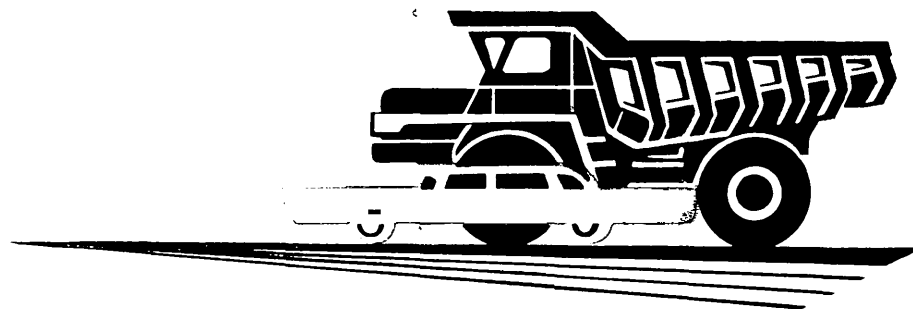


7

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1976

7



СОДЕРЖАНИЕ

Е. А. Устинов, Н. П. Матвеев — Стахановское движение в автомобильной промышленности	1
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
А. Я. Тарасов, Ю. В. Тихонов, В. В. Баганов — Экспериментальное исследование влияния крутильных колебаний коленчатого вала на поломки деталей двигателя	3
М. А. Григорьев, В. М. Павлиский, В. В. Карпенко, Ю. М. Рогозин — Влияние конструктивных особенностей систем смазки на надежность двигателя	5
С. Ф. Гребенников, Б. П. Бусыгин, В. П. Старовойтов, А. М. Лапшин — Униполярная электромагнитная муфта в стенде для испытания стартеров	8
А. П. Недялков, А. С. Уголев — Влияние силовых, кинематических и конструктивных параметров коробок передач на их весовые показатели	10
М. А. Андронов, Ю. С. Чухустов, Н. В. Тимофеева, И. В. Наумов — Оптимизация параметров передней обзорности на этапах доводки автомобиля	12
А. Г. Сергеев — Прогнозирование технического состояния автомобиля по результатам диагностики	13
И. В. Смирнов, А. В. Чанков, П. И. Присяжный — Перспективный городской автобус	15
А. М. Голомидов — О компоновочной схеме автомобиля-фургона для внутригородских перевозок	17
Г. М. Багров — Анализ конструкции кабины грузового автомобиля	18
Б. А. Афанасьев, В. В. Кашин, В. С. Цыбин — Определение напряженности в элементах пластмассовых несущих кузовов	20
Ю. Ю. Беленький, Г. Н. Никишкина, А. И. Петрович — О проектном расчете рессор на долговечность	22
А. П. Солтус, В. В. Редниц — О стабилизирующем моменте шины	23
В. Т. Авершин, В. И. Быков, В. П. Костенко, В. В. Лазарев, В. В. Московкин, С. А. Шуклин, И. Л. Юрин — Влияние поддержания неодинаковых давлений в шинах на технические показатели четырехосного автомобиля с заблокированным бортовым приводом	25
И. Т. Маслов — Расчет нелинейной подвески сиденья автомобиля при случайных возмущениях	27
ТЕХНОЛОГИЯ	
Ф. М. Кивман, Н. Л. Соколов, А. М. Смуров — Прогрессивные технологические процессы в кузнечно-штамповочном производстве	29
Ф. К. Лебедев, В. Т. Фонов — Влияние микрогеометрии поверхности валов на износ пластмассовых подшипников	31
И. Х. Чеповецкий, Ю. В. Безолюк, В. Л. Стрижаков — Плосковершинное алмазное хонингование гильз и цилиндров двигателей	32
В. И. Оленев, Ф. М. Шипунов, А. П. Новиков — Технология ремонта алюминиевых радиаторов	34
А. А. Грудин, Ю. С. Богомоллов, В. А. Огородников, Е. Н. Бурштейн — Вытяжка корпуса фары мопеда «Рига-4»	35
ИНФОРМАЦИЯ	
Н. Я. Лирман — Первый отечественный междугородный автобус	37
А. С. Кичжи, Н. Д. Мазалов, В. С. Рымар — Развитие конструкций тормозов-замедлителей грузовых автомобилей и автобусов за рубежом	38
А. К. Бадюля — Пакетные и контейнерные перевозки автомобильных шин за рубежом	41
Н. П. Ковалев — Вторая международная выставка «Интероргтехника—75»	42
Новости в технологии машиностроения за рубежом	43
КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ	
И. Б. Гурвич, П. Э. Сыркин, А. И. Матвеев, Л. А. Захаров — Рецензия на книгу И. Я. Райкова «Испытания двигателей внутреннего сгорания». М., «Высшая школа», 1975	44
Рефераты статей	46

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГЯН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

К. М. Атоян, И. В. Балабин, Е. А. Башинджагян, В. М. Бусаров, А. В. Бугузов, Н. А. Бухарин, М. А. Григорьев, Ю. А. Еченстов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Н. А. Матвеев, Д. Д. Мельман, А. А. Невелев, Ю. М. Немцов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, Г. А. Смирнов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427.
Тел. 228-48-62 и 298-89-18

Технический редактор **Л. П. Гордеева**

Корректор **В. А. Воробьева**

Сдано в набор 7/V 1976 г.

Подписано в печать 18/VI 1976 г.

Т-12132

Усл. печ. л. 9,0 Уч. изд. л. 9,8

Формат 60X90/8

Тираж 12591 экз. Заказ 1726

Издательство «Машиностроение». 107885, Москва, Б-78 1-й Басманный пер., 3.
Гипография изд-ва «Московская правда». Потановский пер., 3

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7
ИЮЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1976

Год издания XLII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113:658.387

Стахановское движение в автомобильной промышленности

Е. А. УСТИНОВ, Н. П. МАТБЕЕВ

Министерство автомобильной промышленности

В 1975 г. советский народ отметил 40-летие стахановского движения. Стахановское движение, высший для того времени этап социалистического соревнования, возникло в период второй пятилетки, основной хозяйственной задачей которой было завершение технической реконструкции всего народного хозяйства. Главное условие выполнения этой задачи заключалось в освоении новой техники.

Техническая реконструкция создала производственную основу для неуклонного повышения производительности труда, способствовала подъему творческой деятельности масс. Коммунистическая партия поддерживала и направляла трудовой энтузиазм и инициативу трудящихся. Энтузиазм и творчество трудящихся нашли свое проявление в развитии массового социалистического соревнования, направленного на овладение новой техникой, на внедрение прогрессивных методов труда. Закономерным следствием этого явилось возникновение стахановского движения. Первый шаг в высокопроизводительном использовании техники, в коренной ломке устаревших норм сделал донецкий шахтер А. Г. Стаханов, добывший отбойным молотком 102 т угля, выполнив 14 сменных норм. Этот рекорд положил начало историческому движению рабочих и колхозников нашей страны.

20 сентября 1935 г. через 20 дней после легендарного рекорда А. Г. Стаханова газета «Правда» назвала имя его последователя, кузнеца Горьковского автозавода Александра Бусыгина. А. Х. Бусыгин по-новаторски отнесся к своему делу, внимательно изучил его. Освоив технологию выковки коленчатых валов, А. Х. Бусыгин устранил неравномерность загрузки печей и задержку в подаче заготовок, намного увеличил производительность труда. Он научил экономить каждую минуту рабочего времени и эффективно использовать технику.

11 сентября 1935 г. бригада А. Х. Бусыгина отковала за смену 966 коленчатых валов при норме 685. Это было рекордом. Впоследствии выработка была поднята до 1146 валов в смену, а через год — до 1657 валов. А. Х. Бусыгин не остановился на достигнутом, стал искать новые резервы в производстве.

предложил реконструировать нагревательные печи и упростить ряд операций на молоте. Он более рационально использовал труд кузнецов, нашел верную схему расстановки рабочих. Были перекрыты не только отечественные, но и зарубежные нормы выработки.

Горьковский автозавод не случайно стал инициатором стахановского движения в машиностроении. Первенец первой пятилетки Горьковский автозавод, освоивший массово-поточное производство, обладал новейшей техникой, требовавшей от рабочих и инженерно-технических работников постоянного совершенствования технических знаний. Последователями А. Х. Бусыгина на Горьковском автозаводе стали кузнецы С. А. Фаустов и Ф. К. Великжанин. С. А. Фаустов сумел довести ежедневную выработку коленчатых валов до 1850 при новой норме 1100, а шестерен — до 3000 при норме 1200.

Стахановское движение распространилось в других цехах Горьковского автозавода. В цехе двигателей расточницы А. Генералова и А. Стрюкова вдвое перевыполняли нормы при обработке клапанов. В прессовом цехе бригада И. Л. Лышнова собирала в смену вдвое больше, чем по норме, рам грузового автомобиля. Число стахановцев быстро росло: если в октябре 1935 г. их было на заводе 258, то через год стало 4025. Горьковские автозаводцы явились инициаторами починя за широкий обмен опытом работы новаторов, передовых бригад, цехов, заводов.

По всей стране росло и ширилось массовое стахановское движение, движение за овладение техникой. Рабочие применяли передовые методы и добивались выдающихся результатов.

Передовые кузнецы-штамповщики Московского автозавода Ф. И. Хромиллин и В. А. Бобков, успешно соревнуясь с горьковскими автозаводцами, более чем на 60% перекрыли зарубежные нормы. На заводе возникло и распространилось передовое движение инженерно-технических работников по созданию комплексных бригад, изучавших методы стахановцев, помогавших им внедрять достижения стахановцев. Передовое движение ширилось на заводе. В конце сентября 1935 г. на за-

воде было 16 новаторов-стахановцев, а к 1 ноября их стало 941.

На Первом государственном подшипниковом заводе в Москве ведущую роль в развитии стахановского движения сыграли передовики кузнечного цеха. В числе стахановцев были И. И. Беликов, Н. В. Ухловский и др. Стахановские методы организации труда широко распространились по заводу, по-стахановски начали работать шлифовальный, роликовый, автоматнотокарный и другие цехи. В первом полугодии 1936 г. завод выпустил вдвое больше продукции, чем в соответствующем периоде предыдущего года.

Зачинателями стахановского движения на Ярославском автозаводе стали коммунисты кузнецы М. К. Новиков и А. И. Петров. Изучив методы работы горьковских и московских кузнецов, они резко повысили выработку. Затем стахановское движение перекинулось в механический цех, где сверловщица комсомолка О. Д. Козловская стала ежедневно выполнять три-четыре нормы. Движение передовиков на заводе ширилось, в него включились инженерно-технические работники. В октябре 1935 г. на заводе было 104 стахановца, в марте 1936 — 436. Развитие массового стахановского движения на заводе привело к резкому улучшению технико-экономических показателей работы предприятия: годовая программа 1935 г. была выполнена по всем показателям, выработка на одного рабочего увеличилась более чем в 2 раза.

Движение передовиков-стахановцев охватило все заводы отрасли. Инициатором стахановского движения в карбюраторостроении стал токарь Куйбышевского карбюраторного завода (ныне Куйбышевский завод автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова) коммунист Н. Ф. Курьянов. Рационализировав обработку плунжера, он довел выработку до 230%. В настоящее время в областном краеведческом музее выставлен станок, на котором Н. Ф. Курьянов ставил свои рекорды. Наиболее важным результатом развития стахановского движения в отрасли явилось резкое повышение производительности труда и улучшение использования производственных мощностей.

10 октября 1935 г. на Горьковском автозаводе состоялся слет стахановцев автотракторной промышленности. В приветствии участникам слета нарком тяжелой промышленности член Политбюро ЦК ВКП(б) Г. К. Орджоникидзе отметил, что А. Г. Стаханов и А. Х. Бусыгин показали, что действительно можно получить в 2—4 раза больше продукции при умелом использовании машин, техники; стахановско-бусыгинский метод вплотную подводит к осуществлению лозунга В. И. Ленина — догнать и перегнать развитые в технико-экономическом отношении капиталистические страны Европы и Америки.

14—17 ноября 1935 г. в Москве, в Большом Кремлевском дворце, проходило Первое Всесоюзное совещание стахановцев, на котором от автотракторной промышленности выступили кузнецы-стахановцы Горьковского автозавода А. Х. Бусыгин и С. А. Фаустов, токарь-стахановец Куйбышевского карбюраторного завода Н. Ф. Курьянов, директора Московского и Горьковского автозаводов И. А. Лихачев и С. С. Дьяконов, начальник кузнечного цеха Московского автозавода К. С. Лоттерштейн и технический директор ГПЗ-1 И. И. Меламед. Совещание проанализировало специфику стахановского движения в различных отраслях промышленности и определило, что для бусыгинского метода характерно рациональное распределение работы среди членов бригады. Совещание подчеркнуло, что бусыгинский метод работы нашел распространение не только в автомобильной промышленности, но и в других отраслях машиностроения.

Большое значение для развития стахановского движения имели решения Пленума ЦК ВКП(б), который состоялся 21 декабря 1935 г. На пленуме были рассмотрены вопросы работы промышленности и транспорта в связи со стахановским движением. В решениях Пленума говорилось, что необходимо шире развернуть движение новаторов производства, сделать его массовым, заменить устаревшие технические нормы новыми, прогрессивными.

Благодаря производственной и творческой активности трудящихся второй пятилетний план автомобильной промышленности был выполнен за четыре года и три месяца. Ныне славные традиции стахановского движения живут и приумножаются. В девятой пятилетке в социалистическом соревновании участвовало 83,5 млн. рабочих и служащих, свыше 51 млн. человек включилось в движение за коммунистическое отношение

к труду. Советские автомобилестроители с огромным энтузиазмом и величайшей ответственностью воспринимают призывы партии о дальнейшем развитии социалистического соревнования. Московские автомобилестроители, например, в своих обязательствах по досрочному выполнению плана завершающего года пятилетки предусмотрели выпустить сверх годового плана 2100 грузовых и легковых автомобилей.

В нашей стране было широко отмечено 40-летие стахановского движения. В Москве проведена Всесоюзная научно-практическая конференция, посвященная этой знаменательной дате.

В приветствии участникам конференции Генеральный секретарь ЦК КПСС Л. И. Брежнев отметил, что жизнь дает тысячи примеров преемственности и неразрывной связи стахановского движения с социалистическим соревнованием наших дней.

Социалистическое соревнование в наши дни происходит в условиях научно-технической революции. Благодаря труду рабочего класса и интеллигенции происходит техническое перевооружение всех отраслей народного хозяйства страны. Коммунистическая партия концентрирует внимание рабочего класса на развитии опережающими темпами отраслей народного хозяйства, определяющих технический прогресс, подчеркивает, что на этапе развитого социалистического общества роль и влияние рабочего класса на все стороны общества еще больше возрастают.

Инициатива и творчество рабочих постоянно рождает новые формы социалистического соревнования. Коллектив Московского автозавода им. И. А. Лихачева выступил с инициативой по организации социалистического соревнования за ускорение внедрения в производство достижений науки и техники и увеличение на этой основе мощностей по выпуску продукции высшего качества. В течение многих лет коллективы Московского им. И. А. Лихачева и Горьковского автозаводов соревнуются между собой. На Горьковском автозаводе развывается соревнование на основе заключения двусторонних договоров.

В кузнечном цехе Горьковского автозавода, где 40 лет назад А. Х. Бусыгин поставил свой выдающийся производственный рекорд, положивший начало стахановскому движению в машиностроении, бригада кузнецов, руководимая Героем Социалистического Труда А. И. Огневым, взяла на себя обязательства досрочно выполнить пятилетний план на основе осуществления личных и бригадных планов повышения эффективности производства и роста производительности труда. Развивая бусыгинские традиции, бригада А. И. Огнева, подсчитав резервы производства, выступила затем с новой инициативой: выполнить пятилетку за четыре года. Этот патриотический почин был поддержан всеми предприятиями отрасли. Бригада А. И. Огнева закончила пятилетку за три года и десять месяцев.

К 58-й годовщине Великой Октябрьской социалистической революции группе передовиков социалистического соревнования: кузнецам-штамповщикам Московского автозавода им. И. А. Лихачева бригадир В. Е. Сапожникову и членам его бригады В. Д. Будаеву, А. Е. Данилову, И. В. Пастушкову за выдающиеся достижения в труде на основе увеличения зон обслуживания, совмещения профессий и инициативу в развитии движения наставничества были присуждены Государственные премии СССР 1975 г.

В дни празднования 40-летия стахановского движения группе его зачинателей было присвоено высокое звание Героя Социалистического Труда. В их числе А. Х. Бусыгин, награжденный за большие заслуги в развитии массового социалистического соревнования, достижение высокой производительности труда, многолетнюю деятельность по внедрению передовых методов работы в автомобильной промышленности.

Министерство автомобильной промышленности и ЦК профсоюза рабочих машиностроения, отмечая трудовой подвиг зачинателей стахановского движения в автомобильной промышленности, объявили благодарность бывшим кузнецам-штамповщикам Горьковского и Московского автозаводов А. Х. Бусыгину и Ф. И. Хромилину и наградили их памятными подарками.

Стахановское движение стало мощным рычагом социальных преобразований в нашей стране, в нем нашли реальное воплощение ленинские идеи о социалистическом соревновании. Автомобилестроители, верные стахановско-бусыгинским традициям, упорно трудятся над выполнением заданий партии. Они активно включились в социалистическое соревнование за успешное выполнение заданий XXV съезда КПСС.

Экспериментальное исследование влияния крутильных колебаний коленчатого вала на поломки деталей двигателя

А. Я. ТАРАСОВ, Ю. В. ТИХОНОВ, В. В. БАГАНОВ

Горьковский автозавод

Опыт эксплуатации автомобилей показывает, что при определенных условиях крутильные колебания коленчатого вала могут явиться причиной поломок как самого коленчатого вала, так и связанных с ним деталей двигателя.

Одна из причин усиления крутильных колебаний связана с установкой на переднем конце коленчатого вала тяжелых многоручьевых шкивов для привода различных агрегатов (генератора, водяного насоса, вентилятора охлаждения двигателя, насоса гидроусилителя рулевого механизма, компрессора и пр.), потребляемая мощность которых постоянно растет. В этом случае резонансные частоты крутильных колебаний существенно снижаются и наиболее опасные колебания могут оказаться в диапазоне высокой частоты вращения коленчатого вала. Именно вследствие этого наблюдаются поломки в эксплуатации переднего конца коленчатого вала рядных шестицилиндровых двигателей рабочим объемом 3,48 л при пробеге автомобиля менее 5 тыс. км, до этого безотказно работавших многие годы на автомобилях ГАЗ-51 до полного износа двигателя. Эскиз коленчатого вала представлен на рис. 1. Вал вполнопорный с противовесами.

Факт уменьшения резонансной частоты при увеличении момента инерции шкивов следует из общей теории колебаний [1] и подтвержден испытаниями.

Полученная зависимость частоты вращения n коленчатого вала указанного шестицилиндрового двигателя от момента инерции J шкивов при наиболее сильном одноузловом резонансе крутильных колебаний третьего порядка (три колебания за один оборот коленчатого вала), представленная на рис. 2, показывает, что с увеличением момента инерции шкивов резонансные обороты значительно снижаются. Моменты инерции шкивов определялись методом прокачивания на трехнитевом подвесе.

Для исследований крутильных колебаний коленчатого вала использовали специально разработанный торсиометр с токосъемником. Визуальное наблюдение на различных режимах испытаний, ориентировочное определение резонансных оборотов и порядка колебаний осуществлялись по экрану катодного осциллографа со следящей разверткой [2], а наиболее важные режимы регистрировались шлейфовым осциллографом.

Испытания проводились на стенде с электробалансирным динамометром с частотой вращения коленчатого вала двигателя 1500—5500 об/мин при полном открытии дроссельной заслонки, прокручивании от мотор-генератора (топливо перекрывалось) и на режиме холостого хода. Часть испытаний была проведена на автомобиле в дорожных условиях. При этом было установлено совпадение их результатов с результатами стендовых испытаний.

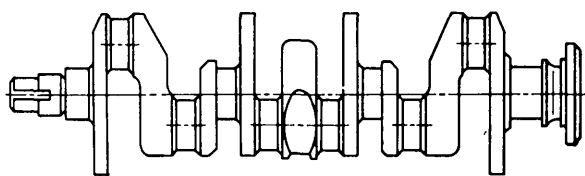


Рис. 1

Торсиографированием установлено, что у двигателя с пятиручьевым шкивом с моментом инерции $J=0,312$ кгс·см·с² при частоте вращения коленчатого вала 1500—5500 об/мин наблю-

даются три резонанса одноузловых крутильных колебаний коленчатого вала следующих порядков: 6 (а) при 2230 об/мин, 4^{1/2} (б) — при 2970 об/мин и 3 (в) при 4460 об/мин (рис. 3). Частота колебаний порядков 6 и 4^{1/2} пропорциональна крутящему моменту на коленчатом валу, амплитуда колебаний порядка 3 от нагрузки практически не зависит, что связано с преобладающим влиянием сил инерции над действием сил газов при высоких частотах вращения коленчатого вала.

Наиболее сильными и действующими в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала (последнее связано синергическим возбуждением колебаний, пропорциональным квадрату угловой скорости), следовательно, наиболее опасными являются колебания порядка 3. Размах этих колебаний A превышает 1,2°. Размах колебаний порядков 4^{1/2} и 6 не превышает 0,6°, причем колебания этих порядков действуют в более узком диапазоне частоты вращения коленчатого вала и являются менее опасными.

Возможность выхода двигателя на наиболее опасный режим, соответствующий колебаниям порядка 3, связана с нечеткой работой примененного на автомобиле пневматического ограничителя оборотов, особенно при движении автомобиля под уклон.

У того же двигателя, но укомплектованного другими шкивами наблюдаются резонансные крутильные колебания коленчатого вала тех же порядков, но при других частотах вращения коленчатого вала.

Стендовые испытания подтвердили, что при установке шкивов с моментом инерции 0,312 кгс·см·с² очень опасным является резонанс крутильных колебаний порядка 3; при испытании на режиме 4200—4500 об/мин с прокручиванием от мотор-генератора было испытано семь коленчатых валов на трех двигателях, у всех семи валов произошла поломка переднего конца коленчатого вала. Время испытаний до поломки было от 10 мин до 1 ч 55 мин. Кроме того, был обрыв болтов крепления шкивов к ступице после 1 ч 20 мин испытаний.

Указанные поломки устраняли установкой на носок коленчатого вала специально подобранного демпфера крутильных колебаний (рис. 4): два двигателя с демпферами испытывали в течение 31 ч 50 мин и 16 ч 45 мин без поломок коленчатого вала.

Установлено, что резонансные режимы порядков 6 и 4^{1/2} для коленчатого вала не являются опасными: поломок коленчатого вала на этих режимах не было за время испытаний более 40 ч.

Эксплуатационные испытания двигателей на автомобилях подтвердили, что опасным режимом для коленчатого вала является резонанс крутильных колебаний порядка 3: на этом режиме было несколько случаев обрыва переднего конца коленчатого вала и болтов крепления шкивов к ступице коленчатого вала за 15—20 мин испытаний, причем по своему характеру разрушения полностью совпадают с полученными в стендовых условиях.

На том же двигателе наблюдались также и поломки сцепления: расклепывание (смятие) центрирующих поверхностей окон кожуха и выступов нажимного диска, отрыв выступов от нажимного диска при пробеге менее 5 тыс. км.

Для исследования колебаний сцепления были наклеены тензодатчики в местах образования трещин у центрирующих выступов нажимного диска. Провода от тензодатчиков выводили по коленчатому валу на его передний конец и связывали с регистрирующей аппаратурой щеточным токосъемником.

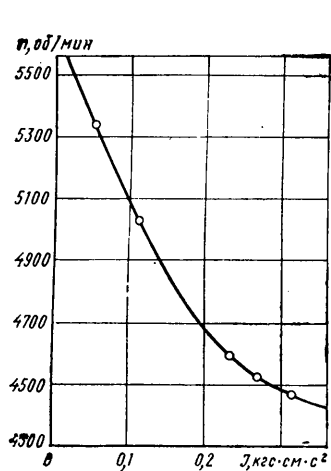


Рис. 2

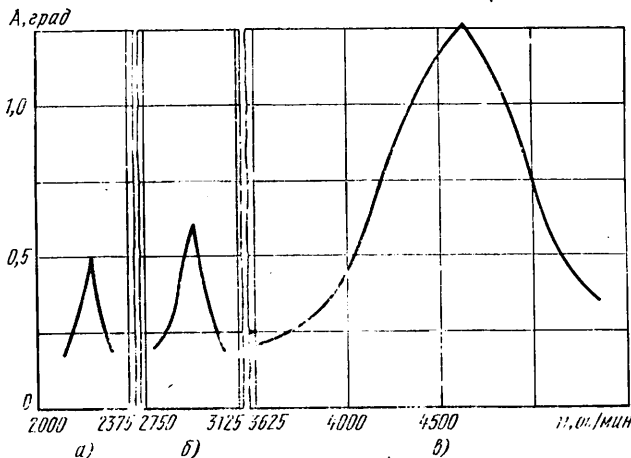


Рис. 3

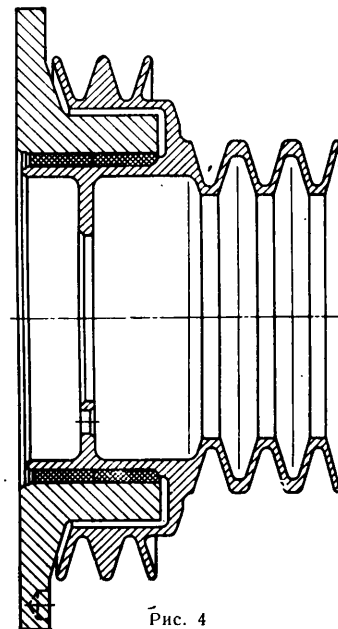


Рис. 4

Было установлено, что при частоте вращения коленчатого вала до 4000 об/мин колебания практически не возникают. При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала колебания становятся заметными, а при 4900—5000 об/мин они резко возрастают и становятся чисто гармоническими, что свидетельствует о близости резонанса.

