования необходимо отметить созданный на основе методологии априорного математического моделирования проект полисетевой бесконтактной генераторной установки [3].

Кроме того, в настоящее время существуют математические приложения, способные решить задачу моделирования технического устройства любой сложности. Среди этого многообразия выделяются мощные интегрированные системы: математические — Maple, MathCAD, техническая — MathLab, инструментальная — Stratum.

Maple — типичная интегрированная система. Это означает, что она объединяет в себе ориентированный на сложные математические расчеты язык программирования (и он же входной язык для интерактивного общения с системой), редактор для подготовки и редактирования документов и программ, математически ориентированный входной язык общения и язык программирования, современный многооконный пользовательский интерфейс с возможностью работы в диалоговом режиме, справочную систему, ядро алгоритмов и правил преобразования математических выражений, программные численные и символьный процессоры с системой диагностики, библиотеки встроенных и дополнительных функций, пакеты расширений и применений системы, справочную систему.

Широкую известность еще в середине 80-х годов приобрели интегрированные системы для автоматизации математических расчетов класса MathCAD, разработанные фирмой MathSoft (США). По сей день они остаются единственным математическими системами, в которых описание решения математических задач дается с помощью привычных математических форму и знаков. Такой же вид имеют и результаты вычислений. Система позволяет выполнять как численные, так и аналитические вы-

числения, имеет чрезвычайно удобный математико-ориентированный интерфейс и средства графики.

Самостоятельным приложением, включенным в систему MathCAD, является MathConnex. Впервые примененное в системе MathCAD 7.0 PRO оно выполняет две функции: служит для интеграции различных приложений с системой MathCAD и обеспечения их совместной работы с использованием объектных связей OLE2, выполняет функции имитационного моделирования моделей, представленных типовыми блоками в виде функциональной схемы.

Система MathLab (матричная лаборатория) была разработана С. Молером и с конца 70-х годов широко использовалась на больших ЭВМ. В начале 80-х годов специалист фирмы MathWorks Inc. (США, г. Нейтик, штат Массачусетс) Дж. Литл разработал версию системы PC MathLab для ПК класса IBM PC, VAX и Macintosh как язык программирования высокого уровня для технических вычислений. MathLab — интерактивная система для выполнения инженерных и научных расчетов, ориентированная на работу с массивами данных. Система использует математический сопроцессор и допускает возможность обращения к программам, написанным на языках FORTRAN, C, C++ [5]. Основным объектом системы MathLab является числовой массив, который допускает комплексные элементы и ввод матриц без явного указания их размеров.

Современные версии системы MathLab поставляются вместе с пакетом расширения Simulink, предназначенным для моделирования динамических систем, модели которых составляются из отдельных блоков (компонентов).

С системой MathLab могут интегрироваться математические системы MathCAD, Maple и Mathematica.

Производителем инструментальной системы Stratum является фирма Translayer Technologies Ltd. Система представляет собой средство быстрой разработки и моделирования систем, имитационного и математического моделирования с использованием визуального и объектно-ориентированного проектирования. Эффективное применение среды Stratum возможно в таких областях, как автоматизированные системы управления, системы управления натурными объектами и технологическими процессами, анализ бизнес-процессов, планирование, принятие тактических и стратегических решений, построение и управление виртуальным миром, мультимедиа приложения.

Говоря о новейших инструментах моделирования сложных систем, нельзя обойти такие комплексы, как моделирование и анализ бизнес-процессов. Поскольку процессы проектирования и производства непосредственно представляют собой деятельность по созданию технического объекта, а это ключевая часть единой процессной модели организации, то от того, как организована процессная модель организации, какова ее эффективность, на основе каких методов она реализована, в конечном счете, зависят качество и надежность продукта организации.

Лидирующие позиции на мировом рынке в классе средств моделирования и анализа процессов занимает германская фирма IDS Prof. Scheer [6]. Она является разработчиком методологии ARIS (Architecture of Integrated Information Systems) и одноименной инструментальной среды.

Любая организация в ARIS рассматривается с четырех точек зрения: организационной структуры, функциональной структуры, структуры данных, структуры процессов.

В ARIS реализован модуль имитационного моделирования Simulation. Он используется в тех случаях, когда необходимо проанализировать поведение во времени разработанных моделей бизнес-процессов. Цель динамического моделирования — определение узких мест в реализации процессов (несогласованность параллельно выполняемых процессов, недостаточно ресурсов для эффективного выполнения процессов и т. д.). Возможно проведение динамического эксперимента с использованием ARIS-прогона процессов во времени при заданных характеристиках.

Таким образом, сегодняшний день обозначен качественным ростом цифровых вычислительных систем, и наиболее перспективными методами исследования и проектирования являются методы компьютерного моделирования. С помощью средств компьютерного моделирования посредством математического аппарата и логики можно в короткие сроки построить сложные виртуальные модели, работающие в реальном масштабе времени, адекватно физическим моделям, но при этом стоящие значительно меньше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Казаков, А. И.** Автоматизированное проектирование электрооборудования [Текст] / А. И. Казаков, Н. П. Любченко // Автомобильная промышленность. — 1993. — № 8. — С. 25.
2. **Анисимов, В. М.** Автомобильные стартеры и генераторы. Состояние и перспективы развития [Текст] / В. М. Анисимов, А. И. Скороспешкин, П. Ю. Грачев, В. Р. Тарановский // Автомобильная промышленность. — 1995. — № 11. — С. 9.
3. **Курочкин, А. Г.** Полисетевая (14 В/80 А, 42 В/20 А) бесконтактная генераторная установка для автомобилей ВАЗ [Текст] / А. Г. Курочкин. // Автотракторное электрооборудование. — 2001. — № 3—4. — С. 24.
4. **Дьяконов, В.** Maple 7: учебный курс [Текст] / В. Дьяконов. — СПб., 2002. — 672 с.
5. **Дьяконов, В.** MathLab. Анализ, идентификация и моделирование систем [Текст] / В. Дьяконов, В. Круглов. — СПб., 2002. — 448 с.
6. **Дубина, О.** ARIS — некоторые аспекты использования: Техническая конференция "Корпоративные базы данных-2008" [Текст] / О. Дубина. Москва. www.bankir.ru.

Ключевые слова: моделирование, электрооборудование автомобилей.

Contents

2 **UDC 629.33**
Truck KAMAZ 5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Continuation)

6 **UDC 621.433.144**
Antipov Yu. A., Barsky I. A., Vallejo Maldonado P. R., Shatalov I. K. Adiabatic Diesel for automobile
Decrease of heat exchange of Diesel engine to zero (adiabatic Diesel) and application of turbopiston scheme increased output and efficiency by 5—8 %.

LITERATURE
1. **Portnov, D. A.** High rotational lurbopiston engines with compression ignition. M.: Mashgiz, 1963. 630 p.
2. **Grigoriev, M. A. and others.** Maintenance vehicle engines quality. M ОЗЛ Publishing House of slandarts; 1998. 630 p.
3. **Maskeiley, Ju.** Coniemproraty efficient vehicle. M.: Mashinostroenie. 1987. 320 p.

Keywords: vehicle, diesel, cooling system, adiabatic.

8 **UDC 629.113-585**
Zakharik An. M., Vikhrenko D. V., Zakharik Al. M., MAZ. Complex method of creation of transmissions UNITS

The complex method of decrease dynamic loading, the expense of fuel, weight, cost, and also increase of durability, dynamic properties and unification of transmission units of vehicles is resulted. Models of units are developed and algorithms of optimisation of transmission parametres are considered. Influence of a configuration of model, modes of movement the car, structure of transfer of the traction moment and resonant parametres on criterion of optimisation is revealed.

LITERATURE
1. **Zakharik, Al. M.** Power units of all-wheel drive cars of the Minsk car factory / A. M. Zakharik, J. M. Zakharik // Lorry. — 2006. — N 12. — P. 33—37.
2. **Zakharik, An. M.** Algoritmy of optimisation of parametres dynamic loading of long vehicle transmissions / An. M. Zakharik, Al. M. Zakharik, J. M. Zakharik, A. A. Gologush // Motor industry. — 2005. — N 11. — P. 35—36.
3. **Zakharik, An. M.** Optimizatsija of parametres of long vehicle power units / An. M. Zakharik, Al. M. Zakharik, J. M. Zakharik, A. A. Gologush // Technics. Economy. Organisation. — 2005. — N 3. — P. 28—29.

Keywords: vehicle, fluctuations, wheel transfer, model, method, reducer, frequencies.