Было установлено, что на напряжения в сцеплении не оказывают влияния нагрузка на двигатель, величина момента инерции шкивов на переднем конце коленчатого вала, наличие или отсутствие демпфера крутильных колебаний и некоторые другие изменения.

При стендовых испытаниях с прокручиванием от мотор-генератора на режиме 4700—4900 об/мин получено расклепывание (смятие) центрирующих поверхностей окон сцепления и центрирующих выступов нажимного диска — увеличение зазора между их поверхностями на 1,4 мм за 2 ч 30 мин, а также разрушение центрирующего выступа нажимного диска сцепления за 3 ч испытаний (при этом зазор у других выступов достиг 3,5 мм). Характер повреждений полностью совпадает с наблюдаемым на автомобилях в эксплуатационных условиях. При испытании на режиме 4500 об/мин и менее, в том числе и на резонансных режимах коленчатого вала всех порядков, поломок сцепления и заметного расклепывания окон и центрирующих выступов нажимного диска сцепления не наблюдалось.

При испытании на режимах высокой частоты вращения коленчатого вала (4500 об/мин и более) были и другие поломки деталей двигателя, также наблюдающиеся при эксплуатации автомобилей: коленчатого вала в зоне четвертой коренной и шестой шатунной шеек, болтов крепления маховика к коленчатому валу, шатунов, поршней, распределительного вала, блока цилиндров, картера сцепления, клапанных пружин, а также выплавление шатунных вкладышей, выход из строя ремней привода генератора и компрессора и пр. Это указывает на то, что эксплуатация автомобиля с высокой частотой вращения коленчатого вала опасна для двигателя в целом.

С целью устранения указанных поломок было решено заменить пневматический ограничитель частоты вращения вала двигателя пневмоцентробежным, имеющим лучшую характеристику ограничения оборотов, особенно на режиме принудительного холостого хода (при движении автомобиля на крутых спусках).

Для снижения опасности поломки переднего конца коленчатого вала и болтов крепления шкивов к ступице коленчатого вала было решено также заменить стальные шкивы на дюралюминиевые. При этом момент инерции шкивов снизился с 0,312 до 0,114 кгс·см·с², а частота вращения коленчатого вала при резонансе крутильных колебаний порядка 3 повысилась с 4460 до 5100 в минуту.

В связи с введением указанных изменений установка на коленчатый вал демпфера крутильных колебаний оказалась нецелесообразной.

При других условиях, однако, именно установка демпфера позволила устранить серьезный дефект того же двигателя — повышенный износ и поломку зубьев шестерни распределительного вала. В этом случае двигатель был снабжен одноручьевым шкивом с моментом инерции 0,018 кгс·см·с². Частота вращения коленчатого вала двигателя при резонансе крутильных колебаний различных порядков приведена в табл. 1.

В рабочем диапазоне частоты вращения коленчатого вала на данном автомобиле наиболее сильным был резонанс крутильных колебаний порядка 6 при 2800 об/мин (размах коле-

Таблица 1

Порядок колебаний	Частота вращения коленчатого вала в об/мин	Порядок колебаний	Частота вращения коленчатого вала в об/мин
3	5600	7½	2240
4½	3740	9	1870
6	2800		

баний 0,5°). Работа распределительных шестерен на этом режиме сопровождалась повышенным шумом.

Чтобы определить влияние крутильных колебаний коленчатого вала на износ и поломку зубьев распределительной шестерни, на зубья были наклеены короткобазные тензодатчики (база 5 мм). С этой целью поверхность зубцов в их средней части была несколько углублена. Соединительные провода выводились по шестерне к щеточному токосъемнику, через который осуществлялась связь с регистрирующей аппаратурой.

Было установлено, что величина и направление нагрузки на различные зубья распределяются в соответствии с величиной и направлением их эксплуатационного износа (некоторые зубья имели износ со стороны, противоположной рабочей, что свидетельствует о больших колебаниях ведущей шестерни). Величина нагрузки на зубья возрастает при резонансе крутильных колебаний коленчатого вала всех порядков, наибольшие нагрузки наблюдаются при резонансе порядка (2800 об/мин), как наиболее сильном.

Для уменьшения крутильных колебаний коленчатого вала и нагрузки на распределительные шестерни были изготовлены и испытаны демпферы нескольких вариантов, устанавливаемых на передний конец коленчатого вала. Наилучшие результаты получены с демпфером, имеющим момент инерции подвижной массы 0,07—0,08 кгс·см·с² и жесткость на кручение 80 000—100 000 кгс·см с упругим элементом из резины 3826. С этим демпфером крутильные колебания коленчатого вала снижались в 3—4 раза.

Результаты измерений подтверждены длительными стендовыми испытаниями. За 160 ч испытаний двигателя на режиме 2800 об/мин с полной нагрузкой величина износа зубьев ведомой шестерни по толщине составила 60—70%. За 165 ч испытаний произошла поломка зубьев. После установки на передний конец коленчатого вала демпфера крутильных колебаний с указанными параметрами за 400 ч испытаний на том же режиме износ шестерни практически отсутствовал (испытывался два двигателя).

Были также исследованы на наличие резонансов крутильных колебаний коленчатого вала V-образного восьмицилиндрового двигателя с углом развала 90°, рабочим объемом 5,53 л и рядного четырехцилиндрового двигателя ГАЗ-24 рабочим объемом 2,445 л. Валы обоих двигателей полноопорные с противовесами.

Коленчатый вал V-образного восьмицилиндрового двигателя без гидротрансформатора с пятиручьевым шкивом имеет резонанс крутильных колебаний порядка 4 при полном открытии дроссельной заслонки при 4100 об/мин. Размах коле-

Тип двигателя	Резонансная частота в кол/мин	Тип двигателя	Резонансная частота в кол/мин
P-4	24 000	V-8 с пятиручьевым шкивом	16 400
P-6 с пятиручьевым шкивом	13 800	V-8 с одноручьевым шкивом	17 200
P-6 с одноручьевым шкивом	16 800		

баний при резонансе достигает 0,6°. При установке гидротрансформатора резонансные обороты снижаются до 3900 в минуту, размах колебаний — до 0,4° с некоторым расширением зоны резонанса. При установке демпфера колебания уменьшаются в 4—5 раз.

При длительных стендовых испытаниях V-образного восьмицилиндрового двигателя без гидротрансформатора на режиме полного открытия дроссельной заслонки при 4000—4200 об/мин наблюдались поломки коленчатого вала вблизи узла колебаний. Случаев поломки коленчатого вала на автомобиле не было, что связано с некоторым уменьшением размаха колебаний за счет гидротрансформатора, и главным образом с малой долей работы двигателя на резонансных режимах (4000 об/мин коленчатого вала соответствует скорость автомобиля более 150 км/ч).

Коленчатый вал рядного четырехцилиндрового двигателя имеет слабо выраженный резонанс крутильных колебаний порядка 6 при полном открытии дроссельной заслонки при 4000 об/мин с размахом менее 0,1° и еще слабее резонанс порядка 8 при 3000 об/мин. Случаев поломок коленчатого вала и распределительных шестерен на этом двигателе не наблюдается как при длительных стендовых испытаниях, так и на автомобиле ГАЗ-24 в эксплуатационных условиях.

В табл. 2 для сравнения приведены величины резонансных (собственных) частот одноузловых крутильных колебаний коленчатых валов исследованных двигателей.

Таким образом, наивысшую резонансную частоту крутильных колебаний имеет коленчатый вал четырехцилиндрового рядного двигателя (P-4), который является наиболее жестким и наименее подверженным поломкам. Наименее жестким и наиболее подверженным поломкам является коленчатый вал шестицилиндрового рядного двигателя (P-6), особенно с пятиручьевым шкивом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания, М., 1960.
2. Тарасов А. Я., Усольцев В. Р. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 9.

УДК 629.113:621.43

Влияние конструктивных особенностей систем смазки на надежность двигателя

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, В. М. ПАВЛИСКИЙ, В. В. КАРПЕНКО, Ю. М. РОГОЗИН

НАМИ

В НАМИ проведены моторно-стендовые исследования по определению влияния некоторых особенностей конструкции системы смазки на надежность работы деталей кривошипно-шатунной группы V-образных восьмицилиндровых карбюраторных двигателей А и Б рабочим объемом цилиндров $V_h = 6$ л, а также анализ износа этих деталей в эксплуатации.

Двигатель Б отличается от двигателя А следующим: полнопоточной масляной центрифугой вместо полнопоточного фильтра грубой очистки и частично-поточной центрифуги; сталеалюминиевыми вкладышами, покрытыми антифрикционным сплавом из высокооловянистого алюминия, вместо триметаллических с антифрикционным сплавом СОС-6-6; непрерывной подачи масла к шатунным подшипникам вместо пульсирующей; увеличением исходного зазора в коренных подшипниках в среднем в 1,16 раза (с 0,026—0,035 до 0,050—0,079 мм).

Статистические данные показывают, что распределение износов по шатунным шейкам в определенной степени соответствует распределению задиров по этим шейкам. Это позволяет предположить, что износы и задир шатунных шеек коленчатого вала возникают под воздействием одних и тех же конструктивных особенностей системы смазки двигателей.

Износ коренных шеек коленчатого вала в период пуска и прогрева двигателя происходит в основном в зонах, расположенных со стороны противовесов или между двумя противовесами. При этом нижние вкладыши подшипников изнашиваются в 1,6 раза больше, чем верхние. Это вызвано тем, что при пуске двигателя происходит граничное трение между шейкой вала и нижним вкладышем.

В период пуска и прогрева двигателя износ верхних шатунных вкладышей в 1,1 раза больше, чем нижних, что наблюдается и в условиях эксплуатации. Износ шатунных шеек и вкладышей правой группы превосходит износ шеек и вкладышей левой группы соответственно в 1,32 и 1,36 раза. Повышенный износ шатунных вкладышей правой группы происходит не только при пуске и прогреве, но и при стендовых испытаниях двигателя с введением в него пыли. В этом случае износ шатунных вкладышей правой группы превышает износ вкладышей левой группы в 1,2—1,4 раза. В эксплуатации за гарантийный пробег и за пробег до капитального ремонта двигателя задир шатунных шеек правой группы происходит соответственно в 1,13 и 1,24 раза чаще, чем левой группы. Можно предположить, что повышенные износы и задир шатунных шеек и вкладышей подшипников правой группы вызваны одной и той же причиной — расположением

в более нагруженной зоне шатунной шейки правой группы отверстий для выхода масла. Это снижает расход масла через подшипники.

Снизить задир шатунных шеек и вкладышей подшипников правой группы возможно установкой в ненагруженной зоне шатунной шейки специальной трубки, маслозаборное отверстие которой должно находиться в нижней части ловушки; двухсторонним выходом масла из ловушки, т. е. из нагруженной и менее нагруженной зоны шатунной шейки.

Первое мероприятие значительно усложняет конструкцию коленчатого вала, второе нашло применение в двигателях модели 412, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238.

При пусках и прогревах двигателя Б после межсменного хранения автомобиля износ коренных и шатунных шеек коленчатого вала составляет соответственно 10,5 и 34,5% общего износа шеек за пробег до капитального ремонта двигателя. Повышенный в 1,5 раза износ шатунных шеек по сравнению с коренными, по-видимому, вызван более поздним поступлением масла в шатунный подшипник при пуске и прогреве двигателя, так как при остановке двигателя масло частично или полностью вытекает из ловушек, а также низкой эффективностью очистки масла от абразивных частиц в центробежных ловушках из-за высокой вязкости холодного масла.

При пуске двигателя Б время увеличения задержки поступления масла к шатунному подшипнику по сравнению с коренным можно определить по формуле

$$\tau_{ш} = \frac{60 V}{Q} c, \quad (1)$$

где $V = 0,04$ — объем ловушки, расположенной в шатунной шейке, в л;

Q — расход масла через ловушку в л/мин.

Расход масла через грязесборник шатунной шейки этого двигателя при отрицательной температуре масла (около -21°C) составляет 0,2 л/мин. Расчетным путем установлено, что заполнение маслом грязесборников шатунных шеек в период пуска и прогрева двигателя Б при температуре масла АС-8, равной 15 и $-22,5^\circ\text{C}$, происходит соответственно через 0,5 и 12 с после появления давления масла в коренных подшипниках. За это время шатунные шейки совершат в условиях граничного трения соответственно на 10 и 240 оборотов больше, чем коренные шейки. Однако в эксплуатации в связи с дополнительной очисткой масла в грязесборниках шатунных шеек их износ более чем в 2 раза меньше износа коренных.

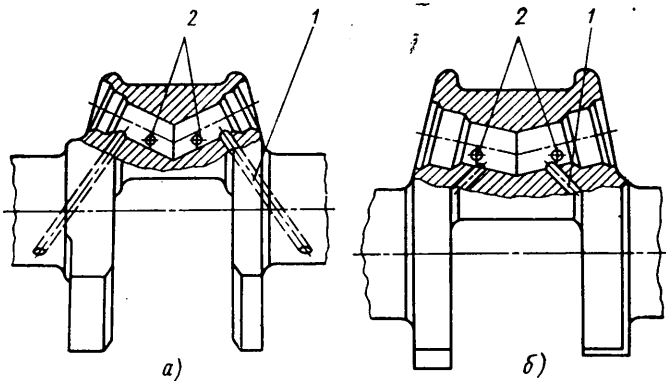


Рис. 1. Схема расположения центробежных ловушек и масляных каналов в шатунных шейках коленчатых валов

При этом эффективная очистка масла в грязесборниках шатунных шеек происходит в основном на первых 60—80 тыс. км пробега, так как они за это время забиваются на 50% [1]. В дальнейшем, когда грязесборники заполняются шламом, шатунные подшипники изнашиваются быстрее коренных [2]. По-видимому, в этом случае увеличивается абразивный износ шатунных шеек, так как резко ухудшается эффективность очистки масла в ловушках.

Эффективность очистки масла в центробежных ловушках и надежность шатунных подшипников зависят от организации потока масла в ловушках, т. е. от расположения входных 1 и выходных 2 маслоподводящих каналов (рис. 1). Размещение отверстий для выхода масла в подшипник на уровне или ниже отверстия, подводящего масло в ловушку (а), улучшает очистку масла от механических примесей, т. е. в этом случае ловушка играет роль полнопоточного центробежного фильтра. При размещении каналов для подачи масла в подшипник выше отверстия, подающего масло в ловушку (б), снижается эффективность очистки масла в ней за один проход, так как при этом ловушка выполняет функции частично-поточного центробежного очистителя, что уменьшает эффект в снижении износа шатунных подшипников. Так, установлено, что первая конструкция центробежной ловушки обычно обеспечивает износ шатунных шеек, меньший в 2 раза и более, чем коренных. Вторая конструкция обеспечивает меньший эффект в снижении износа шатунных шеек. Кроме того, при заполнении отложениями ловушки первой конструкции каналы внутри ловушки для подвода масла в подшипник лишь сужаются, но не забиваются полностью шламом, как во второй конструкции. По данным работы [3], 90% двигателей, имеющих ловушки второго типа, поступают в капитальный ремонт с задирами шеек коленчатых валов, а из них 26% валов имеет закупоренные отложениями грязесборники и каналы в шатунных шейках.

Относительно быстрое заполнение отложениями центробежных ловушек в двигателе Б вызвано низкими моюще-диспергирующими свойствами применяемого масла группы Б, большой периодичностью между очистками центрифуги, снижением эффективности очистки масла центрифугой с увеличением зазоров в коренных подшипниках.

В настоящее время в эксплуатации периодичность очистки центрифуги сокращают до 3 тыс. км пробега автомобиля.

Таким образом, центробежные ловушки, уменьшая при нормальной работе двигателя износ шатунных шеек и вкладышей, способствуют некоторому снижению надежности работы, и увеличению трудоемкости технического обслуживания двигателя. Поэтому желательно применять на двигателе особо эффективную полнопоточную тонкую очистку масла при обычном (без ловушек) его подводе к шатунным подшипникам коленчатого вала.

Задиры шатунных шеек в двигателях А и Б происходят в основном после 120—160 тыс. км пробега автомобиля и, как правило, питаемых маслом от тех коренных подшипников, в которых износ шеек больше среднего в 1,3 раза и более. В данном случае основной причиной задиры шатунных шеек может быть нарушение гидродинамической смазки из-за недостаточного количества масла, поступающего в шатунные подшипники в связи с большим расходом через коренные подшипники. Подтверждением этого являются гидравлические характеристики систем смазки и запас производительности масляного насоса двигателей А и Б (рис. 2).

В двигателе Б (сплошные линии) в связи с увеличением в коренных подшипниках максимального зазора в 1,16 раза по сравнению с двигателем А (штриховые линии) запас производительности масляного насоса на оптимальном тепловом

режиме при 1000—3000 об/мин в 1,3 раза меньше по сравнению с двигателем А. В двигателе Б при нормальном температурном режиме работы запас производительности насоса полностью расходуется на оборотах, близких к средним. Для обеспечения надежной работы шатунных подшипников на всех режимах работы двигателя при увеличении диаметрального зазора в коренных подшипниках целесообразно, чтобы запас производительности насоса не снижался.

В эксплуатации за гарантийный пробег и за пробег до капитального ремонта двигателя Б задиры шатунных шеек первого и третьего кривошипов происходят соответственно в 3,5 и 1,9 раза чаще, чем задиры шеек второго и четвертого кривошипов. Причиной этого может быть нарушение режима жидкостного трения в подшипниках первого и третьего кривошипов из-за недостаточного количества масла, поступающего в их шатунные подшипники. Снижение расхода масла через указанные шатунные подшипники может быть вызвано следующими причинами. К шатунным подшипникам первого и третьего кривошипов масло поступает от первого, второго, третьего и четвертого коренных подшипников по масляным каналам, маслозаборные отверстия которых расположены в менее нагруженной зоне коренных шеек. Экспериментальным путем на двигателе ГАЗ-51 установлено [4], что размещение в менее нагруженной зоне коренных шеек маслозаборных отверстий для подачи масла к шатунным подшипникам не обеспечивает определенного давления для нагнетания необходимого количества масла в шатунные подшипники. Это приводит к нарушению режима гидродинамической смазки и последующему подплавлению вкладышей. Поэтому предполагается, что одной из причин задиры шеек первого и третьего кривошипов может быть расположение маслозаборных отверстий каналов, питающих шатунные подшипники, в менее нагруженной зоне коренных шеек первого, второго, третьего и четвертого подшипников. Кроме того, повышенный задиры шатунных шеек первого кривошипа может быть вызван недостаточным подводом масла от первого и второго коренных подшипников, так как они наиболее удалены от масляного насоса и масло поступает к ним с наибольшим запаздыванием и в меньшем количестве, особенно при закрытом редукционном клапане, по сравнению с остальными подшипниками. Постепенное уменьшение расхода масла через шатунные подшипники по мере их удаления от насоса подтверждается снижением в той же последовательности количества отложений в центробежных ловушках шеек. Из третьего коренного подшипника масло поступает на смазку коромысел клапанов. Это приводит к снижению расхода масла через шатунные подшипники третьего кривошипа в диапазоне от минимальных до средних. В соответствии с исследованиями, проведенными в НАМИ, расход масла через третий коренной подшипник в двигателе Б при частоте вращения коленчатого вала 500 об/мин на 10—16% меньше по сравнению с остальными коренными подшипниками.

При работе двигателя Б с полной нагрузкой с частотой вращения, близкой к средней, давление масла в главной магистрали снижается в 1,3 раза по сравнению с работой двигателя на холостом ходу (рис. 3). Это объясняется тем, что в первом случае увеличивается расход масла через коренные подшипники из-за повышения их температуры и увеличения эксцентриситета вала подшипника.

Резкое снижение давления масла в главной магистрали при малой частоте вращения коленчатого вала, близкой к минимальной (рис. 3), вызвано тем, что на этой частоте вращения запас производительности насоса полностью израсходован (см. рис. 2). Поэтому при работе двигателя с нагрузкой при

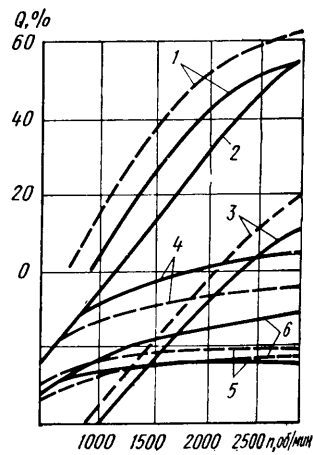


Рис. 2. Изменение расхода масла по «потребителям» и запаса производительности масляного насоса Q в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при вязкости масла АС-8, равной 17 сСт:
1 — запас производительности насоса; 2 — суммарная производительность главной секции насоса; 3 — перепуск масла через редукционный клапан; 4 — масло, подводимое к центрифуге (фильтру грубой очистки); 5 — масло, идущее на привод центрифуги; 6 — масло, идущее в главную магистраль

малой частоте вращения, а также при частоте, близкой к средней, может нарушиться гидродинамический режим трения в шатунных подшипниках.

С переходом на сталеалюминиевые вкладыши подшипников коленчатого вала общая долговечность подшипников увеличилась на 30—40 тыс. км пробега. Вместе с тем несколько увеличилось количество задиров шеек третьего кривошипа, а также число двигателей, поступивших в капитальный ремонт из-за задиров шатунных шеек. Это, по-видимому, объясняется худшими антизадириными свойствами сталеалюминиевых вкладышей подшипников по сравнению с триметаллическими [5], а также снижением запаса производительности масляного насоса более чем на 15% из-за увеличения исходного диаметра зазора в коренных подшипниках. Неудовлетворительные антизадириные свойства сталеалюминиевых вкладышей при недостаточном (пульсирующем) подводе масла в подшипники отмечены в исследовании [6].

На основании проведенных исследований можно определить соотношение износов шеек коленчатого вала в эксплуатации при различных конструктивных особенностях двигателя. Это позволяет наметить дальнейшие пути усовершенствования двигателя с целью повышения его работы. Износ шеек коленчатого вала

$$I_{\Sigma} = I_1 + I_2 + I_3, \quad (2)$$

где I_1 — износ шеек без поступления пыли в двигатель (абразивных частиц загрязнений с воздухом, маслом и топливом);

I_2 — износ шеек от пусков двигателя после межсменного простоя автомобиля;

I_3 — износ шеек от попадания в двигатель пыли.

Износ шеек коленчатого вала на рабочем режиме двигателя принимаем постоянным при различной температуре масла.

Износ шеек коленчатого вала без поступления пыли в двигатель

$$I_1 = I_1' + I_1'', \quad (3)$$

где I_1' и I_1'' — износ шеек на установившихся режимах работы двигателя.

Значение I_1' и I_1'' можно записать в виде

$$I_1' = L_{кр} C_1 i_1', \quad (4)$$

$$I_1'' = L_{кр} C_2 i_1'', \quad (5)$$

где $L_{кр}$ — средний пробег автомобиля до капитального ремонта двигателя в тыс. км;

C_1 и C_2 — коэффициенты, учитывающие пробег автомобиля соответственно на установившихся и неустановившихся режимах работы двигателя;

i_1' и i_1'' — интенсивность изнашивания шеек соответственно на установившихся и неустановившихся режимах работы двигателя в мкм/1000 км. Для двигателей грузовых автомобилей $C_1 = 0,35$ [8].

Испытаниями на магистральных дорогах первого класса на режимах, близких к постоянным, установлено [6], что значение i_1' в двигателе со сталеалюминиевыми вкладышами подшипников составляет 0,055 мкм/1000 км для коренных шеек; 0,02 мкм/1000 км для шатунных шеек.

По данным английской фирмы Гласье [5], износ шеек вала при работе с подшипниками, покрытыми алюминиевым сплавом (состав: 20% олова, 1% меди), увеличивается в 1,9 раза по сравнению с износом шеек при работе с баббитовыми подшипниками. В соответствии с этим значение i_1' в двигателе

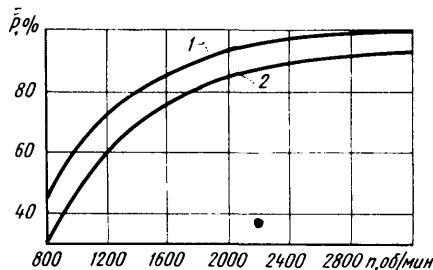


Рис. 3. Изменение давления масла p в главной магистрали от частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя (кривая 1) и при работе с нагрузкой при полностью открытой дроссельной заслонке (кривая 2)

с вкладышами подшипников, покрытыми сплавом СОС-6-6, составит 0,029 мкм/1000 км для коренных шеек; 0,011 мкм/1000 км для шатунных шеек.

Коэффициент C_2 можно выразить в виде

$$C_2 = 1 - C_1. \quad (6)$$

Интенсивность изнашивания шеек на неустановившемся режиме работы двигателя составляет

$$i_1'' = i_1' \beta, \quad (7)$$

где β — коэффициент увеличения интенсивности изнашивания от неустановившихся режимов, включая кратковременные остановки двигателя.

По результатам исследований [7] можно принять $\beta = 4$.

Подставляя в уравнение (3) значения C_2 , i_1'' , получим

$$I_1 = L_{кр} i_1' [C_1 + (1 - C_1) \beta]. \quad (8)$$

В таблице приведены составляющие общего износа коренных и шатунных шеек коленчатого вала двигателей А и Б. Здесь же приведены данные и по двигателю В (карбюраторный рядный двигатель, $V_h = 5,5$ л с пластинчаточ-шелевым фильтром грубой очистки масла и частично-поточным фильтром тонкой очистки с элементом ДАСФО без центробежных ловушек в шатунных шейках, вкладыши подшипников с антифрикционным сплавом СОС-6-6).

Видно, что в условиях эксплуатации средней полосы СССР значение I_1 в общем износе коренных шеек составляет в двигателях В, А и Б соответственно 14,16; 30,3; 55,2%, а в общем износе шатунных шеек 14,75; 26 и 44,5%.

Износ шеек коленчатого вала от пусков после межсменного хранения автомобиля можно выразить так:

$$I_2 = \frac{L_{кр} i_n}{100 L_c}, \quad (9)$$

где i_n — средняя интенсивность изнашивания шеек коленчатого вала за 100 пусков в мкм;

L_c — средний суточный пробег автомобиля в тыс. км.