15 *Markov V. A. — D. Sc. (Eng.), professor of "Heat Physics" department of the Bauman Moscow State Technical University. Devyanin S. N. — D. Sc. (Eng.), head of "Tractors and Automobiles)) department of the Moscow State University for Agriculture and Engineering n.a. V. P. Goryachkin. Zenin A. A. — Post-graduate of "Piston Engines" department of the Bauman Moscow State Technical University.* Method of Improvement of Spraying Processes and Mixture-formation Processes in Transport Diesel

Design of injector sprayers ensuring mixture formation processes improvement is presented. Experiments on D-245.12C diesel engine alternatively equipped with experimental and mass produced injector sprayers and operated on diesel fuel and 80 % diesel fuel and 20 % rapeseed oil mixture have been carried out. The possibility of exhaust gases toxic characteristics improvement using the diesel engine equipped with experimental injector sprayers and operated on 80 % diesel fuel and 20 % rapeseed oil mixture is demonstrated.

Keywords: diesel engine, fuel air mixture formation process, injector, sprayer, diesel fuel, rapeseed oil.

30 **UDC 629.113-585**

Zakharik J. M., Doctor of science, Zakharik An. M., Doctor of philosophy, Zakharik Al. M., Doctor of philosophy, Vikhrenko D. V., eng., MAZ. Forecasting of durability of toothwheels on the basis of final elements method

The analysis of modern methods of research of tooth gearings is carried out. The method of creation of tothwheels models, based on process reproduction toothmaking is stated. Developed method allows to estimate influences of parametres of gearing on durability toothwheel. Advantages of the created method in comparison with existing methods are shown.

LITERATURE

1. **Tooth** gearings: Directory / E. G. Ginzburg [etc.]; Under tot. editor E. G. Ginzburg. — L.: Mechanical engineering, 1980. — 416 with.
2. **Modelling** on the COMPUTER of tothwheels of transmissions cars unite / J. M. Zakharik [etc.] // Motor industry. — 2005. — N 7. — P. 29—31.
3. **Plakhtin V. D.** Analiz of gearing of cylindrical wheels with arch teeths / V. D. Plakhtin, A. P. Davidov, A. N. Parshin // Mechanical engineering Bulletin. — 2006. — N 11. — P. 3—7.
4. **Cylindrical** evolvente tooth gearings of external gearing. Geometry calculation: Directory M.: Mechanical engineering, 1974. — 160 p.
5. **Transfers** gear cylindrical evolvental external gearing. Calculation on durability. GOST 21354—87. — It is entered 01.01.89. — M.: Standards Publishing, 1988. — 128 p.
6. **Tcitovich, I. S.** Transmission of cars / I. S. Tcitovich, I. V. Kanonic, V. A. Vavulo. — Minsk: Science and technics, 1979. — 256 p.
7. **Cars:** Design, designing and calculation. Transmission / A. I. Grishkevich [etc.]; Under editor of A. I. Grishkevich. — Minsk: Higher school, 1985. — 240 p.

Keywords: automobile technics, algorithm, analysis, durability, tooth gearing, research, method, model, estimation, forecasting, transmission.

35 *Nazarov A. D., professor, Ph. D.* Real and theoretical values of mass and of geometric parameters of crankshaft's counterweights and reasons for difficulties of its balancing

For V-8 engines with displacements of 6 and 7 liters, real values of mass and geometric parameters are less than theoretical values. These parameters of the first counterweight are larger than of the last one, which causes additional design unbalance. These factors make balancing of engine and assembled engine more difficult or even make balancing impossible. To perform balancing task it is required that real mass and geometric values of counterweights were the same or larger than theoretical values. It is also required to remove above mentioned design unbalance.

LITERATURE

1. **Nazarov, A. D.** Increasing of longevity and improving of vibration and acoustic parameters of the engines // Vestnik mashinostroeniya, 2002. — N 7. — P. 7—11. 2. **Nazarov, A. D.** Unbalances of auto and tractor engines: determination and standardization. — Moscow: Mashinostroenie, 1992. — 272 p.

Keywords: balancing, counterweights, crankshaft, mass and geometric parameters.

42 **UDC 629.113-585**

Zakharik An. M., Zakharik J. M., Vikhrenko D. V., Zakharik Al. M., MAZ. Theoretical aspects of simplification of transmissions models

The method of simplification of models of units of transmissions is proved. The method allows to reduce considerably the size of settlement model and simultaneously does not suppose essential distortion of a frequency picture of own fluctuations of transmissions units. On an example of long vehicle MAZ 5440 ways of simplification of model are shown. The details essentially changing in large quantities-inertial both elastic characteristics of units and accordingly making considerable impact on a frequency range and the forms of fluctuations are revealed.

LITERATURE

1. **Rukteshel O. S.** Matematical of a basis of modelling dynamics of vehicle transmission / O. S. Rukteshel, Al. M. Zakharik, An. M. Zakharik, J. M. Zakharik, C. B. Hussarov // Bulletin BNTU. — 2003. — N 6. — P. 48—54.
2. **Zakharik J. M.** Program a complex and algorithm of modelling of transients in executive mechanisms / J. M. Zakharik, O. S. Rukteshel, A. P. Pakomsin, V. V. Korsakov, A. M. Zakharik // Motor industry. — 2004. N 1. — P. 34—36.

Keywords: long vehicle, fluctuations, wheel transfer, model, method, axle, suspension, reducer, frequencies.

45 *Reizina G. N., Mikulik T. N.* Computer conception of active secure drive on transport

The paper contains analysis of practicable experimantal work physiologist condition of driver on the wheel tractor. Have been proposed the factors of physiologist condition during the work of traktor. Analytic dependence with allow for predicting feel of driver on vibrations are received. The paper considers an expediency introdurtion of diagnostically. The result of system modeling is given in the paper.

47 **UDC 629.113-585**

Zakharik An. M., Doctor of philosophy, MAZ. Stand for tests of car units and systems

Program and technique of stand tests are stated. Stand equipment for tests of car units and systems is resulted. Controling and measuring complexes of stand are described. Results of experimental researches are considered.

LITERATURE

1. **Zakharik J. M.** Results of experimental researches of job clutch automatic control system / J. M. Zakharik //Mechanical engineer. — 2003. — N 2. — P. 14—16.

Keywords: car, unit, research, technique, object, equipment, program, processor, mode, system, stand.

52 **UDC 629.113-585**

Zakharik An. M., Doctor of philosophy. Test complex for experimental researches loading of car units

The equipment and measuring apparatuses of a test complex for an estimation loading units of cars is considered. Features of interaction of elements of a test complex are shown. The technique of statistical processing of the received experimental data is described. Results of experimental researches are shown.

LITERATURE

1. **Zajharik An. M.** Experimental research of vehicle loading / An. M. Zakharik, A. A. Gologush, Al. M. Zakharik, J. M. Zakharik, G. D. Mernikov // Mechanical engineer. − 2003. — N 4. — P. 27—32.
2. Zakharik J. M. Results of experimental researches of job of clutch automatic control system / J. M. Zakharik // Mechanical engineer, — 2003. — N 2. — P. 14—16.

Keywords: car, torque moment, signal, system, statistics, scheme, frequency of rotation, experiment.

57 *New* the company MAN achievements in truck industry

Shortly described new achievements and modifications of the company "MAN": diesel engines Euro 5, trucks TGL and TGM, automatic gearboxes, clutch-compressor system.

Keywords: diesel engines, ecology, road security.

59 *Kozlowski V., Maleev R. candidates of technical sciences.* Instruments of modeling in processes of making an electroequipment of car

In the article is conduct analysis domestic computer aided design systems and review of modern instruments of modeling of electroequipping the cars and processes of designing and productions.

Keywords: modeling, electroequipping the cars.

LITERATURE

1. **Kozakov A., Lybchenko N.** Computer aided design of electroequipment and its elements // Car industry. — 1993. — № 8. — P. 25.
2. **Anisimov V., Scorospeshcin A., Grachev P., Taranovsky V., Kudoyrov V**. Car starters and generators. Condition and prospect of development // Car industry. — 1995. — № 11. — P. 9.
3. **Kurochkin A.** Polynetwork (14V/80A, 42V/20A) noncontact generator installation for cars of VAZ // Car electroequipment. — 2001. — № 3—4. — P. 24.
4. **Dykonov V.** Maple 7: scholastic course. — Saint Petersburg, 2002. — 672 p.
5. **Dykonov V., Kruglov. V.** Matlab. Analysis an identification and modeling systems. — Saint Petersburg, 2002. — 448 p.
6. **Dubina O.** ARIS-some aspects of use // Technical conference "Corporative data bases-2008". Moscow, Source: Banker.Ru

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *М. Г. Джавадян*

Сдано в набор 20.01.2009. Подписано в печать 04.03.2009. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 7,84. Уч.-изд. л. 8,99. Заказ 124.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15