Исследованиями, проведенными в НАМИ, установлено, что в двигателе со сталеалюминиевыми вкладышами подшипников i_n составляет 0,77 для коренных шеек и 1,15 мкм для шатунных на 100 пусков. Тогда согласно работе [6] в двигателе с баббитовыми вкладышами i_n соответственно составит 0,41 и 0,61 мкм/100 пусков. В двигателях В и А значение I_2 в общем износе коренных шеек составляет 3,54 и 5,6%; в двигателях Б — 10,5%, а в общем износе шатунных шеек I_2 соответственно 4,97; 19,5 и 34,5%.

Показатели	Двигатели		
	В	А	Б
$L_{кр}$ в тыс. км	80	120	150
i_0 в мкм/1000 км:			
коренных шеек	0,62	0,29	0,29
шатунных шеек	0,50	0,13	0,13
$I = L_{кр} i_0$ в мкм:			
коренных шеек	50	35	44
шатунных шеек	40	15	20
I_{Σ} в %:			
коренных шеек	100	100	100
шатунных шеек	100	100	100
i_1' в мкм/1000 км:			
коренных шеек	0,030	0,029	0,055
шатунных шеек	0,035	0,011	0,02
C_1	0,35	0,35	0,35
β	4	4	4
$I_1 = L_{кр} i_1' [C_1 + (1 - C_1) \beta]$ в %:			
коренных шеек	14,16	30,3	55,2
шатунных шеек	14,75	26,0	44,5
в мкм/100 пусков:			
коренных шеек	0,40	0,41	0,77
шатунных шеек	0,45	0,61	1,15
L_c в тыс. км	0,18	0,25	0,25
$I_2 = \frac{L_{кр} i_n}{100 L_c}$ в %:			
коренных шеек	3,54	5,6	10,5
шатунных шеек	4,97	19,5	34,5
$I_3 = I_{\Sigma} - (I_1 + I_2)$ в %:			
коренных шеек	82,30	64,1	34,3
шатунных шеек	80,25	54,5	21,0

* i_0 — интенсивность изнашивания шеек коленчатого вала в эксплуатации.

Износ шеек коленчатого вала от попадания в двигатель абразивных частиц загрязнений

$$I_3 = I_2 - (I_1 + I_2), \quad (10)$$

где I_2 — общий износ шеек коленчатого вала.

В двигателе Б в сравнении с двигателями А и В интенсивность изнашивания шеек коленчатого вала от поступления пыли в двигатель снизилась соответственно в 2,7 и 5,1 раза для коренных шеек, в 6,1 и 14,0 раза для шатунных шеек из-за повышения эффективности очистки масла. Относительно большая доля абразивного износа шеек коленчатого вала двигателя Б связана со снижением эффективности очистки масла при износе коренных подшипников, так как при увеличении их диаметрального зазора увеличивается расход масла через подшипники, вследствие чего давление масла в главной магистрали несколько падает и снижается эффективность очистки масла в центрифуге. Поэтому для улучшения очистки масла в центрифуге и тем самым снижения абразивного износа шеек коленчатого вала целесообразно повышение давления масла в главной магистрали путем увеличения производительности масляного насоса. Снижению абразивного износа коренных и шатунных шеек способствует также сокращение периодичности очистки центрифуги, например до 3 тыс. км пробега. Исследования [1] показали, что за пробег 90 тыс. км при периодичности очистки центрифуги через 3 тыс. км забивание грязесборников в полостях шатунных шеек крайне незначительно.

С одновременным переходом с частично-поточной на полностью центробежную очистку масла, непрерывную подачу масла к шатунным подшипникам и на сталеалюминиевые вкладыши подшипников коленчатого вала интенсивность об-

щего износа шеек вала практически не изменялась. Это можно объяснить тем, что износ шеек от применения сталеалюминиевых вкладышей подшипников возрос на столько, на сколько снизился абразивный износ шеек от применения полнопоточной очистки масла. Однако применение сталеалюминиевых вкладышей подшипников, имеющих усталостную долговечность в 3 раза больше, чем вкладыши, покрытые сплавом СОС-6-6, увеличило ресурс подшипников на 30—40 тыс. км пробега.

Таким образом, для дальнейшего повышения надежности подшипников коленчатого вала двигателя Б необходимо увеличить на 20% производительность масляного насоса; улучшить подачу масла в шатунные подшипники; повысить эффективность очистки масла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов М. И., Крамаренко Г. В. О рациональной периодичности замены масла в автомобильных карбюраторных двигателях. — В сб.: Эксплуатационно-технические свойства и применение автомобильных топлив, смазочных материалов и спецжидкостей. М., «Транспорт», 1972.
2. Финкельштейн Э. С. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 2.
3. Макаров Н., Радин Ю. — «Автомобильный транспорт», 1975, № 6.
4. Кузьмин А., Мозохин Н., Нормухамедов Б. — «Автомобильный транспорт», 1971, № 1.
5. Петровский В. И., Мартемьянов И. В., Китаев Н. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 1.
6. Автомобильный двигатель ЗИЛ-130. М., «Машиностроение», 1973.
7. Григорьев М. А., Павлиский В. М., Бунаков Б. М. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 3.

УДК 621.43-57:629.113

Униполярная электромагнитная муфта в стенде для испытания стартеров

Кандидаты техн. наук С. Ф. ГРЕБЕННИКОВ, Б. П. БУСЫГИН, В. П. СТАРОВОЙТОВ,

А. М. ЛАПШИН

Московский автомобильно-дорожный институт

Из всех приборов системы электрооборудования в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях работает стартер. Правильное заключение об исправности стартера можно сделать лишь при анализе его характеристик. В эксплуатационных условиях существующие универсальные стенды (модели 2214 и 532) не позволяют снимать полные характеристики стартеров, а лишь дают возможность проверить момент торможения и величину тока холостого хода стартера.

Существующие различные конструкции стендов для снятия характеристик стартеров имеют тормозное устройство.

Наибольшее распространение в качестве регулируемых тормозных устройств в стендах, предназначенных для исследования характеристик стартеров, получили балансирные машины постоянного тока. Возможность плавно изменять тормозной момент и большая долговечность являются основными преиму-

ществами этого типа тормозных устройств. Однако они дороги, требуют высокого удельного расхода активных материалов, и, самое главное, потребляют большую мощность при низком к. п. д.

Регулируемые приводы с индукционными муфтами по сравнению с ними более перспективны. Они просты по устройству и обладают низкой стоимостью, высокой надежностью и долговечностью. Однако, несмотря на эти преимущества, они не применялись в стендах для испытаний стартеров. Причиной тому были их значительные размеры, а также то, что они не позволяют осуществлять полное торможение.

Разработанная в Московском автомобильно-дорожном институте униполярная электромагнитная муфта устраняет последний недостаток и, следовательно, позволяет снимать полные характеристики стартеров.

Конструкция униполярной электромагнитной муфты представлена на рис. 1. Принцип действия муфты состоит в следующем. При прохождении тока возбуждения по неподвижной обмотке 1 возникает магнитный поток. Он проходит через неподвижный магнитопровод 2 и воздушные зазоры 3 между неподвижным магнитопроводом 2 и ведущим ротором 4 и между полюсами роторов 4 и 5, ведущий ротор 5 и неподвижный магнитопровод 2.

В асинхронном режиме магнитный поток изменяется от максимального значения до минимального. Происходит это вследствие изменения магнитного сопротивления, зависящего от положения полюсов роторов. Переменный магнитный поток наводит в короткозамкнутой обмотке 6 электродвижущую силу, под действием которой в ней возникает перемещенный ток. Взаимодействие тока с магнитным потоком создает электромагнитный момент. Заметим, что моменты от вихревых токов и гистерезиса в данной муфте являются также полезными.

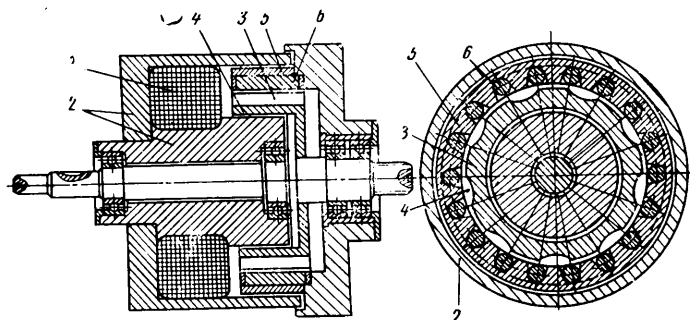


Рис. 1. Униполярная электромагнитная муфта

При частоте вращения, близкой к синхронной, благодаря наличию радиальной электромагнитной силы происходит магнитное сцепление, и муфта начинает работать в синхронном режиме. Этот же режим является режимом полного торможения. При этом полный момент муфты будет складываться из четырех составляющих:

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4, \quad (1)$$

где M_1, M_2, M_3, M_4 — соответственно асинхронная, синхронная, от вихревых токов и гистерезисная составляющие моментов.

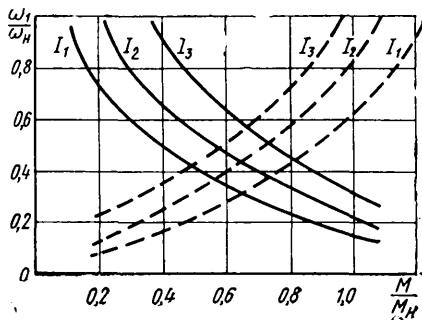


Рис. 2. Механические характеристики муфты с роторами, имеющими прямые и косые зубья

Асинхронная составляющая момента определяется по формуле

$$M_1 = \frac{B^2 l_n^2 D_{к.з}^2 N (\omega_1 - \omega_2)}{4Z_k}, \quad (2)$$

где B — магнитная индукция в воздушном зазоре;
 l_n — длина полюса роторов;
 $D_{к.з}$ — средний диаметр короткозамкнутой обмотки;
 N — число полюсов внутреннего ротора;
 ω_1, ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого роторов;
 Z_k — общее сопротивление элементарного контура короткозамкнутой обмотки.

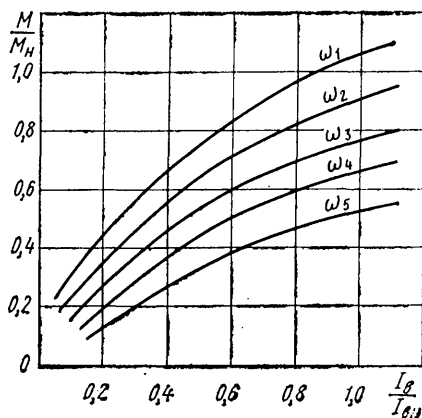


Рис. 3. Зависимость момента от тока возбуждения муфты при постоянной скорости ведущего ротора ($\omega_2 = 0$; $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3 < \omega_4 < \omega_5$)

Синхронную составляющую момента можно выразить так:

$$M_2 = F_{э.м} R (1 + K) \sin \theta, \quad (3)$$

где $F_{э.м}$ — электромагнитная сила;
 R — радиус приложения силы $F_{э.м}$;
 K — коэффициент краевого эффекта;
 θ — угол рассогласования между ведомым и ведущим ротором в град.

Учитывая, что в асинхронном режиме угол θ непрерывно возрастает, его можно определить из выражения

$$\theta = - \int_0^{\tau} s \, d\tau = -s\tau + \theta_0, \quad (4)$$

где s — скольжение;
 τ — полюсное давление;
 θ_0 — начальный угол рассогласования.

Подставляя выражение (4) в формулу (3), получим

$$M_2 = F_{э.м} R (1 + K) \sin (\theta_0 - s\tau). \quad (5)$$

Составляющие момента от вихревых токов и гистерезисного момента определяются по формулам:

$$M_3 = \frac{P_{вх}}{s \omega_1}; \quad (6)$$

$$M_4 = \frac{P_{г.с}}{s \omega_1}. \quad (7)$$

Подставив выражения (2), (5)–(7) в формулу (1) и проведя несложные преобразования, получим значение полного момента

$$M = B_{\max}^2 D_{к.з} [0,25 D_{к.з} l_n^2 (\omega_1 - \omega_2) N Z_k + 0,2 S_{\text{пол}} (1 + K) \sin (\theta_0 - s\tau)] + \frac{1}{\omega_1 \omega_2} (P_{г.с} + P_{вх}), \quad (8)$$

где $S_{\text{пол}}$ — сечение полюса. Оно изменяется с изменением ско- са пазов.

Рассмотрим характеристики муфт, работающих в режиме тормоза (рис. 2). Нетрудно заметить, что у муфты-тормоза, ротор которой имеет прямые зубья, при уменьшении первичной частоты вращения результирующий момент возрастает (сплошные линии), а у роторов с косым зубом, наоборот, уменьшается (штриховые линии). Увеличение тока возбуждения при постоянной первичной частоте вращения в том и другом случае приводит к возрастанию момента. Эти качества муфты-тормоза можно использовать для соответствующих режимов работы. Так, например, в стендах для испытания стартеров более желательны характеристики, полученные от муфты-тормоза с прямыми зубьями роторами.

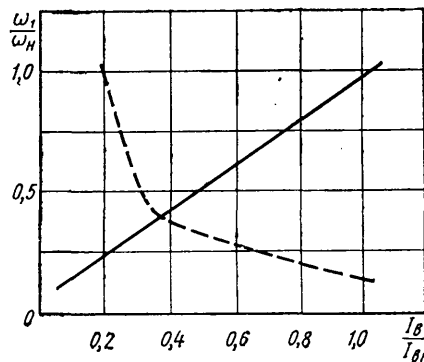


Рис. 4. Соотношения между током возбуждения муфты и скоростью ведущего ротора при постоянном моменте

На рис. 3 представлена зависимость момента от тока возбуждения муфты при постоянной частоте вращения ведущего ротора, а на рис. 4 — для случая поддержания постоянного момента торможения. Сравнивая характер кривых, можно заметить, что для того, чтобы при увеличении частоты вращения ведущего ротора поддерживать момент постоянным, у муфты с прямыми роторами (сплошная линия) надо увеличивать ток возбуждения, а у муфты с косыми роторами (штриховая линия), наоборот, уменьшать его.

В заключение следует отметить, что авторами настоящей статьи разработаны конструкции муфт, которые можно применять в стендах, предназначенных для испытания стартеров, задних мостов и коробок передач, а также в приводе автомобильного вентилятора системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

Влияние силовых, кинематических и конструктивных параметров коробок передач на их весовые показатели

Канд. техн. наук А. П. НЕДЯЛКОВ, А. С. УГОЛЕВ

НАМИ

СНИЖЕНИЕ материалоемкости машин и агрегатов является важной задачей для автомобилестроения. Цель работы — исследование влияния силовых, кинематических и конструктивных параметров механических коробок передач на их весовые показатели, чтобы уже на стадии проектирования достаточно достоверно определить вес коробки передач. В технической литературе этот вопрос недостаточно освещен.

Б. В. Гольд [1] приводит следующее уравнение для определения веса четырех- и пятиступенчатых коробок передач:

$$G = kc^3,$$

где c — величина межцентрового расстояния в см;

$k = 0,04$ и $k = 0,05$ кг/см³ — коэффициент соответственно для четырехступенчатых и пятиступенчатых коробок передач.

Данное уравнение отражает зависимость веса коробки передач от величины ее межцентрового расстояния, которая может быть известна только после выполнения технического проекта коробки передач. Межцентровые расстояния могут служить сравнительным критерием весовых показателей только при выполнении коробок передач по одной кинематической схеме. Для оценки весовых показателей коробок передач, сделанных по различным кинематическим схемам (по классической трехвальной схеме, с передним или задним делителем, задним демультипликатором, двумя промежуточными валами и т. д.), величина межцентрового расстояния уже не может быть принята в качестве достоверного критерия, так как в различной степени отражает характер напряженности коробок передач.

В данной работе при определении сравнительного критерия оценки весовых показателей коробок передач учитывались следующие основные параметры и факторы: сухой вес коробки передач без картера сцепления; величина входного крутящего момента; величина диапазона передаточных чисел; число передач; величина интервала ступеней (в данной работе рассматривается как следственный параметр величин диапазона и числа передач); тип схемы коробки передач (без дополнительного редуктора, с дополнительным передним или задним редуктором); наличие или отсутствие синхронизаторов; выполнение коробки передач с чугунным или алюминиевым картером. В качестве силового параметра была взята величина входного, а не выходного крутящего момента, так как величина входного момента в большей степени характеризует действующие мощностные показатели, и, кроме этого, величина выходного момента в значительной степени является параметром следственным, а не причинным. Использование в качестве силового параметра величины выходного момента привело бы к существенному искажению картины сопоставимости коробок передач при наличии различных передаточных чисел высшей передачи, несмотря на то, что сравниваемые коробки передач обеспечивали бы возможность работы с одинаковыми мощностными показателями двигателей при сопоставимых удельных мощностях автомобилей. Методика проведения исследований влияния конструктивных и силовых параметров механических коробок передач была построена на статистической обработке значений приведенных параметров

52 отечественных и зарубежных коробок передач с учетом их анализа и тенденций развития.

Анализ статистических данных о весе коробок передач (без картеров сцепления) и величинах их входных крутящих моментов показал, что вес коробок передач, как выполненных без дополнительных редукторов, так и с дополнительными редукторами, возрастает с увеличением входного момента.

Исследуемые коробки передач были синхронизированные, несинхронизированные, а также с чугунным и алюминиевым картерами, и для них были найдены соответствующие коэффициенты приведения веса к весу синхронизированных коробок передач с чугунным картером. Приведенный вес коробок передач определялся по формуле

$$G_{\text{п}} = Gk_{\text{ч}}k_{\text{с}}, \quad (1)$$

где G — сухой вес несинхронизированной коробки передач без картера сцепления с алюминиевым картером коробки передач;

$k_{\text{ч}}$ — коэффициент приведения веса коробок передач с алюминиевым картером коробки передач к весу коробки с чугунным картером;

$k_{\text{с}} = 1,1$ — коэффициент приведения веса несинхронизированных коробок передач к весу синхронизированных.

На основании результатов статистической обработки весовых показателей коробок передач установлено, что $k_{\text{ч}} = 1,15 \div 1,2$.

Для коробок передач, выполненных по схеме с двумя промежуточными валами (силовые передачи фирм Фуллер и Спайсер) коэффициент $k_{\text{с}}$ в силу весьма малых осевых размеров муфт, как показывают конструкторские расчеты, находится в пределах 1,2, что обусловлено необходимостью удлинения коробки передач для размещения синхронизаторов.

В результате анализа и проведенных исследований влияния кинематических и силовых параметров на весовые показатели коробок передач был принят в качестве критерия оценки весовых показателей удельный весовой параметр $m_{\text{уд}}$ в кг/(кгс·м), определяемый следующей зависимостью:

$$m_{\text{уд}} = \frac{G_{\text{п}}q}{M_{\text{вх}}d}, \quad (2)$$

где d — диапазон передаточных чисел;

q — средний интервал ступеней коробок передач.

Величина q определяется по формуле

$$q = \sqrt[n-1]{d}, \quad (3)$$

где n — число передач.

На рис. 1 в графической форме представлены значения удельных весов коробок передач в функции входных крутящих моментов. По значениям удельных весов коробок пере-

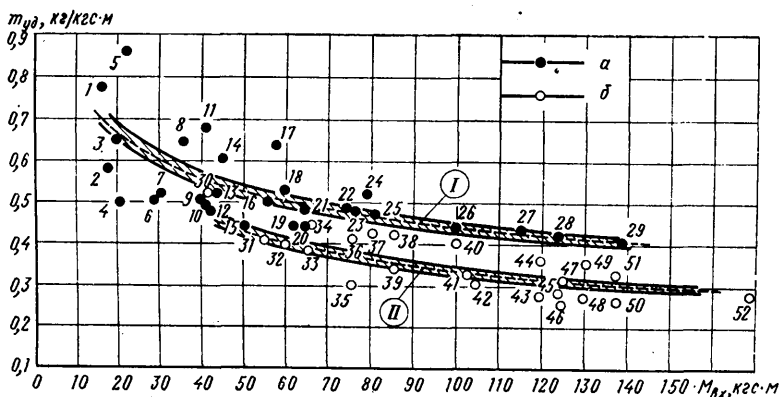


Рис. 1. Зависимость значений удельного веса коробок передач от входного момента (цифры в скобках обозначают число передач и диапазон передаточных чисел):

a — коробки передач без дополнительного редуктора; b — коробки передач с дополнительным редуктором; 1 — УАЗ-451 (4; 4,12); 2 — ZFS 4-18 (4; 5,3); 3 — ZFS 4-225 (4; 6,12); 4 — ГАЗ-51 (4; 6,4); 5 — Фиат 616 (5; 5,3); 6 — ГАЗ-52 (4; 6,48); 7 — ZFS 5-30 (5; 8,0); 8 — Фуллер Г.А.-33 (5; 7,52); 9 — Кларк 280 V (5; 7,48); 10 — ЗИЛ-130 (5; 7,44); 11 — Лейланд GB-241 (6; 9,2); 12 — ZFS 5-35 (5; 6,75); 13 — Ифа (5; 8,62); 14 — ZFS 5-45 (5; 8,47); 15 — Берлие (5; 7,71); 16 — Кларк 320 V (5; 7,87); 17 — Фуллер 5СW-62 (5; 7,4); 18 — Спайсер 5000 (5; 7,08); 19 — Даймлер-Бенц G60 (5; 6,1); 20 — Кларк 380 V (5; 7,87); 21 — ZFS 6-70 (6; 8,3); 22 — ZFS 6-80 (6; 9,0); 23 — Кларк 400 V (5; 7,83); 24 — ЯМЗ-206 (5; 8,45); 25 — Прага 6P-80 (6; 9,54); 26 — ZFS 6-90 (6; 9,01); 27 — ZF АК 6-75 (6; 8,93); 28 — Фуллер Т-905 (5; 7,23); 29 — Спайсер SST-6 (6; 8,53); 30 — Лейланд G B-243 (10; 12,29); 31 — Уник В152 (8; 8,77); 32 — ZFS 8-45 (8; 8,74); 33 — Вольво R 51 (8; 10,15); 34 — ZFGV-70 (12; 9,86); 35 — Мак TRD-77 (10; 10,4); 36 — ZFGV-80 (12; 10,85); 37 — Прага 10P-80 (10; 10,0); 38 — Фиат 682 (8; 7,91); 39 — Фуллер RT-610 (10; 9,0); 40 — ZFGV-90 (12; 10,0); 41 — Дэвид Браун 08-750 (8; 10,75); 42 — Спайсер 8125 (12; 13,1); 43 — ZF5S-110GP (9; 13,1); 44 — Прага 9P-120 (9; 10,75); 45 — Фуллер RT-909 (9; 11,83); 46 — Фуллер RT-915 (15; 12,0); 47 — Вольво R 61 (8; 10,6); 48 — Вольво SR 61 (16; 13,4); 49 — Фуллер RT-910 (10; 8,05); 50 — Спайсер SST-20 (12; 14,25); 51 — Спайсер SST-10 (10; 8,86); 52 — Фуллер RT12510 (10; 9,71)

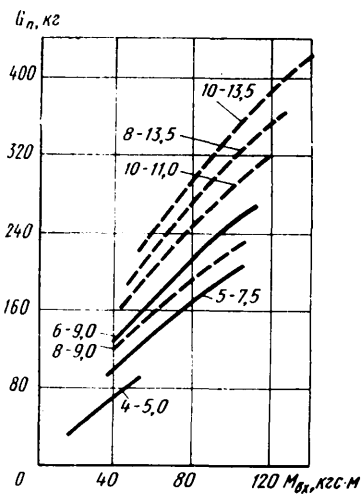


Рис. 2. Зависимость веса коробок передач от величины $M_{вх}$ (сплошные линии — коробки передач без дополнительного редуктора, штриховые — с дополнительным редуктором; первая цифра на кривых — число передач, вторая цифра — диапазон передаточных чисел)

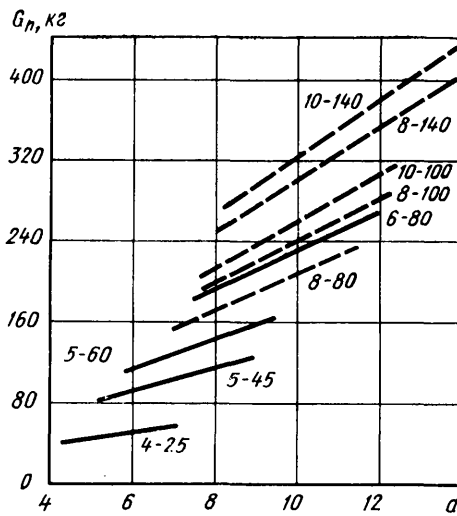


Рис. 3. Зависимость веса коробок передач от диапазона передаточных чисел d (первая цифра — число передач, вторая — величина $M_{вх}$)

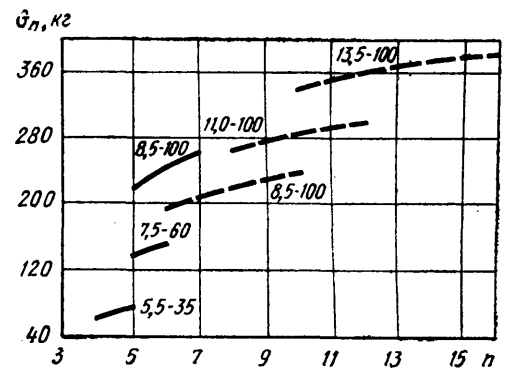


Рис. 4. Зависимость веса коробок передач от числа передач n (первая цифра — величина диапазона передаточных чисел, вторая — величина $M_{вх}$)

дач построены зоны осредненных удельных значений весов с величиной отклонения от среднего значения $\pm 3\%$, для которых с достаточной степенью точности найдены эмпирическим путем соответствующие аналитические зависимости $m_{уд} = f(M_{вх})$.

Зависимость I найдена для коробок передач без дополнительных редукторов, зависимость II для коробок передач с дополнительными редукторами. На графике представлены значения удельного веса отечественных коробок передач УАЗ, ГАЗ, ЗИЛ, ЯМЗ и зарубежных фирм Цанрадфабрик, Уник, ФИАТ, Берлие, Лейланд, Кларк, Фуллер, Спайсер и др. Относительно большой разброс точек удельных значений весов коробок передач в зоне малых крутящих моментов объясняется рядом конструктивных отличий рассматриваемых коробок передач, основным из которых является наличие или отсутствие постоянного зацепления и синхронизатора низшей передачи, а также наряду с современными коробками передач наличие сравнительно устаревших конструкций коробок передач. Обозначенная на рис. 1 заштрихованная зона рекомендуемых удельных весов коробок передач предусматривает наличие постоянного зацепления и синхронизаторов у всех передач прямого хода.

Рассматриваемые же коробки передач в области средних и больших величин входных моментов, особенно коробки передач с дополнительными редукторами, в основном являются современными конструкциями, что и определило сравнительно небольшой разброс значений удельного веса в функции входного момента.

Для синхронизированных коробок передач, выполненных по трехвальной классической схеме, при числе передач от четырех до шести включительно в диапазоне $M_{вх} = 17 \div 160$ кгс·м зависимость удельного веса от входного момента имеет следующий вид:

$$m'_{уд} = \frac{k_1}{\sqrt[4]{M_{вх}}}, \quad (4)$$

где $k_1 = 1,40$ кг/(кгс·м^{3/4}).

Для синхронизированных коробок передач, выполненных по схемам с дополнительным передним или задним редуктором, при числе передач от восьми до шестнадцати в диапазоне $M_{вх} = 40 \div 175$ кгс·м зависимость в функции входного момента имеет вид

$$m''_{уд} = \frac{k_2}{\sqrt[3]{M_{вх}}}, \quad (5)$$

где $k_2 = 1,57$ кг/(кгс·м^{2/3}).

Подставляя найденные по уравнениям (4) и (5) значения $m_{уд}$ в уравнение (2), а также используя зависимости (1) и (3), получим следующие уравнения в окончательном виде для определения веса синхронизированных коробок передач с чугунным картером в зависимости от кинематических и силовых параметров.

Для коробок передач, выполненных без дополнительных редукторов,

$$G_n = k_1 M_{вх}^{3/4} d^{n-1}, \quad (6)$$

а для коробок передач, выполненных с дополнительными редукторами,

$$G_n = k_2 M_{вх}^{2/3} d^{n-1}. \quad (7)$$

Уравнение (6) применимо для четырех—семиступенчатых коробок передач, а уравнение (7) для шести—шестнадцати—ступенчатых коробок передач. На рис. 2 в виде графиков в качестве примера представлены расчетные значения функций $G_n = f(M_{вх})$, на рис. 3 — функций $G_n = \varphi(d)$, а на рис. 4 — функций $G_n = \psi(n)$, выполненные по уравнениям (6) и (7) для коробок передач с различным числом передач при неодинаковых кинематических схемах коробок передач.

Эти графики дают весьма наглядное количественное и качественное представление о влиянии числа передач, величины диапазона и схемы коробки передач на ее весовые показатели.

Таким образом, найденный критерий оценки весовых показателей механических коробок передач представляет собой удельный параметр, учитывающий силовые, кинематические и основные конструктивные особенности, он позволяет на основании статистической обработки показателей по выполненным конструкциям коробок передач (рассмотрено 52 коробки передач) найти аналитические зависимости для определения весовых показателей при заданных ее параметрах. В результате уже на стадии разработки технического задания можно выполнить количественную оценку весовых показателей коробки передач при различных ее параметрах, а также оценить уровень конструирования имеющихся коробок передач.

Коробки передач с дополнительным редуктором имеют по сравнению с коробками передач без дополнительных редукторов в среднем на 25—35% меньшие удельные, а соответственно и абсолютные весовые показатели, что и явилось причиной их широкого применения. С увеличением силовых параметров удельные весовые показатели коробок передач уменьшаются.

Восьмиступенчатые коробки передач, выполненные в едином картере по схеме с дополнительным редуктором, имеют практически такой же вес, что и пятиступенчатые коробки передач, сконструированные по трехвальной схеме, и меньший на 12—16% вес по сравнению с шестиступенчатыми коробками передач трехвальной классической схемы.

Максимальное число передач для коробок передач без дополнительных редукторов с точки зрения предельно допустимого веса равно шести. Это же число передач является минимальным с точки зрения рациональности применения коробок передач, выполненных по схеме с дополнительными редукторами.

Восьми-, десяти- и двенадцатиступенчатые коробки передач, состоящие из четырех-, пяти- и шестиступенчатых основных редукторов, которые можно самостоятельно использовать в качестве коробок передач, с приставными передними редукторами на 13—20% тяжелее коробок передач, специально выполненных в качестве многоступенчатых.

1. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1962.
2. Каталог-справочник «Автомобили СССР», ч. 3. (Коробки передач, гидромеханические передачи, раздаточные коробки и коробки отбора мощности). М., НИИ Автопром, 1969.
3. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. М., «Транспорт», 1972.

УДК 629.113:62-787.1

Оптимизация параметров передней обзорности на этапах доводки автомобиля

М. А. АНДРОНОВ, Ю. С. ЧУХУСТОВ, Н. В. ТИМОФЕЕВА, И. В. НАУМОВ

НАМИ

В ДОВОДОЧНЫХ работах по улучшению показателей обзорности автомобиля конструктору легче всего использовать следующие параметры: продольную регулировку сиденья, угол наклона спинки сиденья, координаты центра качания и углы установки поводков стеклоочистителей, координаты контрольной точки сиденья.

После определения координат контрольной точки сиденья с помощью трехмерного посадочного манекена [1—3] и угла наклона спинки сиденья с использованием методики, приведенной в работе [4], выявляют соответствие указанных параметров предварительно заданным значениям, устанавливаемым заводом-изготовителем.

Наиболее быстро можно выполнить требования, предъявляемые к передней обзорности автомобиля, используя расчетный эксперимент [5] перед осуществлением измерений на натурном образце автомобиля [4]. Результаты такого расчетного эксперимента для двух вариантов макетных образцов № 1 и № 2 автомобиля показаны на рис. 1.

Из рис. 1, а видно, что макетный образец № 2 (сплошные линии) более предпочтителен в отношении углов δ непросматриваемых с места водителя зон, образуемых стойками кузова. Требования к этим углам (при нормативном их значении, равном 6°) можно выполнить в случае величины продольной регулировки сиденья $f \leq 108$ мм (кривые А); у образца № 1 при значениях угла наклона спинки сиденья $\gamma \geq 24^\circ$; у образца № 2 при значениях угла наклона спинки сиденья $\gamma \geq 6^\circ$.

Для $f \geq 158$ мм (кривые Б) указанные требования могут быть выполнены при углах наклона спинки сиденья $\gamma \geq 30^\circ$ и $\gamma \geq 11^\circ$ у образцов № 1 и № 2 соответственно.

В отношении углов видимости α (рис. 1, б) объектов внешней среды через ветровое стекло более удачным является макетный образец № 1 (штриховые линии), поскольку требования к этим углам (при нормативах 5° вниз, 7° вверх и 15° влево) можно выполнить для всех величин продольной регулировки сиденья; у образца № 1 при значениях угла наклона спинки сиденья $\gamma \leq 35^\circ$; у образца № 2 при значениях угла наклона спинки сиденья $\gamma \leq 18^\circ$.

Оптимальные значения продольной регулировки сиденья и угла наклона его спинки при расчете углов δ , а также уг-

лов α видимости объектов через ветровое стекло лежат в пределах $f \leq 108$ мм и $\gamma = 24 \div 35^\circ$, так как минимально допустимое значение угла наклона спинки сиденья ограничено величиной нормативного угла непросматриваемой зоны, а максимальное — величиной нормативного угла видимости вниз. Оптимальные значения этих параметров для образца № 2 лежат в пределах $f \leq 108$ мм и $\gamma = 6 \div 18^\circ$.

Однако, чтобы точно определить оптимальные значения величин f и γ , одних только критериев, по которым в этом эксперименте оцениваются параметры обзорности, недостаточно. Дальнейшее сужение диапазона оптимизации должно осуществляться с использованием расчетного метода определения очищаемых зон ветрового стекла и последовательного сравнения степени очистки S этих зон с нормативными требованиями.

Результаты такого расчета показаны на рис. 1, в. Из рисунка видно, что выполнение требований в отношении степени очистки s большой и малой нормативных зон ветрового стекла, которые должны очищаться с помощью стеклоочистителей соответственно не менее чем на 75 и 99%, может быть осуществлено для образца № 1 при углах наклона спинки сиденья $\gamma = 23 \div 31^\circ$ и для образца № 2 при $\gamma = 8 \div 12^\circ$.

Значительное сужение диапазона значений угла наклона спинки сиденья, в котором находится его оптимальная величина, и крайняя затруднительность ее строгого определения (в связи с недостаточной обоснованностью предпочтения, отдаваемого какому-либо одному параметру, оцениваемому обзорность), позволяют принять за оптимальные значения среднеарифметические величины указанных диапазонов.

Таким образом, оптимальными значениями углов наклона спинки сиденья для образцов № 1 и № 2 могут быть приняты значения γ , соответственно равные $29,5$ и 10° .

После того как параметры конструкции на натурном образце автомобиля (координаты центров качания поводков, размеры поводков и щеток, углы качания поводков) приведены в соответствие с полученными в результате расчета методом последовательного уточнения параметров или (на поздних этапах доводки автомобиля) установлены значения этих параметров по возможности близкими к значениям расчетных, можно окончательно проверить правильность их выбора на натурном образце автомобиля с помощью специального устройства.

В НАМИ разработано устройство (рис. 2), позволяющее не только устанавливать, отвечает ли автомобиль предъявляемым к нему нормативным требованиям, но и получать результаты измерений в количественных оценках.

Устройство состоит из приспособлений: трассирующего (рис. 2, а), регулирующего (рис. 2, б) и для установки устройства в автомобиле.

Трассирующее приспособление включает в себя телескопический штوك l с наконечником для измерения параметров обзорности, который поворачивается в горизонтальной и вер-

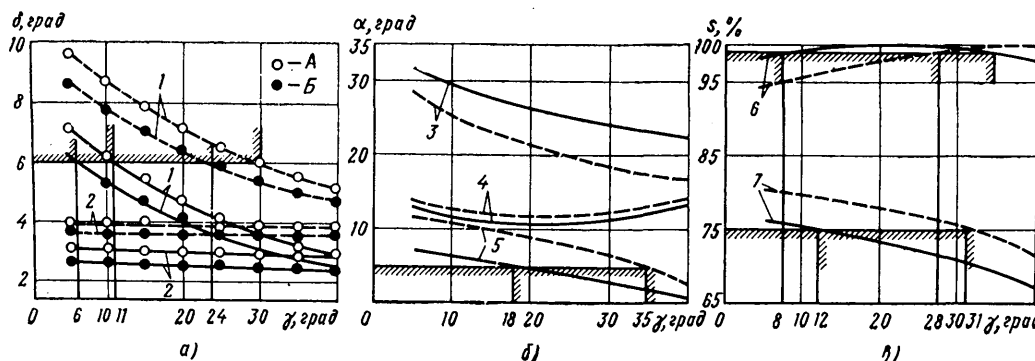


Рис. 1. Выбор оптимальных значений величины продольной регулировки сиденья f и угла наклона спинки сиденья γ при расчетном определении параметров обзорности с места водителя: 1, 2 — соответственно левая и правая стойки; 3—5 — углы видимости соответственно влево, вверх, вниз; 6, 7 — соответственно малая и большая нормативные зоны (заштрихованная часть — недопустимая область значений s , α , δ , γ)

тикальной плоскостях относительно точки O измерителя 2, устанавливаемого на плате 3 в позиции, соответствующие экстремальным положениям глаз (точки V_1, V_2, V_3, V_4), т. е. к крайнему левому положению левого глаза, крайнему верхнему, крайнему нижнему положениям глаз, крайнему правому положению правого глаза.

При измерении углов бинокулярного ограничения видимости, вызываемых стойками ветрового стекла автомобиля, измеритель 2 устанавливается в позиции, соответствующие ближайшим к стойке положениям глаз (точки E_1, E_2, E_3, E_4), на траверсе 4, ось которой O_1 закрепляют на плате 3 в позициях, соответствующих центрам поворота головы (точки P_1 и P_2).

С помощью регулировочного приспособления (рис. 1, б) выбирают положение платы, воспроизводящей места положения глаз и центров поворота головы водителя (точек V и P) в зависимости от величины продольной регулировки сиденья (по шкале F) величины угла наклона спинки сиденья (по шкалам B и C) и положения точек V и P по шкале V в пределах, предусмотренных требованиями.

Приспособление для установки устройства в автомобиле позволяет достаточно легко и точно расположить устройство относительно контрольной точки сиденья, заданной заводом (точка R).

Простота устройства, удобство работы с ним, выявленное в процессе испытаний, принципиальная возможность использования его при оценке обзорности через зеркала заднего вида (изменениям подвергается только конструкция платы 3 измерительного приспособления) и хорошее совпадение результатов расчетного и экспериментального исследований делают целесообразным его использование в качестве типового инструмента, предназначенного для доводки автомобиля и для испытаний, к результатам которых предъявляются повышенные требования по точности.

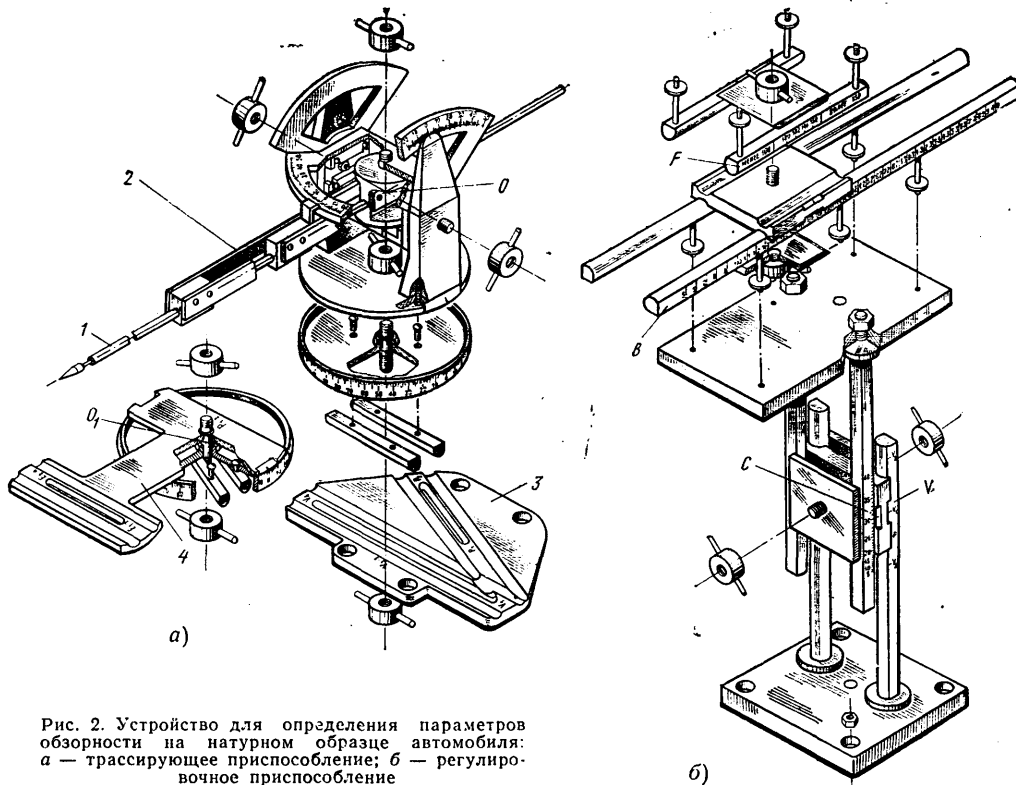


Рис. 2. Устройство для определения параметров обзорности на натурном образце автомобиля: а — трассирующее приспособление; б — регулировочное приспособление

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андронов М. А. и др. Нормирование параметров трехмерного посадочного манекена. — «Труды НАМИ», вып. 151, 1974.
2. Андронов М. А. и др. Расчетно-экспериментальное определение центра распределения координат контрольной точки сиденья. — «Труды НАМИ», вып. 151, 1974.
3. ГОСТ 20304—74. Манекен трехмерный посадочный. Конструкция и основные размеры. Технические требования.
4. Андронов М. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.
5. Андронов М. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 11.

УДК 629.113.004.58

Прогнозирование технического состояния автомобиля по результатам диагностики

Канд. техн. наук А. Г. СЕРГЕЕВ

Владимирский политехнический институт

ОДНОЙ из задач диагностики является объективное прогнозирование технического состояния элементов автомобиля, что возможно только в случае достаточной полноты и точности измерительной информации.

Точность регистрации диагностируемых параметров должна быть оптимальной, так как завышение значений приводит к неоправданному усложнению и удорожанию контрольной аппаратуры, а снижение — к пропуску неисправностей и связанных с этим простоев [1].

Учитывая, что точность оценки значений диагностируемого параметра δ_d определяется методической погрешностью δ_m и точностью инструментальных средств δ_n , получим общее уравнение для определения точности прогнозирования $\delta_{пр}$ по результатам диагностической информации в виде

$$\begin{aligned} \delta_{пр} &= f_1(L, \delta_d); \\ \delta_d &= f_2(\delta_m, \delta_n, \delta_{ci}), \end{aligned} \quad (1)$$

где δ_{ci} — точность регистрации i -го структурного параметра;

L — прогнозируемый пробег.

Величины δ_m и δ_n в свою очередь определяются целесообразной точностью измерения диагностируемого, а следовательно, и структурных параметров.

В процессе эксплуатации автомобиля все его структурные параметры изменяются с определенной интенсивностью (темпом). Под темпом V изменения параметра следует понимать интенсивность износа сопрягаемых пар, интенсивность накопления усталостных напряжений или микротрещин, скорость изменения электромагнитных характеристик и т. п. (если $V = var$, то можно говорить о среднем значении V_{cp}). Тогда на прогнозируемом пробеге L фактическая величина изменения структурного параметра

$$(\Delta a_{ci})_L = VL. \quad (2)$$

Поскольку величина $(\Delta a_{ci})_L$ является абсолютной погрешностью структурного параметра a_{ci} на заданном пробеге, то в качестве меры точности данного параметра на указанном пробеге можно предложить приведенную относительную погрешность

$$\delta_{ci} = \frac{(a_{ci})_L - [(a_{ci})_L \pm (\Delta a_{ci})_L]}{[a_{ci}]} = \pm \frac{(\Delta a_{ci})_L}{[a_{ci}]}, \quad (3)$$

где $[a_{ci}]$ — предельное эксплуатационное значение структурного параметра.

Величина δ_{ci} , вычисленная по формуле (3), удовлетворяет требованиям метрологии [2] и отражает реальную динамику изменения состояния любого элемента в процессе эксплуатации, начиная с изготовления детали. Из выражения (3) также видно, что точность регистрации структурного параметра не является постоянной величиной, а зависит при прочих равных условиях от величины прогнозируемого пробега. Изложенное позволяет использовать эту величину в качестве основной метрологической характеристики при назначении точности прогнозирования технического состояния элементов автомобиля.

В таблице приведены значения структурных параметров некоторых элементов автомобиля и целесообразная точность их регистрации на прогнозируемом пробеге 10 000 км, соответствующем периодичности диагностирования отдельных систем и агрегатов.

Приведенные рассуждения полностью распространяются и на диагностируемый параметр в случае его однозначной зависимости от структурного (диагностируемый параметр тождествен структурному). Однако при формировании диагностического сигнала множеством структурных параметров последние оказывают различное влияние на величину a_d диагностируемого параметра. Это влияние зависит от вида функциональной связи

$$a_d = f(a_{c1}, a_{c2}, \dots, a_{cn}) \quad (4)$$

и может быть оценено с помощью коэффициента влияния [3—5]

$$S_{ci} = \frac{\partial a_d}{\partial a_{ci}} \frac{a_{ci}}{a_d}. \quad (5)$$

Тогда точность регистрации δ_d диагностируемого параметра будет функцией S_{ci} и δ_{ci} . Действительно, пусть взаимосвязь между диагностируемым и структурным параметрами задана в виде (4). Используя разложение в ряд Тейлора, найдем абсолютную погрешность

$$\Delta a_d = \sqrt{\left(\frac{\partial a_d}{\partial a_{c1}}\right)^2 \Delta a_{c1}^2 + \left(\frac{\partial a_d}{\partial a_{c2}}\right)^2 \Delta a_{c2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial a_d}{\partial a_{cn}}\right)^2 \Delta a_{cn}^2} \quad (6)$$

и относительную погрешность

$$\delta_d = \frac{\Delta a_d}{a_d} = \sqrt{\left(\frac{\partial a_d}{\partial a_{c1}}\right)^2 \frac{\Delta a_{c1}^2}{a_d^2} + \left(\frac{\partial a_d}{\partial a_{c2}}\right)^2 \frac{\Delta a_{c2}^2}{a_d^2} + \dots + \left(\frac{\partial a_d}{\partial a_{cn}}\right)^2 \frac{\Delta a_{cn}^2}{a_d^2}} \quad (7)$$

Преобразуя подкоренное выражение в формуле (7) с учетом выражения (5), окончательно получим

$$\delta_d = \sqrt{\sum_{i=1}^n (S_{ci} \delta_{ci})^2}. \quad (8)$$

В работе [5] показано, что взаимосвязь (8) является универсальной и не зависит от вида идентификации функциональной связи диагностируемого и структурных параметров.

Структурный параметр	Интенсивность изменения параметров	Точность регистрации в %
Зазоры в парах в мкм/10 000 км: гильза — поршень (ЗИЛ-130)	16,2	4,6
компрессионное кольцо — канавка поршня по высоте (модель 408)	13,9	8,4
штулка — шейки распределительного вала (модель 408)	1,06	3,3
Диаметр коренных шеек коленчатого вала (ЗИЛ-130) в мкм/10 000 км	1,7	2,4
Износ в мкм/10 000 км: шлицевых зубьев вала сошки	6,25	8,7
шлицев зубьев вилки карданного вала	5,92	9,2
шаровой головки пальца рулевой тяги	10,2	7,0
Угол зацепления шестерен передач (ЗИЛ-130) в град/10 000 км: первой	0,42	6,0
второй	0,86	12,0
третьей	1,04	13,0
четвертой	1,22	12,0
главной	1,65	2,8
Износ (ГАЗ-24) в мкм/10 000 км: шкворня (ГАЗ-24)	21	4,0
втулки и шкворневого соединения	8	4,0

Поскольку точность δ_d регистрации диагностируемого параметра выбрана из условия прогнозируемого пробега, то целесообразной и оптимальной точностью будет $\delta_{пр}$.

Оценив необходимую точность прогнозирования, следует выбрать соответствующие инструментальные средства, также влияющие на метрологическую достоверность диагностической информации [1].

Выбранная точность прогнозирования, обусловленная точностью регистрации диагностируемого параметра, должна быть гарантирована инструментальной $\delta_{и}$ и методической $\delta_{м}$ составляющими погрешности. Поскольку структурные звенья измерительной цепи обладают разной информационной способностью, приведенная относительная погрешность измерительного прибора и точность регистрации находятся в соотноении

$$\delta_{и} = 0,725 \delta_d. \quad (9)$$

Поэтому методическая погрешность самого метода диагностирования не должна превышать

$$\delta_{м} \leq 0,275 \delta_d. \quad (10)$$

Таким образом, для обеспечения необходимой точности прогнозирования инструментальная погрешность средств диагностики должна быть на 25—30% ниже, чем точность регистрации диагностического параметра, определенная приведенным методом.

Выражения (9) и (10) позволяют дифференцировать погрешности диагностирования, чтобы обосновать конкретные значения методических и инструментальных ошибок при диагностических операциях на автомобильном транспорте. Этот же подход может быть использован и при научно-исследовательских работах [5] в автомобилестроении.

Рассмотренные теоретические предпосылки дают возможность научно обоснованно назначать точность измерительных средств диагностики при прогнозировании технического состояния отдельных элементов автомобиля.

Таким образом, в результате проведенных работ выявлена взаимосвязь между точностью диагностирования и прогнозируемым пробегом автомобиля. Предложена степень точности структурных и диагностируемых параметров и доказана возможность априорной оценки точности инструментальных средств диагностики с учетом технологии изготовления и условий эксплуатации узлов и агрегатов автомобиля. Теоретически и практически обоснована зависимость точности прогнозирования от функциональной связи между структурными и диагностическими параметрами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сергеев А. Г., Галкин А. П. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 6.
2. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. М., «Транспорт», 1970.
3. Розенвассер Е. Н., Юсупов Р. М. Чувствительность систем автоматического регулирования. М., «Энергия», 1969.
4. Сергеев А. Г. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 8.
5. Армадеров Р. К. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 6.

Перспективный городской автобус

И. В. СМИРНОВ, А. В. ЧАНКОВ, П. И. ПРИСЯЖНЫЙ

Всесоюзный конструкторско-экспериментальный институт автобусостроения

ВОПРОСЫ выбора конструктивных схем семейства перспективных унифицированных автобусов, рассмотренные в работах [1—5], в настоящее время являются особенно актуальными.

Всесоюзным конструкторско-экспериментальным институтом автобусостроения и НАМИ создан перспективный городской автобус «Мир» большой вместимости (см. рисунок). Краткая техническая характеристика автобуса следующая:

Длина в мм	11 000
Высота в мм	2955
База в мм	5600
Свес кузова в мм:	
передний	2450
задний	3000
Угол проходимости в град:	
передний	9
задний	9
Число пассажирских мест:	
общее	120
для сидения	31
Максимальная скорость в км/ч	60

Автобус имеет вагонную компоновку с задним, смещенным к левому борту силовым агрегатом, задним ведущим мостом со смещенной к левому колесу главной передачей и опущенной средней частью балки моста, низкопрофильными шинами диаметром 960 мм и тремя сдвоенными дверьми. Такая компоновка позволила разместить силовой агрегат под сдвоенными пассажирскими сиденьями левого ряда, получить по всей длине салона ровный пол на высоте 630 мм, широкий проход между сиденьями и расположить заднюю пассажирскую дверь непосредственно у заднего борта.

В салоне автобуса применена трехрядная планировка сидений: сдвоенные сиденья установлены слева, а одинарные — справа. Планировка салона, наличие трех широких дверей и широкого прохода между сиденьями, отсутствие тупиков, низкий уровень пола, уменьшенное число ступенек для входа и выхода пассажиров повышают комфортабельность автобуса и позволяют значительно сократить время пассажирообмена.

Архитектурно автобус выполнен в виде параллелепипеда с незначительными скруглениями передней и задней частей, в результате чего потери полезной площади у передней и задней стенок кузова минимальны. Переднее ветровое стекло с низко расположенным подоконным брусом обеспечивает водителю хорошую обзорность. Нижняя часть ветрового стекла выполнена с обратным наклоном, чтобы уменьшить его загрязнение и устранить блики. Кроме того, разделение ветрового стекла по горизонтали позволило расположить рабочее место водителя на минимальном расстоянии от передней стенки кузова. Высота пассажирского салона увеличена до 2100 мм, расстояние от пола до верхней кромки боковых окон — до 1800 мм, что на 150 мм больше, чем у других отечественных автобусов. Кривизна боковин кузова выполнена так, что пояс его максимальной ширины расположен на высоте размещения подушек сидений. Это позволило расширить проход в салоне до 1020 мм.

Кузов автобуса цельнометаллический. Каркас выполнен из тонкостенных труб прямоугольного сечения, соединенных электродуговой сваркой. В пределах базы и высоты основания автобуса боковины каркаса соединены между собой диагонально в плане вертикальными плоскими фермами. Боковины кар-

каса с основанием скреплены продольными балками треугольного сечения. Оконный пояс каркаса кузова выполнен из смежно расположенных рамок, соединяющих крышу с подоконным поясом боковин.

Для внутренней обивки в салоне автобуса использован пластик. Пол автобуса выполнен из бакелизированной фанеры, а мягкий настил пола — из рифленого реллина. Для улучшения интерьера автобуса и облегчения уборки пассажирского помещения стыки настила сварены. Сиденья автобуса выполнены полумягкими, а верхняя часть спинок сидений заканчивается мягким валиком.

Двухстворчатые пассажирские двери остеклены по всей высоте. Открывающиеся внутрь кузова створки дверей снабжены горизонтальными и наклонными поручнями. Низ дверных проемов расположен на уровне пола салона. Для увеличения полезной площади салона подножки дверей сделаны выдвижными. Привод дверей и подножек пневматический, управление осуществляется дистанционно с рабочего места водителя при помощи электропневматических клапанов.

Силовой агрегат автобуса состоит из V-образного дизеля КАМАЗ-740 мощностью 210 л. с. и автоматической гидромеханической коробки передач с несоосными в плане ведущим и ведомым валами. Силовой агрегат расположен у левого борта в заднем свесе автобуса. Это обеспечивает хороший доступ к нему через люки в левой боковине, задней стенке кузова и со стороны салона.









Один из двух радиаторов системы охлаждения двигателя установлен в заднем свесе автобуса за силовым агрегатом, что создает оптимальные условия для охлаждения двигателя в любое время года. Вентилятор заднего радиатора отсасывает воздух из моторного отсека и выталкивает его через решетку в задней стенке кузова наружу, в зону разрежения воздуха, образующуюся при движении автобуса. Это позволяет устранить загрязненность воздуха отработавшими газами в салоне и уменьшить загрязненность задней части кузова автобуса. Вентилятор переднего радиатора забирает чистый воздух через решетку в передней панели кузова. В теплое время года нагретый передним радиатором воздух выталкивается под автобус, а в холодное время используется для обогрева пассажирского помещения, рабочего места водителя и обдува ветровых стекол.

Задний ведущий мост со смещенной главной передачей и опущенной средней частью балки состоит из картера, главной передачи, двух колесных редукторов, двух полуосей разной длины и тормозных механизмов. Ось картера главной передачи смещена относительно продольной оси влево на 477 мм. Кожухи полуосей имеют круглое сечение диаметром 200 мм. Максимальная статическая нагрузка на мост составляет 10 тс, допустимый максимальный момент на ведущей конической шестерне — 400 кгс·м.

Передняя и задняя подвески автобуса зависимые пневматические на упругих элементах, с рычажными направляющими устройствами. Подвески снабжены телескопическими амортизаторами и регуляторами положения кузова. Пальцы резино-металлических шарниров приварены к рычагам направляющего устройства подвесок, а втулки — к основанию кузова, в результате чего повышена надежность направляющего устройства и уменьшено число резьбовых соединений.

Генератор системы электрооборудования имеет встроенный интегральный регулятор. Впервые в практике отечественного автобусостроения применена централизованная система размещения приборов и агрегатов электрооборудования по левому борту с доступом снаружи через люк. Управление наружным, внутренним освещением и сигнализацией осуществляется с пульта, смонтированного на рулевой колонке. Узы и системы электрооборудования автобуса (аварийная мигающая сигнализация, стояночные огни, контроль исправности привода тормозов, контроль исправности аварийной сигнализации) соответствуют требованиям безопасности ЕЭК ООН и СЭВ. Двухрежимные фонари имеют резкоувеличенную светоотдачу днем, автоматически снижающуюся ночью, чтобы не слепить водителей идущего сзади транспорта. Программное управление гидромеханической передачей осуществляется с помощью пульта, имеющего всего три кнопки. Пульт обеспечивает включение автоматического режима и установку нейтрального положения, а также принудительное включение понижающей передачи, муфты заднего хода и с выдержкой времени — передачи заднего хода. При открытии пассажирских дверей



Техническая характеристика	Класс автобуса			
	малый	средний	большой	особо большой (сочлененный)
				
				
Длина в м	7±1	9±1	11±1	17 ⁺¹ ₋₂
Допустимая осевая нагрузка в тс, не более	6—7	8—10	10—11,5	8—11,5
Общая вместимость (при норме 0,125 м ² площади на стоящего пассажира), не более	75	100	125	200
Число мест для сидения, не менее	15	20	25	40
Полный вес (ориентировочно) в кг	10 500	15 500	17 500	25 000
Двигатель	ГАЗ-Д6 V-образный с углом развала 60°, мощностью 120 л. с. при 2800 об/мин; Чепель 415-Д6 рядный мощностью 110 л. с. при 2300 об/мин;	ЗИЛ-Д8 V-образный с углом развала 90°, мощностью 160 л. с. при 2800 об/мин; КамАЗ-642 V-образный шестицилиндровый с углом развала 90°, мощностью 160 л. с. при 2600 об/мин; РАБА-МАН-М6-Д5 рядный мощностью 160 л. с. при 2200 об/мин	КамАЗ-7401 V-образный восьмицилиндровый с углом развала 90°, мощностью 180 л. с. при 2600 об/мин; КамАЗ-740 V-образный восьмицилиндровый с углом развала 90°, мощностью 210 л. с. при 2600 об/мин; РАБА-МАН-НМ6-Д6 рядный мощностью 200 л. с. при 2200 об/мин	КамАЗ-741 V-образный десятицилиндровый с углом развала 90°, мощностью 260 л. с. при 2600 об/мин; РАБА-МАН-НМ6-Д6 рядный мощностью 230 л. с. при 2200 об/мин; РАБА-МАН-НМ6Т-Д6 рядный мощностью 256 л. с. при 2200 об/мин
Коробки передач (несоосные)	ГМ2-50;	М5-50	ГМ2-3-80; М5-60	ГМ3-80; М4-5-80
Ведущий мост (со смещенной главной передачей)	Неразрезной с одинарной или двойной центральной передачей; с одинарными или двойными колесами	Неразрезной с двойной главной передачей—центральной и в ступице колеса;	с двойными колесами	
Грузоподъемность управляемой оси в тс	5	5 или 7	7	5 или 7
Типоразмер шины	305/82—20Р	305/74—20Р или	305/82—20Р	305/82—20Р
Сменяемая модель автобуса	ПАЗ-665 (3201)	КАвЗ-3100; ЛАЗ-698; Икарус-208; Икарус-220	ЛиАЗ-677; ЗиУ-8; Икарус-240; Икарус-242; Икарус-260; Икарус-262; Икарус-266	Икарус-280; Икарус-282

гидромеханическая передача блокируется и водитель не может начать движение.

Рабочая, запасная и стояночная системы торможения составляют тормозную систему автобуса. Привод рабочего тормоза пневматический и по требованиям безопасности выполнен с раздельными контурами для передних и задних колес. С этой целью применены два тормозных крана, расположенных у передней и задней осей. Тормозные механизмы передних и задних колес колочные барабанные.

Впервые в отечественном автобусостроении на задней оси установлены тормозные камеры с пружинными энергоаккумуляторами. Эти камеры состоят из диафрагменной бесфланцевой тормозной камеры и пружинно-пневматического поршневого цилиндра. Диафрагменная камера выполняет функции рабочего органа служебного тормоза. Пружинный цилиндр служит запасным тормозом при регулируемом выпуске сжатого воздуха из-под пружины с помощью крана со следящим действием, а также стояночным (аварийным) тормозом при нерегулируемом выпуске воздуха с помощью крана без следящего действия или вследствие повреждения пневматического привода либо его части.

Для управления пружинно-пневматическими цилиндрами при запасном и стояночном торможении используется ручной тормозной кран обратного действия (для механизмов, работающих при выпуске сжатого воздуха). Для удобства кран управления стояночным тормозом расположен на щитке приборов.

Привод запасной и стояночной тормозных систем включает в себя автономный воздушный баллон и ускорительный клапан. Наличие в приводе также двухмагистрального клапана и крана аварийного растормаживания позволяет за короткое время растормозить пружинные тормоза после аварийного торможения путем подвода воздуха из автономной магистрали.

Рабочее место водителя выполнено в соответствии с нормативными документами, а также требованиями СЭВ, ЕЭК ООН и др. Оно регулируется в продольном направлении, по высоте и по наклону спинки. Пневматическая подвеска сиденья снабжена регулятором постоянного уровня.

Щиток приборов представляет собой отдельный узел, установленный на стойке. Обивка щитка приборов и их ободки окрашены в черный матовый цвет. Все органы управления, размещенные на щитке, находятся в зоне досягаемости правой руки водителя.

Большие ветровые стекла с низко опущенным подоконным брусом и застекленная нижняя часть створок передней двери обеспечивают хорошую обзорность водителю. Для управления автобусом ему не требуется прилагать особых усилий благодаря установке руля с гидроусилителем и наличию на щитке приборов крана управления стояночным тормозом.

Системный метод оценки и выбора конструктивных схем с использованием ЭВМ, предложенный А. В. Чанковым, при выборе семейства перспективных унифицированных автобусов позволил учесть максимальное число факторов, влияющих на их эксплуатационные, производственные и потребительские свойства. По формулам для определения нормативных параметров и показателей, статической нагрузочной и динамической характеристик на ЭВМ были рассчитаны все фазы движения, составляющие замкнутые циклы. При этом учитывались опорно-сцепные качества автобуса для любой величины и неравномерного расположения полезной нагрузки. По динамической характеристике с помощью графоаналитического метода решены уравнения движения для случая, когда реакции левых и правых ведущих колес не равны, а тяговая сила по сцеплению изменяется не прямо пропорционально полной массе автобуса. Окончательный выбор конструктивных схем автобусов проведен исходя из их максимальной производительности.

Предлагаемый перспективный ряд унифицированных автобусов должен включить четыре базовые модели, основные параметры которых приведены в таблице. На основе этих базовых моделей можно создать более 70 модификаций автобусов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Осепчугов В. В., Чанков А. В. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 11.
- Осепчугов В. В., Чанков А. В. — Экспресс-информация «Городской транспорт», 1973, № 8.
- Oszepecsugov V. V., Csankov A. V. — „Targmuver“, Mezo-gazdasagi Gepek 21, 1974, № 1.
- Чанков А. В. и др. — «Труды ГСКБ по автобусам», 1974.
- Осепчугов В. В. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 10.

О компоновочной схеме автомобиля-фургона для внутригородских перевозок

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук А. М. ГОЛОМИДОВ

Запорожский машиностроительный институт

ОТЕЧЕСТВЕННАЯ автомобильная промышленность обеспечивает внутригородские перевозки автомобилями-фургонами средней грузоподъемности, выполненными на базе серийных грузовых автомобилей Московского автозавода им. И. А. Лихачева и Горьковского автозавода, специализированными автомобилями-фургонами с кузовами вагонного типа Ульяновского автозавода им. В. И. Ленина и Ереванского автозавода и автомобилями-фургонами, созданными на базе легковых автомобилей. Все эти автомобили имеют классическую компоновку (двигатель расположен спереди, ведущие колеса задние).

При классической трансмиссии ограничены возможности создания семейства специализированных автомобилей с различной базой из-за наличия карданного вала от коробки передач к заднему ведущему мосту. Поскольку задний мост выполнен ведущим, нельзя снизить высоту погрузочной платформы кузова и увеличить удельный объем его. Поэтому указанные автомобили эксплуатируются с низким коэффициентом использования грузоподъемности.

Если для таких автомобилей высоту платформы снизить за счет изменения компоновочной схемы (ведущие колеса — передние) до 400—500 мм, как это бывает на специальных автомобилях, созданных для внутригородских перевозок, то объем кузова при той же его площади и высоте возрастет для автомобилей ГЗСА-950, ГЗСА-893 и ГЗСА-3704 соответственно на 14,2; 17,2 и 8,56 м³, а вес перевозимого этими автомобилями груза увеличится на 30—60%. При этом существенно возрастает эффективность использования автомобилей и улучшатся условия труда на погрузочно-разгрузочных работах.

Отечественные автомобили малой грузоподъемности, производимые Ульяновским автозаводом им. В. И. Ленина и Ереванским автозаводом, имеют кузов вагонного типа. При этом достигается высокая обзорность, уменьшаются габариты и база автомобиля, а следовательно, повышаются маневренность и коэффициент использования площади. Однако в случае применения классической компоновки для этих автомобилей нельзя получить высокий коэффициент использования объема автомобиля. Если выполнить эти автомобили с приводом на передние колеса (двигатель спереди и ведущие колеса передние), то высота погрузочной платформы может снизиться до 400—500 мм, а объем кузова будет таким же, как у автомобиля ГЗСА-3704.

У автомобилей-фургонов, выпускаемых на базе шасси легкового автомобиля «Москвич-412» Автозаводом им. Ленинского комсомола и Автозаводом в г. Ижевске, фургон расположен сзади переднего сиденья кузова базового автомобиля (кузов капотного типа). При этом полезная нагрузка как у автомобиля «Москвич-434», так и у автомобиля ИЖ-2715 приходится полностью на заднюю ось, что вызывает перегрузку шин размера 6,45—13 задних колес автомобиля «Москвич-434» и недогрузку шин размера 6,40—13 передних колес у автомобиля ИЖ-2715. В соответствии с ГОСТом на шины размера 6,40—13 рекомендуется минимальная нагрузка 320 кг при давлении воздуха 1,2 кгс/см², а вес, приходящийся на переднее колесо автомобиля при полной нагрузке, составляет 290 кг. По этим же причинам не представляется возможным при таком типе кузова увеличить грузоподъемность автомобиля.

Известно, что автомобиль-фургон на базе автомобиля ГАЗ-20 «Победа» с кузовом такого типа имел грузоподъемность 400 кг. Созданный на базе этого автомобиля польский автомобиль-фургон «Жук» имеет грузоподъемность 935 кг и сравнительно высокий коэффициент использования площади. Достигнуть таких показателей на автомобиле «Жук» позволило применение кузова полукапотного типа.

Кузов полукапотного типа находит широкое применение на зарубежных автомобилях-фургонах, изготовляемых на базе шасси легковых автомобилей (Мерседес-Бенц, Опель, Ситроен, Форд и др.).

При таком кузове двигатель и передняя ось смещены вперед по отношению к кабине, а сиденья водителя и пассажира находятся внутри базы, что позволяет повысить комфортабельность и улучшить условия посадки и высадки. В случае

применения кузова полукапотного типа по сравнению с кузовом вагонного типа улучшается доступ к двигателю и к грузовому отсеку из кабины водителя. При кузове полукапотного типа можно достигнуть благоприятного распределения веса и достаточно большого объема кузова, что позволяет повысить грузоподъемность и эксплуатационные свойства автомобилей-фургонов, особенно создаваемых на базе шасси легковых автомобилей. Водитель при таком кузове защищен от встречного удара. Однако при этом несколько уменьшается полезная используемая площадь автомобиля. Анализ показывает, что кузов такого типа более предпочтителен, чем кузов капотного или вагонного типа, и за последние годы находит все более широкое применение на зарубежных автомобилях малой грузоподъемности.

Если автомобиль-фургон выполнен с приводом на передние колеса, силовой агрегат с трансмиссией располагается обычно на подрамнике в передней части кузова, и задняя подвеска, зависящая или независимая, не связана с передней и может свободно смещаться, снижая или увеличивая базу. Следовательно, возможно использовать кузовы различной длины.

Если задний мост неведущий, можно снижать высоту погрузочной платформы до 360—500 мм, а при независимой задней подвеске делать эту высоту регулируемой и снижать ее до нуля, т. е. опускать платформу до опорной поверхности на стоянках.

Так, в США запатентован автомобиль скорой помощи с приводом на передние колеса, у которого в момент загрузки и выгрузки носилок пол кузова опускается на землю.

Японская фирма Изуцу выпускает автомобили с приводом на передние колеса грузоподъемностью 1750 кг в пяти модификациях. При этом у модели с низким полом кузова высота погрузочной платформы составляет 450 мм, а у модели с переменной высотой погрузочной платформы эта величина изменяется в пределах 455—1500 мм. Первая из моделей предназначена для эксплуатации в хороших дорожных условиях, в том числе и для внутригородских перевозок, вторая — для более широкого целевого назначения.

В 1974 г. в результате сотрудничества фирм ФИАТ и Ситроен создано семейство автомобилей грузоподъемностью 1500—1800 кг с приводом на передние колеса, высотой погрузочной платформы около 400 мм и объемом кузова 9,3 м³. Спроектированный фирмой Альфа-Ромео автомобиль 5,70 F грузоподъемностью 2 т при базе 3740 мм и 2,15 т при базе 2640 мм выпускается фирмой Савнем. Высота погрузочной платформы этого автомобиля 450 мм.

Фирмой АМ Джeneral спроектировано шасси с приводом на передние колеса для установки жилых или других специальных кузовов различной длины. Шасси состоит из двух частей. На переднем подрамнике устанавливаются двигатели различных размеров мощностью 225 л. с.

Заднюю часть шасси выпускают с одним или двумя неведущими мостами, допускающими нагрузку на каждый 2360 кг. Допустимый полный вес автомобиля-фургона 6804 кг, высота погрузочной платформы составляет 488 мм.

В настоящее время практически все зарубежные фирмы, производящие легковые автомобили и автомобили малой грузоподъемности, производят и автомобили-фургоны с приводом на передние колеса с низкой погрузочной платформой для внутригородских перевозок.

Проведенный анализ зарубежных грузопассажирских автомобилей-фургонов с различными компоновочными схемами показывает, что автомобили с приводом на передние колеса имеют больший удельный объем кузова и меньшую высоту погрузочной платформы, чем автомобили с классической компоновкой и автомобили с двигателем, расположенным сзади.

Анализ автомобилей-фургонов малой и средней грузоподъемности показывает, что применение привода на передние колеса автомобиля, используемого для внутригородских перевозок, можно снизить высоту погрузочной платформы при сохранении клиренса на 30—70% и увеличить удельный объем кузова при сохранении габаритов на 20—50% по сравнению с автомобилями классической компоновки и существенно повысить коэффициент использования грузоподъемности, а сле-

довательно, и экономическую эффективность таких автомо- билей.

Фирма Фольксваген начала использовать привод на перед- ние колеса в автомобилях грузоподъемностью до 1000 кг, предназначенных не только для внутригородских, но и для внегородских перевозок на улучшенных асфальтированных и бетонных дорогах, а также на грунтовых дорогах.

Использование привода на передние колеса в сочетании с низкой высотой погрузочной платформы, а следовательно, с низким положением центра тяжести позволяет увеличить критические скорости движения за счет повышения поперечной устойчивости.

Внутригородские перевозки характеризуются большим коли- чеством поворотов при переездах с одной улицы на другую и при маневрировании.

Проведенные испытания показали, что энергетические затра- ты на передвижение автомобилей с приводом на передние колеса ниже, чем автомобилей другого типа.

Таким образом, из автомобилей для внутригородских пере- возок наиболее перспективным является автомобиль с приво- дом на передние колеса.

Обеспечение внутригородских перевозок специальными авто- мобилями малой и средней грузоподъемности с приводом на передние колеса и большим удельным объемом кузова позво- лит высвободить большое количество автомобилей общего назначения, непродуцируемых на внутригород- ских перевозках, для других видов перевозок и обеспечит высокий экономический эффект во внутригородских пере- возках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голомидов А. М. Автомобили с приводом на передние ко- леса. М., «Машиностроение», 1972.
2. „Auto Motor und Zubehör“, 1973, 61, № 24, с. 1133—1134.
3. „Auto Motor und Zubehör“, 1974, 62, № 8, с. 286—288.

УДК 629.113.011.57

Анализ конструкции кабины грузового автомобиля

Канд. техн. наук Г. М. БАГРОВ

АНАЛИЗ конструктивного исполнения кузовных конструк- ций в процессе проектирования, в том числе и кабин грузовых автомобилей, с целью обеспечения их необходимой прочности и жесткости является сложной проблемой кузово- строения. Этот анализ связан с большим объемом вычисли- тельных работ даже при использовании ЭЦВМ. Поэтому целе- сообразнее проводить исследования, используя упрощенные расчетные схемы: тогда объем вычислений сводится к мини- муму. По результатам подобных исследований можно состав- ить представление о влиянии различных конструктивных из- менений основных частей кабины на перераспределение напря- жений и перемещений, характеризующих соответственно проч- ность и жесткость.

Исследуем конструктивное исполнение крыши, основания и стоек для кабины, рассчитанной на кручение¹. Эксплуатация показывает, что именно на эти части кабины приходится наи- большее число разрушений. Прежде всего рассмотрим изме- нение (перераспределение) напряженного состояния на ука- занных частях кабины при изменении размеров их поперечных сечений в приемлемых для данной кабины конструктивных пределах. Изменение размеров поперечных сечений влечет за собой изменение геометрических характеристик соответствую- щих частей кабины: для стоек — моментов инерций J_x и J_z , для крыши и основания — секториальных моментов инерции J_{ω}^k и J_{ω}^o . Это в конечном итоге приводит к изменению как результирующего эпюра бимоментов B на крыше и осно- вании; так и результирующих эпюров изгибающих моментов M_x и M_z на стойках кабины. При этом возможен анализ на-пряженного состояния как для частей, у которых изменяются размеры поперечных сечений, так и для остальных частей ка- бины.

Изменение напряженного состояния отдельных частей каби- ны характеризуется распределением напряжений в их концев- ых сечениях. Для оценки напряженного состояния проана- лизируем изменение напряжений для одноименных точек в кон- цевых сечениях отдельных частей кабины. Во время этих ис- следований не будем учитывать изгибающих моментов, дей- ствующих на крышу и основание, поскольку они практически не влияют на окончательные результаты. Будем изменять раз- меры поперечных сечений поочередно для отдельных частей при постоянных линейных размерах и геометрических харак- теристиках неисследуемых частей кабины. Длины частей ка- бины при этом остаются неизменными. Рассмотрим действие на кабину только статического крутящего момента.

Действительные поперечные сечения задних и передних стоек рассматриваемой кабины достаточно сложны, что в свою очередь затрудняет проведение исследований по оценке их конструктивного исполнения. В связи с этим сечения идеали- зируем с тем, чтобы у действительных и идеализированных сечений по возможности сохранить равными соответствующие моменты инерции, моменты сопротивлений и габаритные раз- меры.

Поперечные сечения задних и передних стоек кабины пред- ставим в виде прямоугольников со сторонами b и h (рис. 1). В этом случае полностью сохраняется равенство между мо- ментами инерции действительных и идеализированных сече- ний, а разница между моментами сопротивлений и габаритны- ми размерами не превышает $\pm 3\%$.

Исследования показали, что при изменении поперечных сече- ний задних стоек (увеличение или уменьшение размеров b и h) напряжения на передних стойках, крыше и основании изменяются незначительно, в общем уменьшаясь при увеличе- нии поперечных размеров сечений задних стоек. Напряжения на самих задних стойках достаточно малы и с увеличением поперечных размеров уменьшаются, причем это уменьшение более интенсивно при увеличении размера b , находящегося в боковой плоскости кабины.

Передние стойки рассматриваемой кабины имеют перемен- ные значения поперечных сечений по своей длине. Поскольку это изменение линейно, рассмотрим среднее сечение, размеры которого приняты равными среднеарифметическому значению соответствующих размеров верхнего и нижнего сечений. Уч- тывая результаты исследований задних стоек, передние стой- ки исследуем только при изменении размера b поперечного сечения. Здесь учитываем также, что изменение размера h вле- чет за собой резкое изменение обзорности с места водителя.

С увеличением размера b поперечных сечений передних стоек напряжения в сечениях самих передних стоек, основании и задних стойках уменьшаются (рис. 1). Исключение состав- ляет крыша, где в сечении, проходящем через узел соедине- ния с передними стойками, напряжения повышаются, а в се-

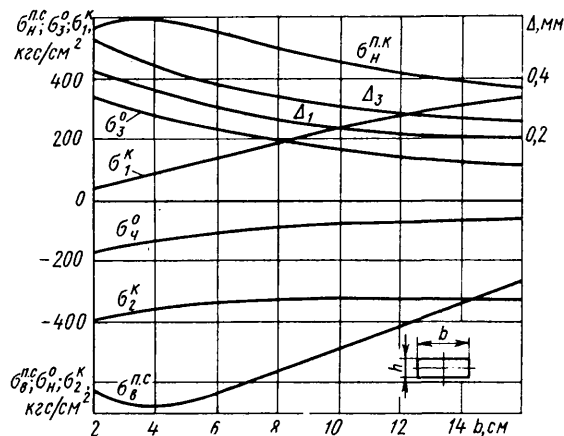


Рис. 1. Зависимость напряжений в сечениях от размеров b и h :

$\sigma_{1,2}^{п.с.}$, $\sigma_{1,2}^{в.с.}$ — напряжения в нижнем и верхнем сечениях передних стоек; σ_1^o , σ_2^o , σ_1^k , σ_2^k — соответственно напряжения в сечениях крыши и основания

¹ Багров Г. М. Напряженное состояние кабины грузового автомобиля при действии статических нагрузок. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 1, с. 17—20.

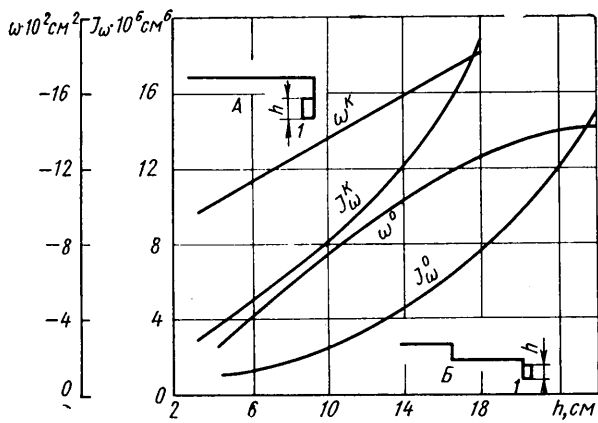


Рис. 2. Изменение значений секториальных моментов инерции и секториальной координаты для идеализированных сечений крыши А и основания Б

чenni, проходящем через узел соединения с задней стенкой, они практически не меняются, что свидетельствует о большей степени участия крыши в восприятии нагрузок при увеличении сечений передних стоек. Поскольку изменение напряжений на задних стойках мало, то на рис. 1 оно не показано.

Для передних стоек определить можно неблагоприятную область значений поперечных размеров сечений. В данном случае эта область находится для $b \approx 2 \div 6$ см, где отмечены максимальные напряжения, которые для верхних сечений передних стоек с учетом уменьшения моментов инерций приближаются к допускаемым значениям.

Исследование влияния крыши и основания на изменение напряженного состояния отдельных частей кабины проводили двойко. Прежде всего в расчетной схеме десятикратно изменяли секториальные моменты инерции крыши и основания в сторону увеличения или уменьшения от исходных значений $J_{\omega}^{исх}$. За исходные значения J_{ω}^k и J_{ω}^o приняты действительные их значения для данной кабины. Подобное исследование не позволяет иметь представления об изменении напряжений в самих поперечных сечениях элементов крыши и основания, так как в данном случае не учитываются те конструктивные мероприятия, за счет которых изменяются секториальные моменты инерции для сечений крыши и основания. В то же время это позволяет проанализировать изменение напряжений на всех остальных частях кабины, представленных в расчетной схеме своими моментами инерции действительных сечений.

В связи с этим дополнительно были рассмотрены идеализированные сечения крыши и основания, где в общем за счет изменения любых конструктивных параметров поперечных сечений можно произвести оценку изменения их секториальных характеристик. Изменение значений секториальных моментов инерции поперечных сечений крыши и основания не происходит безгранично. Для любых поперечных сечений крыши и основания, представляющих собой две краевые коробки, соединенные панелью (замкнутые коробки и панель могут иметь произвольную конфигурацию), при изменении любого параметра поперечного сечения можно определить минимально и максимально возможные значения секториальных моментов инерции. Минимальное значение будет определяться сечением, у которого изменяемый параметр сведен к минимуму; на максимальное значение J_{ω} могут влиять компоновка, габаритные размеры кабины, масса, эстетика и другие факторы.

На рис. 2 показаны идеализированные поперечные сечения, принятые для крыши и основания. Ширина выбранных идеализированных сечений соответствует действительным сечениям, а остальные размеры характеризуются усредненными значениями соответствующих размеров действительных сечений крыши и основания. Секториальные моменты инерции в данном случае изменяли за счет изменения только размеров h замкнутых краевых коробок. Именно этими размерами можно в некоторой степени свободно варьировать при компоновке кабины, а, кроме того, изменение этих размеров поперечных сечений (при постоянной ширине) дает наиболее ошутимое изменение величины J_{ω} . Диапазоны изменения размера h видны на рис. 2, где показано изменение величины J_{ω} для крыши и основания и секториальных координат для точек 1 рассматриваемых сечений, для которых затем вычисляли значения напряжений.

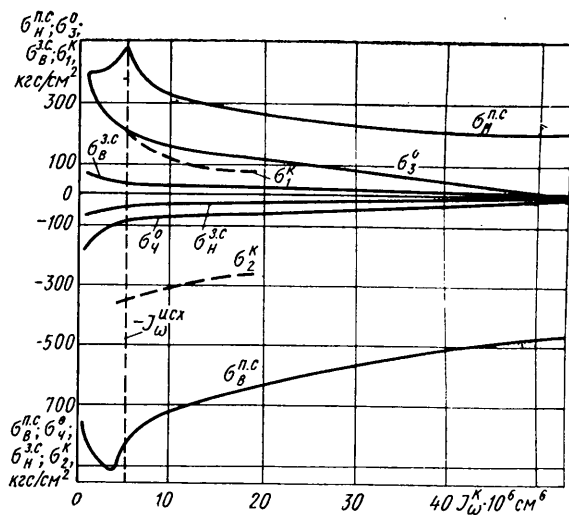


Рис. 3. Зависимость напряжений отдельных элементов кабины от секториального момента инерции сечения крыши

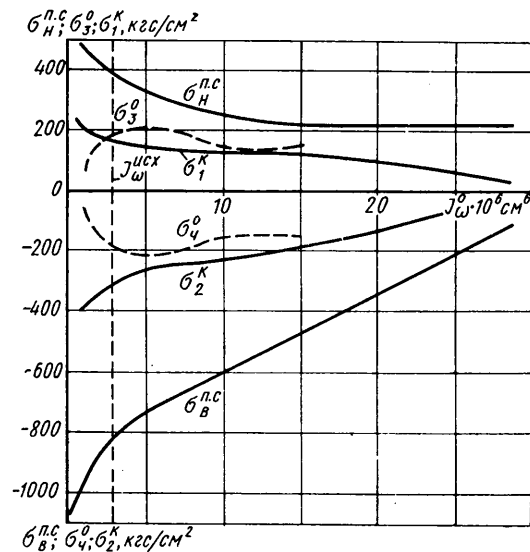


Рис. 4. Зависимость напряжений для отдельных элементов кабины от секториального момента инерции основания кабины

Зависимость изменения напряжений для отдельных частей кабины при изменении секториального момента инерции сечения крыши как без учета ее конструктивного исполнения, так и для идеализированного сечения показана на рис. 3. При уменьшении величины J_{ω}^k для поперечных сечений передних стоек напряжения повышаются. С увеличением J_{ω}^k напряжения на передних стойках кабины понижаются, при этом для принятой расчетной схемы разгружается основание. Так же уменьшаются напряжения на задних стойках кабины. Наибольшие изменения напряжений на отдельных частях кабины приходятся на диапазон изменения $J_{\omega}^k = 0 \div 15 \cdot 10^6$ см⁶. В этом же диапазоне находятся значения J_{ω}^k для рассмотренного идеализированного поперечного сечения крыши. Как видно, напряжения в идеализированных поперечных сечениях крыши уменьшаются с увеличением J_{ω}^k (рис. 3, штриховые линии).

На рис. 4 представлены результаты изменения напряжений для отдельных частей кабины при изменении секториального момента инерции основания кабины. С увеличением J_{ω}^o изменение напряжений в идеализированных поперечных сечениях основания имеет сложный характер, в общем уменьшаясь (рис. 4, штриховые линии). При этом напряжения в сечениях передних, задних стоек и крыши кабины уменьшаются. Из рис. 4 видно, что напряжения верхних сечений передних стоек в районе исходных значений J_{ω}^o близки к допускаемым зна-

Перемещение	Крыша		Основание	
	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4
Проема двери Δ_1	$\omega^K \sin \beta$	$L^K D \cos \beta - \omega^K \sin \beta$	$\frac{DL^0 \cos \beta}{4}$	$\frac{DL^0 \cos \beta}{4}$
Проема окна Δ_3	$\omega^K P_{II}$	$(P_\Gamma h_{ц.к}^K + P_B D) L^K + \omega^K P_{II}$	$\frac{(P_\Gamma h_{ц.к}^0 + P_B D) L^0}{4}$	$\frac{(P_\Gamma h_{ц.к}^0 + P_B D) L^0}{4}$

Примечание. ω^K — осредненное значение секториальной координаты поперечного сечения крыши в местах подсоединения передних стоек;
 $h_{ц.к}^K, h_{ц.к}^0$ — координаты центров кручения соответственно для крыши и основания.

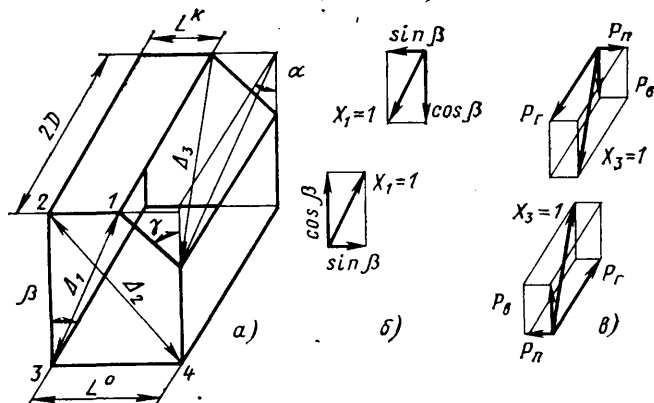


Рис. 5. Определение перемещений проемов кабины (а), дверных (б), оконных (в)

чения. Наибольшее изменение напряжений на отдельных частях кабины приходится на диапазон изменений

$$J_\omega^0 = 0 \div 15 \cdot 10^6 \text{ см}^6.$$

Наличие подобных зависимостей (рис. 1—4) позволяет при конструировании обоснованно выбирать геометрические характеристики и металлоемкость отдельных частей кабины. Для более полной оценки конструктивного исполнения частей кабины целесообразно также рассмотреть изменение деформационных качеств, в частности перемещений проемов кабины. Изменение жесткости кабины можно оценить изменением перемещений дверных и оконных проемов $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ (рис. 5, а) при действии крутящей внешней нагрузки.

Единичные силы $X_1=1$, приложенные в направлении искомого перемещения (рис. 5, б), в данном случае следует рассматривать как внешние воздействия. Следовательно, на крышу и основание будут действовать бимоменты, определяемые по формулам, приведенным в таблице. Искомое перемещение

$$\Delta_i = \sum_{j=1}^n \frac{M_j M_j^0}{EJ_j} + \sum_{j=1}^n \frac{B_j B_j^0}{EJ_{\omega j}}, \quad (1)$$

где M_j, B_j — соответствующие результирующие эпюры изгибающих моментов и бимоментов j -го элемента кабины от единичных сил, приложенных в направлении искомого перемещения;

M_j^0, B_j^0 — результирующие эпюры изгибающих моментов и бимоментов j -го элемента кабины от внешней крутящей нагрузки.

Аналогично определяем перемещение Δ_3 в плоскости ветрового окна.

Приведенные в таблице формулы соответствуют основной системе, по которой рассчитывали исследуемую кабину в работе [1]. Значения P_Γ, P_{II}, P_B (рис. 5, в) находим по формулам

$$P_\Gamma = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \gamma}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \gamma}};$$

$$P_{II} = \frac{\cos \alpha \cdot \sin \gamma}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \gamma}};$$

$$P_B = \frac{\cos \alpha \cdot \cos \gamma}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma}}.$$

На рис. 1 показано изменение перемещений Δ_1 и Δ_3 при изменении размера b поперечных сечений передних стоек кабины. В упругой области перемещения Δ_1 и Δ_3 линейно зависят от величины внешней крутящего момента. Если известно максимальное значение действующего на кабину внешнего крутящего момента, то можно рассмотреть, например, вопрос о выборе конкретных размеров поперечных сечений (геометрических характеристик) передних стоек. Минимальные значения размеров поперечных сечений будут определяться возможно допустимыми деформациями системы проем — ветровое стекло — уплотнитель, а также проем — дверь — уплотнитель, с одной стороны, и максимальными напряжениями в стойках кабины, с другой стороны. Здесь должно быть принято компромиссное решение. Подобным образом можно рассмотреть также вопросы обоснования размеров поперечных сечений всех частей кабины.

УДК 629.113.011.5

Определение напряженности в элементах пластмассовых несущих кузовов

Канд. техн. наук Б. А. АФАНАСЬЕВ, В. В. КАШИН, канд. техн. наук В. С. ЦЫБИН

МВТУ им. Н. Э. Баумана

ПРИМЕНЕНИЕ армированных полимерных материалов для силовых элементов несущего кузова автомобиля требует знания методов расчета проектируемой конструкции на прочность и жесткость, а также экспериментальных методов оценки этих показателей в готовой конструкции.

Для большинства армированных полимерных материалов характерна анизотропия физико-механических свойств, поэто-

му исключается возможность применения методов расчета и экспериментальных методов, разработанных для изотропных материалов. Расчет и экспериментальные исследования кузовов осложняются еще и тем, что стеклопластики подвержены в значительной степени текучести и релаксации напряжений. При экспериментальном определении напряженности и прочности конструкций необходимо также учитывать нестабиль-

ность механических свойств стеклопластиков, которая обусловлена влиянием внешней среды и технологического фактора, а также условиями нагружения и старения материала.

Некотрые элементы несущих кузовов автомобилей выполняются из полиэфирного стеклопластика, в котором в качестве армирующего материала используются стеклоткани различного переплетения. Такие материалы в первом приближении можно представить как упругие ортотропные. Для экспериментального определения напряжений используем закон Гука для ортотропного материала.

Основным методом исследования прочности стеклопластиковых автомобильных конструкций является определение деформированного состояния их с последующим переходом через уравнения связи к напряженному состоянию. Диапазоны рабочих температур, при которых работают эти конструкции, и предельные относительные деформации их (до 1,5%) позволяют использовать для измерения деформаций обычные тензорезисторы. Как отдельные датчики, так и датчики, объединяемые в группу, нужно наклеивать по направлениям осей анизотропии стеклопластика. Если это условие не выполняется, необходимо знать угол между направлением продольной оси датчика и одной из осей анизотропии. Это вызвано тем, что постоянные величины в уравнениях связи меняют свои значения в зависимости от угла поворота координат. Если по каким-либо причинам неизвестно направление осей анизотропии стеклопластика в готовой конструкции, определить его можно, например, импульсным ультразвуковым методом [1]. Деформация плоского напряженного состояния измеряется, как и в металлических конструкциях, с помощью группы из трех датчиков сопротивления. Датчики наклеиваются по осям анизотропии материала — два перпендикулярно друг другу и один под углом 45° по отношению к осям анизотропии.

Напряжения в стеклопластиковых автомобильных конструкциях определяются по величине деформаций, возникающих в объекте испытания, на основе закона Гука для ортотропного тела [2]:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E_x}{1 - \mu_{xy}\mu_{yx}} (e_x + \mu_{xy}e_y); \\ \sigma_y &= \frac{E_y}{1 - \mu_{xy}\mu_{yx}} (e_y + \mu_{yx}e_x); \\ \tau_{xy} &= G_{xy} \gamma_{xy}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ — компоненты напряженного состояния в системе главных координатных осей x и y ;

e_x, e_y — относительные линейные деформации вдоль главных осей, измеренные с помощью тензодатчиков;

γ_{xy} — деформация сдвига относительно главных осей;

E_x, E_y — модули нормальной упругости материала в направлении главных осей;

G_{xy} — модуль сдвига;

μ_{xy}, μ_{yx} — коэффициенты Пуассона для данного материала.

Точное ориентирование группы датчиков относительно осей анизотропии необходимо вследствие того, что в общем случае для ортотропного тела направления главных деформаций не совпадают с направлениями главных напряжений. Поэтому сами главные напряжения не определяются, а выявляются только напряженное состояние относительно осей анизотропии.

В связи с тем, что анализ деформированного состояния элементов кузова, производимый на основе показаний датчиков e_x, e_y, e_{45° , основан на чисто геометрических соотношениях, справедлив для любого однородного тела и не зависит от механических свойств материала, можно для определения угла сдвига использовать формулу

$$\gamma_{xy} = 2e_{45^\circ} - (e_x + e_y), \quad (2)$$

где e_{45° — относительная деформация под углом 45° по отношению к главным осям анизотропии.

Таким образом, для определения напряженного состояния в элементах кузова из стеклопластика необходимо и достаточно измерить модули упругости по методике [1] и деформации в направлениях осей анизотропии материала под углом 45° к ним, а затем на основе закона Гука для ортотропного тела и соотношения (2) рассчитать компоненты напряженного состояния в точке пересечения направлений измерения деформаций.

В уравнении Гука входят величины $\mu_{xy}, \mu_{yx}, e_x, e_y, E_x, E_y, G_{xy}, \gamma_{xy}$, определенные экспериментально. Основным фактором, влияющим на точность определения напряжений, является погрешность, вносимая нестабильностью величин модулей упругости. Изменения величин модулей упругости в зависимости от технологического и масштабного факторов, температуры, старения можно учитывать, во-первых, путем накопления данных о влиянии на величины модулей упругости перечисленных выше факторов и, во-вторых, путем диагноза состояния неразрушающими методами контроля.

Первым путем можно воспользоваться при проектировании конструкции для прогноза ее прочности и жесткости. В этом случае точность определения модуля упругости низка вследствие того, что невозможно с достаточной точностью учесть влияние каждого из факторов на величину модуля в отдельности и особенно совместно.

Наиболее предпочтителен второй путь при нахождении напряжений, так как в этом случае величину модуля упругости определяют с достаточно высокой точностью ($\pm 5\%$) непосредственно в конструкции. При этом отпадает необходимость учитывать старение материала конструкции и, наоборот, появляется возможность исследовать изменение модуля упругости в результате старения на протяжении всего срока службы конструкции.

Определение импульсным методом модулей упругости непосредственно в материале автомобильных конструкций показало, что распределения модулей упругости материалов конструкций близки к нормальным. Для различных конструкций значения коэффициентов вариации находятся в пределах 10—20%.

Если считать, что при определении напряжений остальные величины, входящие в закон Гука, не имеют погрешностей, то даже в этом случае, например для 95%-ного интервала всех значений совокупности, относительная погрешность составит около 30—60%.

Отсюда следует, что определять напряжения с использованием средних значений модулей упругости с помощью испы-

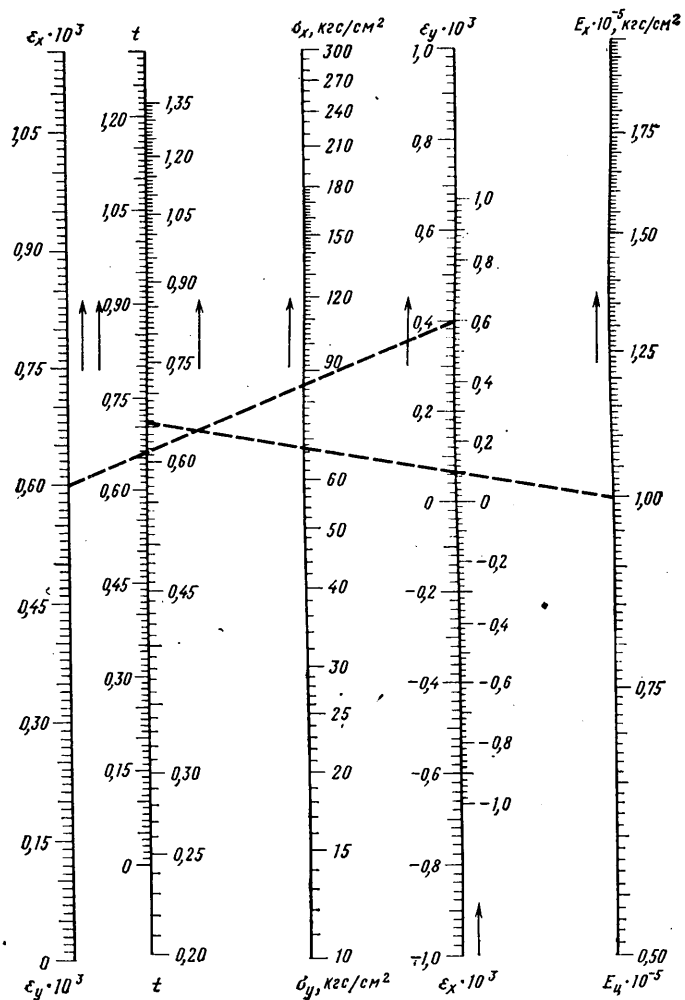


Рис. 1. Номограмма для определения σ_x и σ_y по заданным E_x, E_y, e_x, e_y для стеклопластика с параллельной схемой армирования

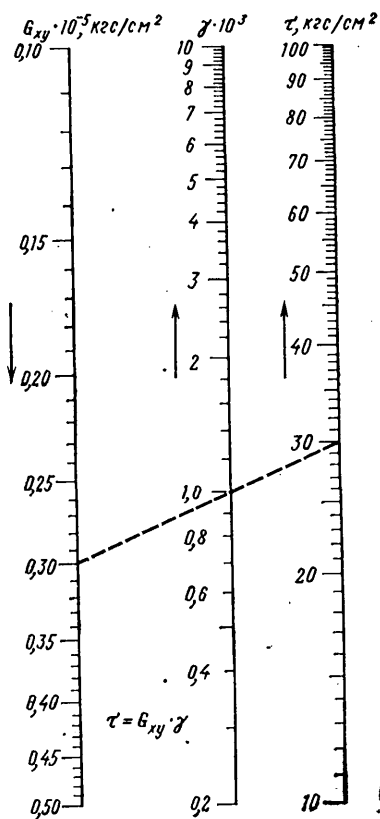


Рис. 2. Номограмма для определения τ_{xy} по заданным значениям G_{xy} и ϵ_{45} для стеклопластика с параллельной схемой армирования

ние модулей упругости в результате пертурбу.

Влияние температур учитывается только в том случае, если диагноз жесткости и испытания на прочность осуществлялись при разных температурах.

Чтобы определить напряженное состояние кузова, необходимо изменить на нем напряжения во многих точках, кроме того, проводить измерения при различных нагружениях конструкции. Все это приводит к значительной затрате времени на обработку результатов.

Для сокращения времени определения значений напряжений σ_x , σ_y , τ_{xy} предлагаются номограммы (рис. 1 и 2). По но-

граммам, приведенной на рис. 1, определяли напряжения σ_x и σ_y при следующих заданных величинах: $\epsilon_x = 0,6 \cdot 10^{-3}$; $\epsilon_y = 0,4 \cdot 10^{-3}$; $E_x = 1 \cdot 10^{-5}$ кгс/см². Полученная величина σ_x равна 67 кгс/см². Расчетным путем определяем

$$\sigma_x = 1,015 E_x (\epsilon_x + 0,15 \epsilon_y);$$

$$\sigma_y = 1,015 E_y (\epsilon_y + 0,10 \epsilon_x).$$

Для уменьшения ошибки при определении напряжений нужно использовать вместо средних значений фактические значения модулей упругости в местах измерения деформаций, определяемые неразрушающим методом контроля.

Для определения модулей упругости материала автомобильных конструкций, изготовленных из ортотропного полиэфирного стеклопластика, удобно применять импульсный ультразвуковой метод. Этот метод позволяет по измененной скорости распространения упругого импульса в материале конструкции определять значение модуля упругости с погрешностью $\pm 5\%$. Для определения скорости распространения волны используется прибор УКБ-1М.

Применение импульсного ультразвукового метода при оценке напряженного состояния конструкций исключает необходимость учитывать расчетным путем влияния старения и температуры.

Номограмма — составная, т. е. шкала t имеет две подшкалы: левую равномерную и правую логарифмическую. По значениям ϵ_x и ϵ_y , определенным из эксперимента, находим значения t по равномерной подшкале, а затем это значение переносим на логарифмическую подшкалу и соединяем прямой со значением E_x , измеренного в данной точке конструкции неразрушающим методом. В точке пересечения этой прямой со шкалой σ_x получаем значение σ_x .

Для определения σ_y соответствующие обозначения помещены в нижней части каждой шкалы. Если требуется найти отрицательные значения σ_x и σ_y , то знаки перед значениями величин у всех шкал, кроме шкалы E , необходимо изменить на противоположные.

Касательные напряжения $\tau_{xy} = G_{xy} \gamma_{xy}$ (рис. 2) определяют по заданным значениям γ_{xy} и G_{xy} . Последнее значение находят также неразрушающим методом в исследуемой точке конструкции.

Рассмотренная методика определения напряженности стеклопластиковых кузовных конструкций широко использована при исследовании пространственных несущих систем и отдельных стеклопластиковых деталей. Применение методики снижает погрешность при определении компонентов напряженного состояния конструкции и сокращает время на обработку результатов эксперимента.

Таким образом, для достоверного определения компонентов плоского напряженного состояния в элементах стеклопластиковых несущих кузовов по измеренным деформациям требуется определять модули упругости материала неразрушающими методами, например импульсным, непосредственно в местах и по направлениям измерения деформаций. Для значительного ускорения и облегчения обработки результатов статических и полигонных испытаний следует применять разработанные номограммы. Предложенную методику определения напряженности в элементах стеклопластиковых несущих кузовов можно использовать для исследования и других тонкостенных деталей, выполненных из стеклопластика.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гершберг М. В., Илюшин С. В., Смирнов В. И. Неразрушающие методы контроля судостроительных стеклопластиков. Л., «Судостроение», 1971.
2. Рабинович А. Л. Введение в механику армированных полимеров. М., «Наука», 1970.

УДК 629.113.012.85

О проектном расчете рессор на долговечность

Канд. техн. наук Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ, Г. Н. НИКИШКИНА, А. И. ПЕТРОВИЧ

Минский автозавод

В ПОСЛЕДНИЕ годы проявляется тенденция к увеличению длины рессор грузовых автомобилей. При этом отмечают улучшение плавности хода автомобилей и повышение долговечности рессор. Причины такого увеличения долговечности рессор и закономерности этого явления в современной технической литературе освещены еще недостаточно. Рекомендуется выбирать динамический ход подвески для заданного класса автомобилей в зависимости только от статического прогиба без учета жесткости подвески. Следовательно, динамические прогибы подвески при движении автомобиля по неровной дороге должны увеличиваться пропорционально статическим прогибам. Однако это не так. На рис. 1 представлены результаты испытаний двух автомобилей на дороге с асфальтовым покрытием. Автомобили отличались только длиной и жесткостью передних рессор. Эти, а также другие аналогичные испытания показали, что среднеквадратичные значения динамических деформаций рессоры с уменьшением жесткости или не изменяются, или изменяются очень мало.

Это обстоятельство имеет существенное значение, так как из него следует, что с увеличением длины рессоры уменьшаются амплитуды динамических напряжений и, следовательно, должна увеличиваться долговечность рессор.

Для более детального исследования этого вопроса была разработана методика расчета, в основу которой легли формула для расчета долговечности рессор при известном значении среднеквадратичного значения динамических прогибов рессор [1] и разработанный на Минском автозаводе метод расчета показателя колебаний автомобиля при движении его по дороге с произвольным микропрофилем [2] для расчета среднеквадратичного значения динамических прогибов рессор.

Общая программа была составлена для ЭВМ М-220. По этой программе была проведена серия расчетов, результаты которых для двухосного автомобиля приведены частично на рис. 2. По оси абсцисс отложена длина передних рессор l и соответствующие им жесткости C при постоянных статических напряжениях в листах, а по оси ординат отложены

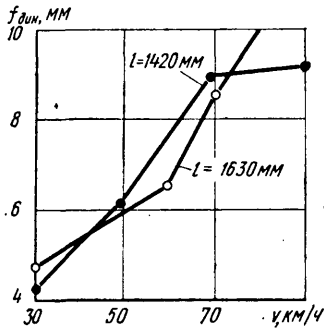


Рис. 1

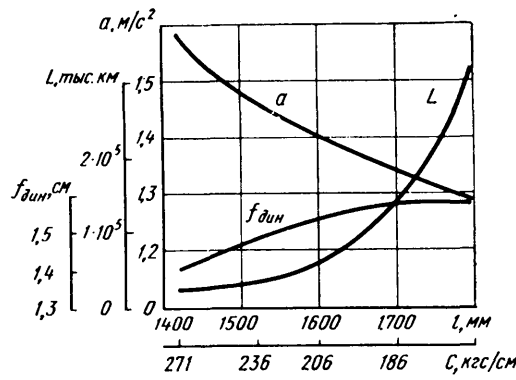


Рис. 2

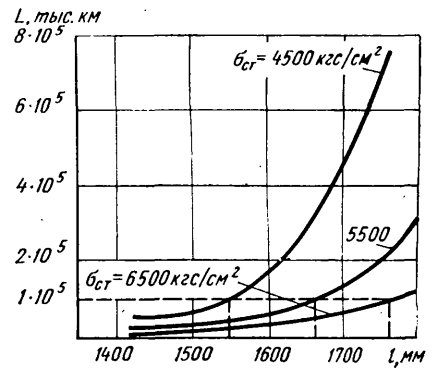


Рис. 3

среднеквадратичные значения ускорений колебаний рамы над передней осью a , среднеквадратичные значения динамических прогибов передних рессор $f_{дин}$ и долговечность рессор L (в тыс. км). Графики построены для случая движения автомобиля со скоростью 50 км/ч по булыжной дороге со среднеквадратичной высотой неровностей 12 мм.

Из графиков видно, что с увеличением длины рессоры при постоянном статическом напряжении уменьшаются ее жесткость и среднеквадратичные значения ускорений колебаний, очень медленно возрастают среднеквадратичные значения динамических прогибов рессор и, как следствие, резко возрастает долговечность рессор.

Длина рессор, кроме того, что улучшает плавность хода, может также способствовать увеличению долговечности рессор или увеличению допускаемых статических напряжений. Это имеет существенное значение с точки зрения металлоемкости рессор, так как она прямо пропорциональна кубу длины рессор и обратно пропорциональна квадрату статических напряжений.

На рис. 3 приведены результаты другой серии расчетов для двухосного автомобиля в тех же эксплуатационных условиях. Долговечность рессор показана в функции как от длины рессор, так и от статических напряжений. Такой график позволяет управлять долговечностью рессоры на стадии проектирования подвески автомобиля. Например, из графиков видно, что одной и той же долговечностью обладает рессора при $l=1545$ мм и $\sigma_{ст}=4500$ кгс/см²; при $l=1660$ мм и $\sigma_{ст}=5500$ кгс/см² или при $l=1760$ мм и $\sigma_{ст}=6500$ кгс/см². Вместе с тем увеличение длины рессоры с 1545 до 1760 мм без увеличения статических напряжений приводит к увеличению долговечности в несколько раз.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследования в области конструирования автомобилей. Под ред. А. Д. Просвирнина. М., «Машиностроение», 1970.
2. Беленький Ю. Ю., Маринич А. М. Расчет колебаний автомобиля с применением ЭВМ. — В сб.: Автомобилестроение, № 4. М., НИИНавтопром, 1969.

УДК 629.113.012.5

О стабилизирующем моменте шины

А. П. СОЛТУС, канд. техн. наук В. В. РЕДЧИЦ

Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины

НА МОМЕНТ сопротивления повороту управляемых колес автомобиля при его движении кроме моментов, обусловленных угловой скоростью поворота управляемых колес [1], влияет стабилизирующий момент шин. Последний может быть вызван боковой силой, а также несогласованностью поворота наружного и внутреннего управляемых колес из-за погрешностей, вносимых рулевой трапецией. В результате исследований [2 и 3] выявлено, что при отсутствии зоны упругой деформации в контакте колеса с дорогой стабилизирующий момент шины равен нулю. Во время поворота на месте управляемого колеса с пневматической шиной вначале происходит упругая деформация шины.

Исследования А. С. Литвинова и В. И. Кнороза показали, что для шин грузовых автомобилей при угле поворота шин $\theta=4\div5^\circ$ функция момента сопротивления повороту от угла поворота является линейной. Можно условно с достаточной для практики точностью принять, что на участке линейной зависимости функции $M_c=f(\theta)$ проскальзывание элементов отпечатка шины отсутствует.

Анализ экспериментальных (сплошные линии) и расчетных (штриховая линия) данных о зависимости момента сопротивления M_c повороту колеса на месте и стабилизирующего момента $M_{ш}$ для шины модели ВИ-3 размера 1300×530—533 при нагрузке на колесо 3200 кгс и внутреннем давлении в шине $p_{ш}=3,5$ атм от угла увода δ показал, что стабилизирующий момент шины достигает максимального значения (рис. 1) при

$$\delta_A = \theta_A,$$

где θ_A — наибольший угол поворота колеса на месте, при котором еще отсутствует скольжение элементов отпечатка шины и сохраняется условная линейность функции $M_c=f(\theta)$;

δ_A — максимальный угол увода, при котором сохраняется условная линейность между боковой силой и углом увода.

Максимальное значение стабилизирующего момента шины согласно работам [4 и 5] определяется как

$$M_{ш. max} = P_{б1} \frac{a}{6}, \quad (1)$$

где $P_{б1}$ — боковая сила, действующая на колесо, которая вызывает максимальный стабилизирующий момент шины;

a — большая ось отпечатка.

Затруднения в применении формулы (1) обусловлены неопределенностью величины $P_{б1}$. Если приложить к колесу боковую силу $P_6 > P_{б1}$ или $P_6 < P_{б1}$, то во всех случаях стабилизирующий момент шины уменьшится.

Экспериментальные исследования показали, что для определения $M_{ш. max}$ в формулу (1) необходимо подставить $P_{бA} = P_{б1}$, где $P_{бA}$ — боковая сила, действующая на колесо с эластичной шиной при его качении в случае угла увода $\delta_A = \theta_A$ (рис. 1).

Исследованиями НАМИ [4] установлено, что линейная зависимость между боковой силой и углом увода сохраняется у шин грузовых автомобилей до величины угла увода $4\div5^\circ$, а для шин легковых автомобилей до $3\div4^\circ$.

Боковая сила от угла увода в этом случае выражается известной формулой

$$P_6 = k_y \delta, \quad (2)$$

где k_y — коэффициент сопротивления уводу шины.

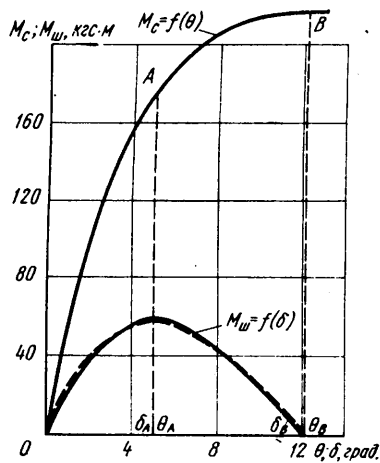


Рис. 1

Определить экспериментально k_y для шин автомобилей большой грузоподъемности трудно. Из работы [7] известно, что

$$k_y = \frac{2C_\omega}{a} \quad (3)$$

Значения коэффициента C_ω угловой жесткости для шины модели ВИ-3 размера 1300×530—533 в зависимости от нагрузки G_k и давления воздуха p_w в шине приведены на рис. 2.

С учетом формул (1)—(3) максимальный стабилизирующий момент шины

$$M_{ш. \max} = \frac{C_\omega \theta_A}{3} \quad (4)$$

Полученная зависимость (4) для практических расчетов удобна тем, что нет необходимости определять коэффициент сопротивления уводу k_y .

При качении колеса с углом увода $0 \leq \delta \leq \delta_A$ (см. рис. 1) стабилизирующий момент шины будет изменяться от нулевого значения при $\delta=0$ до максимального значения при $\delta=\delta_A$, которое может быть определено по формуле (4). Промежуточные значения стабилизирующих моментов шины при углах увода $0 \leq \delta \leq \delta_A$ могут быть определены по предлагаемой эмпирической формуле

$$M_{ш1} = \frac{C_\omega \theta_A}{3} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\theta_A} - 1 \right)^2 \right] \quad (5)$$

Входящий в формулу (5) угол δ может быть вызван боковой силой $P_b \leq P_{bA}$, действующей на рассматриваемое колесо с эластичной шиной. В этом случае угол $0 \leq \delta \leq \delta_A$ можно определить по формуле (2).

Угол увода также может быть вызван несогласованностью поворота наружного и внутреннего управляемых колес из-за погрешностей, вносимых рулевой трапецией.

Экспериментально формула (5) проверялась на одном из автомобилей КраЗ типа 6×6, оборудованного шинами модели ВИ-3 размера 1300×530—533. Нагрузка равномерно распределялась между управляемыми колесами и на каждое из них составляла 3200 кгс.

Правое управляемое колесо с помощью кронштейна жестко фиксировалось в положении прямолинейного движения автомобиля, а левое управляемое колесо при отсоединенной поперечной тяге можно было поворачивать от положения прямолинейного движения вправо и влево. Угол продольного наклона шкворня устанавливался равным нулю. Методом тензометрирования определялись стабилизирующие моменты шин каждого из управляемых колес.

Предположим, что автомобиль будет двигаться по минимально возможному радиусу, определяемому средним углом поворота управляемых колес $\frac{\alpha}{2}$. Даже в этом случае угол кинематического увода для управляемого колеса, определяемый по формуле (1) [1], будет составлять 0,0086а.

Поэтому с достаточной для практики точностью можно считать, что задаваемое левым управляемым колесом рассогла-

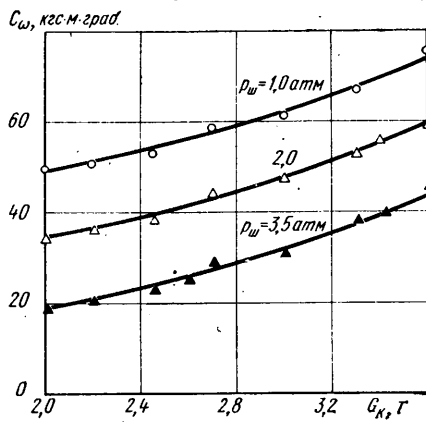


Рис. 2

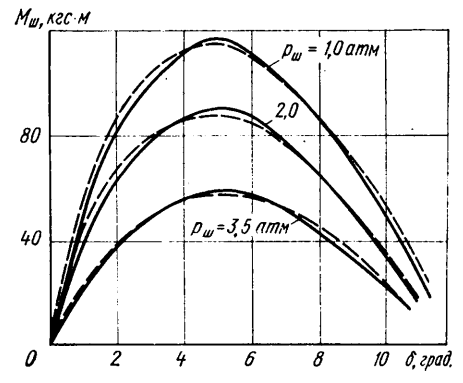


Рис. 3

сование качения управляемых колес α будет вызывать качение каждого из них с углом увода $\delta = \frac{\alpha}{2}$.

Стабилизирующий момент шины левого управляемого колеса при его качении с уводом определялся по формуле

$$M_{ш.л} = M_3 - M_{ст} \pm M_f, \quad (6)$$

где M_3 — измеренный момент;

$M_{ст}$ — весовой стабилизирующий момент, который определялся специально проведенными экспериментами;

M_f — момент от силы сопротивления качению.

Для правого управляемого колеса стабилизирующий момент шины определялся по формуле

$$M_{ш.п} = M_3 \pm M_f. \quad (7)$$

Знак перед членом M_f в формулах (6) и (7) будет плюс при качении управляемых колес с расхождением, а знак минус — при их качении со схождением.

Анализ измерений стабилизирующих моментов при эксперименте показал, что стабилизирующие моменты в пределах точности измерительной аппаратуры на внутреннем и наружном управляемых колесах одинаковы.

При дальнейшем повороте на месте управляемого колеса на угол $\theta > \theta_A$ (см. рис. 1) наблюдается изменение характера нарастания момента сопротивления повороту $M_c = f(\theta)$. В контакте отпечатка шины образуются зоны скольжения и зоны угруйной деформации.

При повороте на месте колеса на угол $\theta = \theta_B$ (см. рис. 1), где θ_B — наименьший угол поворота колеса на месте, при котором наблюдается полное скольжение элементов отпечатка шины, момент сопротивления повороту достигает максимального значения и ограничен сцеплением шины с опорной поверхностью. Если колесо катится с углом увода $\theta_A \leq \delta \leq \theta_B$ (см. рис. 1), то по мере того как в зоне контактного отпечатка шины с опорной поверхностью появляются зоны скольжения, стабилизирующий момент шины начинает уменьшаться и при $\delta = \theta_B$ он равен нулю.

Промежуточные значения стабилизирующих моментов шины при $\theta_A \leq \delta \leq \theta_B$ могут быть определены по предлагаемой эмпирической формуле

$$M_{ш2} = \frac{C_\omega \theta_A}{3} \left[1 - \left(\frac{\delta - \theta_A}{\theta_B - \theta_A} \right)^2 \right] \quad (8)$$

На рис. 3 приведены экспериментальные (сплошные линии) и расчетные (штриховые линии) по формулам (5) и (8) зависимости стабилизирующих моментов шины $M_{ш}$ модели ВИ-3 размера 1300×530—533 от угла увода δ при давлении воздуха в шине соответственно 1, 2 и 3,5 кгс/см². Определенные по формуле (4) максимальные значения стабилизирующих моментов шины от экспериментальных при отмеченных величинах давления воздуха отличаются не более чем на 7%. Расчетные значения $M_{ш1}$, $M_{ш2}$ от экспериментальных отличаются на 10%.

По экспериментальным данным Т. А. Литвиновой, для шины модели М-130А размера 6,45—13 при нагрузке на колесо $G_k = 280$ кгс, внутреннем давлении в шине $p_w = 2,3$ кгс/см² максимальный стабилизирующий момент $M_{ш. \max} = 3,1$ кгс·м при угле увода $\delta_A = 3,5^\circ$, $C = 2,8$ кгс·м/град.

Расчетное по уравнению (4) значение $M_{ш. \max} = 3,27$ кгс·м. Несовпадение расчетных данных с экспериментальными составляет 5%.

*Выбери сам
и порекомендуй товарищу*

КНИГИ ДЛЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

Каталог литературы,
имеющейся в продаже в магазинах
и на оптовых базах «Союзкниги»

ПЕРЕЧИСЛЕННЫЕ В КАТАЛОГЕ КНИГИ МОЖНО ПРИОБРЕСТИ В МАГАЗИНАХ, РАСПРОСТРАНЯЮЩИХ ТЕХНИЧЕСКУЮ ЛИТЕРАТУРУ.

В СЛУЧАЕ ОТСУТСТВИЯ КНИГ В МЕСТНЫХ МАГАЗИНАХ ЗАКАЗЫ СЛЕДУЕТ НАПРАВЛЯТЬ ПО АДРЕСУ: 103031, МОСКВА, К-31, ул. ПЕТРОВКА, 15, МАГАЗИН № 8 МОСКНИГИ, ОТДЕЛ «КНИГА—ПОЧТОЙ».

ЗАКАЗАННАЯ ЛИТЕРАТУРА ВЫСЫЛАЕТСЯ ПО ПОЧТЕ НАЛОЖЕННЫМ ПЛАТЕЖОМ.
БЛАНК ДЛЯ ЗАКАЗОВ ПРИЛАГАЕТСЯ НИЖЕ.

*Директору книжного
магазина*

Бланк для заказа

Заказанные книги (необходимое количество экземпляров указано после соответствующего названия) просим выслать по нашему адресу:

Куда _____

(заказы с адресом «до востребования» не выполняются)

Кому _____

Своевременный выкуп книг гарантируем

Подписи _____

(Если заказ оформляется от имени организации или предприятия, то его следует заверить печатью и подписями распорядителя кредитов и бухгалтера. Индивидуальному покупателю достаточно поставить личную подпись).

Книготорговые организации могут оформить повторные заказы (по форме № 4) на указанную в каталоге литературу и направить их в установленном порядке на Центральную оптовую книжную базу (адрес: 109109, Москва, Ж-109, 2-я Фрезерная ул., 14).

ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ В МАШИНОСТРОЕНИИ

ВОПРОСЫ КАЧЕСТВА, ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ

Повышение качества и надежности машин. Опыт уральских заводов. 1974. 136 с., 44 к. Авт.: С. Д. Волков, В. Р. Кубачек, Л. Г. Куклин и др.

Некоторые задачи расчета надежности уникальных машин. Конструктивные меры повышения качества и надежности машин. Организационные мероприятия по повышению качества. Экономические вопросы повышения надежности машин.

Заказ экз.

Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Под ред. С. В. Серенсена. Изд. 3-е, перераб. и доп. 1975. 488 с., 2 р. 10 к.

Общие принципы расчета несущей способности элементов конструкций машин, методы расчета прочности при статическом, поворотно-статическом нагружении и переменных напряжениях. Зависимость прочности от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, от повышения температуры, коррозионности сред. Примеры расчета прочности деталей.

Заказ экз.

ДЕТАЛИ МАШИН

Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы геометрии, кинематики, динамики, расчета и производства. Под ред. Н. И. Колчина. 1974. 352 с., 1 р. 33 к.

Сведения по геометрии, теории зацепления, прочности, проектированию и производству различных видов зубчатых передач. Вопросы геометрии плоских и пространственных зацеплений. Методы рационального конструирования и испытаний зубчатых передач и механизмов. Динамика зубчатых передач.

Заказ экз.

Шабанов К. Д. Замкнутые дифференциальные передачи. 1972. 160 с., 68 к.

Теория замкнутых одноконтурных и двухконтурных дифференциальных передач, их кинематические схемы. Формулы, графики и другие материалы для выбора, расчета и проектирования передач. Примеры расчета.

Заказ экз.

ТЕОРИЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

Арховский В. Ф., Серегин Ю. Н. Основы автоматического регулирования. Учебное пособие для авиационных техникумов. 1974. 208 с., 54 к.

Теоретические основы автоматики. Общие принципы построения систем автоматического управления и регулирования воздушно-реактивных двигателей. Анализ устойчивости и качества работы рассматриваемых систем. Методы математического моделирования с использованием вычислительной техники.

Заказ экз.

Гурецкий Х. Анализ и синтез управления с запаздыванием. Пер. с польск. А. Н. Дмитриева. 1974. 328 с., 2 р. 68 к.

Методы анализа линейных, нелинейных и импульсных систем автоматического регулирования с запаздыванием и выбора параметров типовых регуляторов. Математическое описание и идентификация объектов регулирования. Критерии качества регулирования и коррекция регуляторов. Графики и номограммы.

Заказ экз.

Теория автоматического регулирования. Кн. 3-я. Теория нестационарных, нелинейных и самонастраивающихся систем автоматического регулирования. Ч. 1-я. 1969. 608 с. (Техническая кибернетика. Инженерные монографии. Под ред. В. В. Солодовникова), 2 р. 50 к.

Основы теории нестационарных систем при детерминированных и случайных воздействиях. Методы анализа и синтеза этого класса систем, основанные на понятии обобщенных (ортогональных) спектров. Приближенные методы анализа нелинейных систем. Примеры расчета конкретных систем автоматического регулирования.

Заказ экз.

Теория автоматического регулирования. Кн. 3-я. Теория нестационарных, нелинейных и самонастраивающихся систем автоматического регулирования. Ч. 2-я. 1969. 368 с. (Техническая кибернетика. Инженерные монографии. Под ред. В. В. Солодовникова), 1 р. 60 к.

Основы теории релейных, экстремальных и самонастраивающихся систем автоматического регулирования. Теория систем, оптимальных по быстродействию. Статистическая динамика нелинейных систем. Методы анализа и синтеза нелинейных систем, основанные на применении рядов Вольтерра и ортогональных спектров. Теория двух классов адаптивных систем: поисковых и аналитически самонастраивающихся.

Заказ экз.

Устройства и элементы автоматического регулирования и управления. Кн. 1-я. Измерительные устройства, преобразующие элементы и устройства. 1973. 680 с. (Техническая кибернетика. Инженерные монографии. Под ред. В. В. Солодовникова), 2 р. 89 к.

Основные понятия и определения теории измерительных устройств САР и САУ. Принципы работы, конструктивные особенности, статические, динамические и точностные характеристики измерительных устройств. Описание основных типов преобразующих устройств как входящих в состав измерительных устройств систем автоматизации, так и используемых в качестве самостоятельных элементов в разнообразных технических устройствах.

Заказ экз.

Устройства и элементы систем автоматического регулирования и управления. Кн. 2-я. Усилительные устройства, корректирующие элементы и устройства. 1975. 688 с. (Техническая кибернетика. Инженерные монографии. Под ред. В. В. Солодовникова), 2 р. 92 к.

Электронные ламповые, полупроводниковые, магнитные, электромашинные, электромеханические, гидравлические, пневматические и другие усилители. Электрические, электромеханические, гидравлические и пневматические корректирующие устройства. Выбор и разработка элементов и устройств на этапе проектирования систем регулирования и управления.

Заказ экз.

Чернецкий В. И. Анализ точности нелинейных систем управления. 1968. 248 с., 62 к.

Методы и алгоритмы, применяемые для исследования точности нелинейных систем автоматического управления при помощи ЭВМ. Машинные алгоритмические методы вычисления вероятностных характеристик выходных координат автоматических систем при использовании дифференциальных уравнений и вероятностных характеристик входных случайных функций и случайных величин. Математическое обоснование и практическое применение интерполяционного метода. Неканонические разложения как более экономичные формы представления случайных функций.

Заказ экз.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Активный контроль размеров деталей с прерывистыми поверхностями. Под ред. А. В. Высоцкого. 1969. 136 с., 22 к. Авт.: А. В. Высоцкий, Б. М. Кулерман, М. П. Соболев, М. Н. Этнигоф.

Виды и характеристики прерывистых поверхностей деталей и требования, предъявляемые к ним по качеству. Устройства и узлы, применяемые в приборах для активного контроля прерывистых поверхностей. Принципы действия и конструкции наиболее распространенных и перспективных приборов, устанавливаемых для активного контроля на металлорежущих станках.

Заказ экз.

Антошин Е. В. Газотермическое напыление покрытий. Под ред. И. А. Антонова и Д. Л. Глизианенко. 1974. 96 с. (Б-ка газосварщика), 19 к.

Сущность процесса газотермического напыления, сведения об аппаратуре, особенности технологического процесса.

Заказ экз.

Вайнтрауб Д. А., Клепиков Ю. М. Холодная штамповка в мелкосерийном производстве. Справочное пособие. Под ред. С. П. Митрофанова. 1975. 240 с., 83 к.

Способы холодной штамповки, применяемые в мелкосерийном производстве. Технологическая подготовка мелкосерийного штамповочного производства. Оборудование для штамповки малыми партиями. Технологическая оснастка для штамповки малыми партиями. Техничко-экономические показатели основных способов штамповки в мелкосерийном производстве. Выбор оптимального варианта технологического процесса штамповки.

Заказ экз.

Горизонтальное непрерывное литье цветных металлов и сплавов. М., «Металлургия», 1974. 176 с., 45 к. Авт.: О. А. Шатагин, В. Т. Сладкошteeв, М. А. Вартазаров и др.

Конструкция промышленных горизонтальных машин непрерывного литья и технологический процесс литья; металлургические основы горизонтального непрерывного литья; качество продукции; технико-экономические показатели эксплуатации горизонтальных машин.

Заказ экз.

Горячая штамповка и прессование титановых сплавов. 1975. 288 с., 1 р. 24 к. Авт.: Л. А. Никольский, С. З. Фиглин, В. В. Бойцов и др.

Краткие сведения о титане и его сплавах. Термомеханические режимы горячей обработки давлением. Основные вопросы технологииковки, горячей штамповки и прессования заготовок из титановых сплавов. Проектирование, изготовление и эксплуатация штампов. Изотермическое деформирование. Конструктивные элементы и точность штампованных заготовок. Техника безопасности.

Заказ экз.

Контроль качества сварки. Под ред. В. Н. Волченко. Учебное пособие для вузов. 1975. 328 с., 1 р. 01 к. Авт.: В. Н. Волченко, А. К. Гурвич, А. Н. Майоров и др.

Факторы качества сварки. Дефекты и уровень дефектности сварных соединений. Методы контроля (радиационные, ультразвуковые, магнитные и электромагнитные и др.). Статистические методы управления качеством сварки. Оценка свариваемости в механические испытания сварных соединений. Экономика и организация контроля качества сварки.

Заказ экз.

Мильман Б. С., Ильичева Л. В., Лисицын В. Т. Неметаллические включения в чугуне с шаровидным графитом. М., «Металлургия», 1968. 164 с., 21 к.

Образование неметаллических включений в чугуне с шаровидным графитом. Состав неметаллических включений и происхождение дефектов в отливках. Свойства неметаллических включений, жидкого чугуна и ковшового шлака. Очистка расплава от неметаллических включений и устранение дефектов в отливках.

Заказ экз.

Митрофанов С. П., Гульнов Ю. А., Куляков Д. Д. Автоматизация технологической подготовки серийного производства. 1974. 360 с., 1 р. 28 к.

Принципы построения АСУП и АСТПП. Типизация технологических процессов. Групповой метод производства. Модели технологической подготовки производства. Применение информационных языков для описания чертежей деталей. Применение информационно-поисковых систем для решения задач технологической подготовки производства. Применение вычислительной техники при организации технологической подготовки группового производства. Общие принципы автоматизации проектирования технологических процессов. Автоматизация проектирования технологических процессов при помощи ЭВМ.

Заказ экз.

Мовчин В. Н., Михайлов Г. М. Технология производства измерительных инструментов и приборов. Учебник для техникумов. 1974. 440 с., 94 к.

Общие и специфические методы обработки. Основные положения ориентации деталей при их установке и закреплении в приспособлениях. Специальные виды работ. Основные понятия по механизации и автоматизации процессов. Основы технологических расчетов и положений при проектировании цехов.

Заказ экз.

Раковский В. С., Саклинский В. В. Порошковая металлургия в машиностроении. Справочное пособие. Изд. 3-е, испр. и доп. 1973. 128 с., 36 к.

Металлические порошки, методы их формирования, спекания, горячего прессования. Типы металло-керамических изделий, их обработка и способы контроля. Проектирование и производство металлокерамических деталей. Расчет и конструирование прессформ. Эффективность метода порошковой металлургии.

Заказ экз.

Хвойка И. Цветные металлы и их сплавы. Пер. с чешск. Под ред. М. З. Ерманка и Б. И. Бондарева. М., «Металлургия», 1973. 240 с., 1 р. 50 к.

Справочный материал по конструкционным легким и тяжелым цветным металлам и их сплавам. Прогрессивная технология производства полуфабрикатов из цветных металлов и сплавов.

Заказ экз.

Шерешевский Н. И. Анализ и синтез многоярусной сборки. 1971. 248 с., 1 р. 71 к.

Методы анализа и синтеза схем автоматических технологических процессов многоярусной сборки и схем многоярусных машин с применением аппарата конечной математики. Алгоритмы логических схем ориентирования и многоярусных автоматов. Управление процессами сборки и выбор оптимальных схем многоярусных машин при их проектировании.

Заказ экз.

ОТРАСЛЕВОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

СТАНКОСТРОЕНИЕ

Опитц Г. Современная техника производства. Состояние и тенденции. Сокр. пер. с нем. Ю. В. Найдина и И. П. Чурина. Под ред. В. С. Васильева. 1975. 280 с., 1 р. 43 к.

Основы расчета виброустойчивости металлорежущих станков. Новые методы измерений динамических характеристик. Примеры программной (с применением ЭВМ) оптимизации на стадии конструирования деталей и узлов станков по статическим и динамическим критериям. Подготовка программ для станков с ЧПУ. Языки программирования. Организационные проблемы, связанные с внедрением ЭВМ.

Заказ экз.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. 1974. 608 с., 1 р. 46 к.

Описание конструкций, вопросы расчета, конструирования и испытаний объемных насосов и гидродвигателей. Анализ их качеств применительно к случаям использования.

Заказ экз.

Кириллов И. И., Яблоник Р. М. Основы теории влажнопаровых турбин. 1968. 264 с., 63 к.

Термодинамические свойства влажного пара, траектория капель в каналах и в рабочем колесе, образование и рост капель в двухфазной среде. Критерии подобия двухфазных потоков и методы исследования влажнопаровых турбин. Анализ потерь энергии под влиянием влажности. Проблема сепарации влаги в проточной части турбин. Проектирование наиболее эффективных влагоулавливающих аппаратов.

Заказ экз.

Колебания элементов аксиально-поршневых машин. Под ред. К. В. Фролова. 1973. 280 с., 2 р. 03 к. Авт.: К. В. Фролов, А. С. Гельман, А. В. Синев и др.

Методы анализа колебаний в аксиально-поршневых гидромашинах. Расчетные формулы. Методы уменьшения вибраций. Выбор оптимальных параметров гидропривода.

Заказ экз.

Ливенцев Ф. Л. Двигатели со сложными кинематическими схемами. Кинематика, динамика и уравновешивание. 1974. 176 с., 55 к.

Анализ кинематики и динамики двигателей. Неуравновешенные силы инерции, их моменты и способы уравновешивания. Методы определения обобщенных коэффициентов тактности, графоаналитического расчета мощностей и ординат индикаторных диаграмм подшипников и др.

Заказ экз.

Промышленная аэродинамика. Вып. 31. Аэродинамика вентиляторов и каналов. 1974. 172 с. (Центр аэрогидродинамический ин-т им. Н. Е. Жуковского), 1 р. 34 к.

Влияние входных элементов центробежных вентиляторов на их аэродинамические характеристики. Влияние закрутки потока на эффективность кольцевых каналов и выходных патрубков, течение жидкости через параллельные каналы, соединяющие камеру и выходной сборный коллектор. Методы расчета теплообмена в концентрических кольцевых каналах и др.

Заказ экз.

Раздолин М. В., Сурнов Д. Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. Учебное пособие для авиационных вузов. 1973. 352 с., 1 р. 01 к.

Сведения, необходимые для проектирования основных агрегатов авиационных газотурбинных двигателей. Условия работы агрегатов, предъявляемые к ним требования. Примеры конструкций, вопросы технологии.

Заказ экз.

Регуляторы скорости дизель-генераторов. 1973. 200 с., 80 к. Авт.: А. Г. Аврунин, Г. М. Гугель, Е. Г. Заславский и др.

Описание конструкции регуляторов скорости транспортных и стационарных дизель-генераторов. Статический и динамический расчеты регуляторов, их элементов и звеньев. Технология разборки, ремонта, сборки, испытание и настройка регуляторов.

Заказ экз.

Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. 1975. 200 с., 90 к. Авт.: Б. П. Байков, В. Т. Бордуков, П. В. Иванов, Р. С. Дейч.

Повышение мощности дизеля при наддуве. Конструктивные схемы и ряды турбокомпрессоров. Расчет и профилирование компрессора турбины. Расчеты на прочность. Конструктивные элементы турбокомпрессора. Методы испытаний. Совместная работа двигателя и турбокомпрессора. Динамические свойства и регулирование турбокомпрессоров.

Заказ экз.

Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Справочник. 1974. 264 с., 1 р. 24 к.

Требования, предъявляемые к системам питания. Конструкции топливных систем автотракторных дизелей. Методы расчета конструктивных элементов и параметров топливной системы. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры.

Заказ экз.

Хрулькевич О. А. Двигатели для эксплуатации в тропиках. 1974. 168 с., 57 к.

Требования, предъявляемые к двигателям при проектировании. Методы испытаний двигателей и машин. Правила транспортирования, защиты и хранения двигателей и запасных деталей к ним. Особенности технического обслуживания двигателей.

Заказ экз.

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Транспортные средства на высокоэластичных движителях. 1974. 208 с., 80 к. Авт.: Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, В. М. Семенов и др.

Вопросы конструирования и испытания, описание конструкций пневмокатков, пневмогусениц и др. Взаимодействие движителей с различными поверхностями, влияние этих движителей на работу трансмиссии полноприводных транспортных средств. Перераспределение крутящих моментов в трансмиссии; динамические процессы, происходящие в ней.

Заказ экз.

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Каталог деталей трелевочного трактора ТТ-4. 1972. 192 с., (Алтайский тракторный з-д им. М. И. Калинина), 2 р. 13 к.

Техническая характеристика трактора. Развернутые спецификации узлов и деталей, сгруппированных по конструктивному и функциональному признакам. Номера узлов и деталей, их наименования, количество в группе, материал и масса. Иллюстрации конструктивных узлов и отдельных деталей.

Заказ экз.

Особо В. И., Васильев Г. К., Голяновский А. В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. Основы теории и расчета рабочих органов. 1974. 232 с., 87 к.

Конструкции рабочих органов машин, применяемых при прессовании и брикетировании растительных материалов. Теория и расчет процессов уплотнения при действии статической, ударной и вибрационной нагрузок, при прокатке материала между чальцами и в кольцевой матрице. Процесс уплотнения транспортерным рабочим органом.

Заказ экз.

Петрусов А. И. Зернообработывающие высокочастотные вибрационные машины. 1975. 40 с., 13 к.

Общие сведения о вибрационных просеивающих машинах, их устройстве и работе. Методика экспериментальных исследований. Результаты опытов по использованию машины на очистке и сортировании семян пшеницы, риса, сахарной свеклы и кукурузы. Конструктивные особенности машины из полимерных материалов. Снижение шума вибрационных машин.

Заказ экз.

Поспелов Ю. А. Машины для горного земледелия и лесоразведения. 1973. 184 с., 75 к.

Опыт механизации работ по подготовке горных склонов для земледелия, обработке почвы на склонах, возделыванию и уборке сельскохозяйственных культур, плодов и винограда, а также разведению цитрусовых, масличных культур и лесоразведению. Особенности сельскохозяйственного производства в горных районах. Требования, предъявляемые к тракторам, сельскохозяйственным машинам и орудиям, специально создаваемым для горного земледелия. Конструктивные особенности тракторов и сельскохозяйственных машин, используемых в горном земледелии.

Заказ экз.

СТРОИТЕЛЬНОЕ И ДОРОЖНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Волков Д. П., Каминская Д. А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. 1971. 384 с., 1 р. 54 к.

Анализ динамических режимов в электромеханических системах экскаваторов. Влияние параметров привода и механизмов на динамические режимы и максимальные нагрузки. Аналитические методы исследования динамики электромеханических систем привода. Методы определения динамических нагрузок в механизмах. Методы улучшения динамических режимов и стабилизации переходных режимов. Рекомендации по уменьшению динамических нагрузок в элементах конструкции, увеличению надежности экскаваторов.

Заказ экз.

Машины для строительства и содержания осушительных дрен. 1973. 224 с., 86 к. Авт.: В. А. Скотников, Л. И. Можейко, Н. П. Кладов и др.

Конструкции новых машин. Способы и технология строительства и содержания дрен. Исследование рабочих органов этих машин. Методика расчета основных параметров дренажных машин.

Заказ экз.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

Нелинейные и сверхвысокочастотные радиотехнические системы. Сборник статей. Ч. 2. Под ред. Л. Б. Бахраха и В. И. Самойленко. 1970. 332 с. (Труды МАИ, вып. 215), 1 р. 04 к.

Методика решения нелинейного дифференциального уравнения второго порядка для автономных систем с «малой» нелинейностью. Энергетический расчет колебательных систем с нелинейными, гистерезисными и параметрическими элементами. Влияние широкополосных шумов на амплитудные радиоимпульсные логические элементы. Нелинейные свойства входной цепи транзистора с автоматическим смещением. Аналитический метод решения уравнения динамики тонкой ферромагнитной пленки для «медленных» переключающих полей. Однопереходные транзисторы и возможности их применения. Искажения характеристик излучения спиральной антенны. Расчет и проектирование диодных коммутационных устройств дециметрового диапазона и др.

Заказ экз.

Нелинейные узкополосные радиотехнические системы. Сборник статей. Под ред. И. С. Гоноровского. 1966. 172 с. (Труды МАИ, вып. 166). 40 к.

Методы повышения быстродействия и надежности цифровых вычислительных устройств. Переходные процессы в нелинейном контуре. Колебания в линейном контуре с медленно меняющейся емкостью. Модулятор на тонкой ферромагнитной пленке и др.

Заказ экз.

Шполянский В. А. Хронометрия. 1974. 656 с., 3 р. 74 к.

Основные вопросы теории, расчета и проектирования всех видов хронометрической техники. Определение метрологических и информационных характеристик. Методы анализа надежности и помехоустойчивости. Способы оценки качества и эффективности.

Заказ экз.

АВИАЦИОННАЯ ТЕХНИКА. РАКЕТОСТРОЕНИЕ. КОСМОНАВТИКА

Аэродинамика

Промышленная аэродинамика. Вып. 31. Аэродинамика вентиляторов и каналов. 1974. 172 с. (Центр аэрогидродинамический ин-т им. Н. Е. Жуковского), 1 р. 34 к.

Влияние входных элементов центробежных вентиляторов на их аэродинамические характеристики. Влияние закрутки потока на эффективность кольцевых каналов и выходных патрубков; течение жидкости через параллельные каналы, соединяющие коллектор. Методы расчета теплообмена в концентрических кольцевых каналах.

Заказ экз.

Проектирование заводов и цехов. Конструкции летательных аппаратов

Расчеты элементов авиационных конструкций. Трехслойные панели и оболочки. Сборник статей. Вып. 4. Под ред. А. Я. Александрова, Э. И. Григolia и Л. М. Куршина. 1935. 180 с., 49 к.

Теория упругих трехслойных конструкций в нелинейной постановке. Устойчивость трехслойных цилиндрических оболочек при изгибе, совместном действии изгиба и сжатия, при кручении. Местная устойчивость трехслойных пластин с сотовым заполнителем при продольном сжатии и др.

Заказ экз.

Тихомиров В. А. Основы проектирования самолетостроительных заводов и цехов. Изд. 2-е, перераб. и доп. Учебник для авиационных вузов. 1975. 472 с., 1 р. 73 к.

Теоретические основы проектирования. Методика проектирования специфических цехов (заготовительно-штамповочных, механических, электрохимической обработки деталей, термических, агрегатно-сборочных и др.). Методика разработки заданий для проектирования специальных частей проекта, в том числе для проектирования информационно-вычислительного центра. Элементы строительного проектирования, разработка генерального плана. Нормативные данные.

Заказ экз.

Двигатели авиационные и ракетные

Арховский В. Ф., Серегин Ю. Н. Основы автоматического регулирования. Учебное пособие для авиационных техникумов. 1974. 208 с., 54 к.

Теоретические основы автоматики. Общие принципы построения систем автоматического управления и регулирования воздушно-реактивных двигателей. Анализ устойчивости и качества работы рассматриваемых систем. Метод математического моделирования с использованием вычислительной техники.

Заказ экз.

Миленко Н. П., Сердюк А. В. Моделирование испытаний ЖРД. 1975. 184 с., 57 к.

Методы физического и математического моделирования испытаний ЖРД. Решение теоретических и прикладных задач с использованием математической статистики, вычислительной техники, теории надежности и математического моделирования. Надежность ЖРД при минимальных затратах.

Заказ экз.

Раздолин М. В., Сурнов Д. Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. Учебное пособие для авиационных вузов. 1973. 352 с., 1 р. 01 к.

Сведения, необходимые для проектирования основных агрегатов авиационных газотурбинных двигателей. Условия работы агрегатов, предъявляемые к ним требования. Примеры конструкций, вопросы технологии.

Движение летательных аппаратов. Системы навигации и управления

Горбатенко С. А., Макашов Э. М., Полушкин Ю. Ф. и др. Механика полета. (Общие сведения. Уравнения движения). Инженерный справочник. 1969. 420 с., 74 к.

Данные о важнейших физических постоянных. Орбиты и характеристики планет, элементы небесной механики, характеристики атмосферы Земли. Системы координат механики полета, полные сводки уравнений движения летательных аппаратов как твердых тел постоянной и переменной массы, действующие на летательные аппараты силы и моменты. Сводка замкнутых решений уравнений прямолинейного, плоского и пространственного движения в частных случаях и др.

Заказ экз.

Зарх И. М., Рабинович А. Г. Производство самолетных радиоустройств. 1972. 336 с., 1 р. 16 к.

Вопросы производства конструктивных элементов, сборки, монтажа, регулировки и испытаний радиоустройств. Рекомендации по усовершенствованию конструкции и технологии производства самолетных радиоустройств.

Заказ экз.

Кашин Г. М., Федоренко Г. И. Автоматическое управление продольным движением упругого самолета. Под ред. Ю. П. Доброленского. 1974. 312 с., 1 р. 06 к.

Динамика упругого самолета с системой автоматического управления. Методы аналитического представления модели упругого самолета. Методы расчета аэродинамических характеристик упругого самолета в дозвуковом и сверхзвуковом потоках для установившегося и неустановившегося движений, а также при действии вертикального порыва воздуха. Структура САУ упругого самолета.

Заказ экз.

Козелкин В. В., Усольцев И. Ф. Основы инфракрасной техники. Учебник для техникумов. Изд. 2-е, перераб. и доп. 1974. 336 с., 83 к.

Физические основы инфракрасной техники. Основные законы ИК-излучения, способы прохождения его через атмосферу. Источники и приемники ИК-излучения, оптические материалы и светофильтры. Устройство, принципы действия оптических квантовых генераторов, их основные характеристики. Приборы ИК-техники, спектрометры, тепловизоры, приборы обнаружения и управления объектами, их устройство и принципы действия. Методы расчета основных элементов приборов. Испытания и настройка приборов.

Заказ экз.

Селезнев В. П. Навигационные устройства. Изд. 2-е, перераб. и доп. Учебное пособие для вузов. 1974. 600 с., 1 р. 48 к.

Физические основы и теория навигационных устройств. Методика проектирования навигационных устройств.

Заказ экз.

Кринецкий И. И. Основы авиационной автоматики. Учебное пособие для вузов гражданской авиации. 1969. 404 с., 51 к.

Понятие об авиационных автоматических системах, их классификация, элементы систем и основы теории автоматического регулирования. Автоматическое регулирование силовых установок и систем их охлаждения. Динамика пилотирования самолетов. Автоматическое управление различными высотными системами. Современные средства автоматизации процессов, связанных с эксплуатацией силовых установок и самолетов.

Заказ экз.

Электроснабжение летательных аппаратов. Под ред. И. Г. Коробана. Учебное пособие для авиационных вузов. 1975. 536 с., 1 р. 39 к. Авт.: В. А. Балагуров, И. М. Беседин, Ф. Ф. Галтев и др.

Принципы построения, теория, характеристики, особенности работы систем электроснабжения и их элементов. Принципы подхода к разработке систем. Защита систем в аварийных режимах. Обеспечение надежности.

Заказ экз.

Космонавтика

Основы теории полета космических аппаратов. Под ред. Г. С. Нариманова и М. К. Тихонравова. 1972. 608 с., 2 вкл. (Основы теории полета и проектирования космических аппаратов), 6 р. 40 к.

Сведения о космическом пространстве и планетах Солнечной системы. Выбор траекторий, приближенные и точные методы расчета траекторий космических аппаратов, методы расчета сближения двух КА, выполнение маневра и коррекции орбит. Задачи определения пространственно-временных характеристик видимости КА с пунктов наблюдения. Спуск КА с орбиты на Землю. Элементы теории аэродинамического нагрева.

Заказ экз.

Цандер Ф. А. Проблемы полета при помощи реактивных аппаратов. Межпланетные полеты. Сб. статей. Под ред. Л. К. Корнеева. Изд. 2-е, доп. 1961. 460 с., 2 цв. вкл., 1 р. 05 к.

Сборник статей советского ученого и изобретателя в области ракетной техники.

Вопросы полета ракет на дальние расстояния и в космическое пространство. Проблемы межпланетных полетов. Вопросы, связанные с конкретными задачами подготовки к космическим путешествиям.

Заказ экз.

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Ганштак В. И., Майданчик Б. И. Содержание, задачи, методы экономического анализа и его организация на предприятии. Под ред. И. А. Розенберга. Изд. 2-е, перераб. и доп. 1974. 56 с. (Экономический анализ работы машиностроительного предприятия. Вып. 1), 15 к.

Содержание и задачи экономического анализа результатов производственно-хозяйственной деятельности предприятий. Основные виды анализа и методы его проведения. Принципы поиска резервов производства. Организация аналитической работы.

Заказ экз.

ИНОСТРАННЫЕ СЛОВАРИ

Англо-русский словарь по аэродинамике. Сост. М. Г. Котик. Изд. 2-е, перераб. и доп. 22 000 терминов. М., «Сов. энциклопедия», 1970. 708 с., 76 к.

Заказ экз.

Книги для машиностроителей

КАТАЛОГ ЛИТЕРАТУРЫ, ИМЕЮЩЕЙСЯ В ПРОДАЖЕ В МАГАЗИНАХ И НА ОПТОВЫХ БАЗАХ «СОЮЗКНИГИ»

Редактор-составитель К. Н. Астахов
Технический редактор И. В. Завгородняя
Корректор Н. Э. Ясудович

Сдано в производство 4/II—1976 г. Подписано в печать 11/III—1976 г.
Т-06701 Формат 84×108¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Усл. печ. л. 1,0
Уч.-изд. л. 1,0
Тираж 50 000 экз. Заказ 482 Индекс СК-16-01 Бесплатно
Издательство «Машиностроение»

Типография издательства «Московская правда»

При нагрузке на колесо $G_k=370$ кгс для этой же шины и том же внутреннем давлении максимальный стабилизирующий момент $M_{ш.мах}=5,7$ кгс·м при $\delta_A=4,4^\circ$, $C_\omega=3,9$ кгс·м/град. Расчетное по уравнению (4) значение $M_{ш.мах}=5,73$ кгс·м. Несовпадение расчетных данных с экспериментальными не превышает 1%.

Если управляемые колеса будут катиться с уводом, задаваемым рулевой трапецией, тогда приведенный к левому шкворню суммарный момент будет определяться по формуле

$$|M| = |M_{ш.л} - iM_{ш.п}|, \quad (9)$$

где i — передаточное число рулевой трапеции.

Проведенные исследования позволяют полученные зависимости момента сопротивления повороту колеса на месте перенести на движущееся с уводом колесо с эластичной шиной и аналитически определить стабилизирующие моменты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Редциц В. В., Солтус А. П. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 6.
2. Gough V. E. — „Automobile Engineer“, 1954, v. 44, № 4.
3. Nordeen D. L., Cortese A. D. — „SAE Preprint“, 1964, № 713.
4. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля, М., Машгиз, 1963.
5. Михайловский Е. В., Цимбалин В. Б. Теория трактора и автомобиля, М., Сельхозгиз, 1960.
6. Кнороз В. И., Петров И. П., Юрьев Ю. М. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.
7. Редциц В. В. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

УДК 629.113.001.4

Влияние поддержания неодинаковых давлений в шинах на технические показатели четырехосного автомобиля с заблокированным бортовым приводом

В. Т. АВЕРШИН, В. И. БЫКОВ, канд. техн. наук В. П. КОСТЕНКО,

канд. техн. наук В. В. ЛАЗАРЕВ, канд. техн. наук В. В. МОСКОВКИН, канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН, И. Л. ЮРИН

Брянское объединение АвтоБАЗ, НАМИ

БОРТОВОЙ заблокированный привод остается одним из сравнительно простых конструктивных решений для трансмиссионной связи ведущих колес многоосного автомобиля. Этот привод способствует улучшению проходимости автомобиля, но от возникающего кинематического рассогласования, в особенности при движении по твердым дорогам, бывают отрицательные явления.

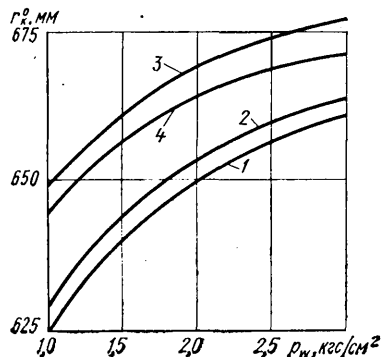
На основании результатов исследования [1], проведенного на трехосных автомобилях с мостовой схемой, можно предполагать, что установкой неодинаковых давлений воздуха в шинах, в результате чего выравниваются исходные (т. е. без учета взаимного влияния) радиусы качения ведущих колес, можно добиться уменьшения кинематического рассогласования и улучшения связанных с ним технических показателей автомобиля с бортовым заблокированным приводом.

Данный вопрос был изучен применительно к четырехосному полноприводному автомобилю, у которого колеса каждого борта имеют жесткую трансмиссионную связь. Автомобиль оборудован шинами модели 16.00—20 и централизованной системой регулирования давления в них.

Особенностью использования данного автомобиля в эксплуатации является возможность его длительного движения в ненагруженном состоянии (после доставки груза при возврате за новым). В этом случае нагрузка на колеса третьей и четвертой осей становится почти в 2 раза ниже, чем на колеса первой и второй осей. Это обстоятельство обуславливает весьма значительное по величине кинематическое рассогласование в колесном движителе.

Для исследуемого случая расчетная нагрузка на оси составляла $G_1=6130$ кг; $G_2=5420$ кг; $G_3=3150$ кг; $G_4=3300$ кг.

На рис. 1 показана зависимость исходных радиусов качения r_k^0 колес исследуемого автомобиля в ведомом режиме от



давления воздуха p_w в шинах. Из графика следует, что рассогласование может составлять 2,4—4%. Отрицательное влияние этого рассогласования при давлении воздуха в шинах 2 кгс/см^2 (в соответствии с ин-

Рис. 1. Зависимость исходных радиусов качения колес 1—4 осей исследуемого автомобиля в ведомом режиме от величины давления воздуха в шинах

струкцией по эксплуатации) на распределение суммарного крутящего момента M_a , подведенного к движителю при движении автомобиля по шоссе, иллюстрируется рис. 2, а. При преимущественных нагрузочных режимах первые оси работают в интенсивном тормозном режиме, тогда как две другие передают крутящий момент, в 2—6 раз превышающий величину, необходимую для движения этих осей. Как было установлено, такое распределение моментов является, в частности, одной из главных причин пониженной долговечности шарниров равных угловых скоростей, которыми снабжены колеса первой и четвертой осей, передающие наибольшие крутящие моменты.

Наличие в трансмиссии отрицательных моментов приводит к резкому повышению общих потерь в контуре циркуляции мощности [2] и к повышенному износу шин из-за роста абсолютных значений крутящих моментов на колесах и увеличения проскальзывания менее нагруженных шин в контакте с дорогой [3]. Последнее подтверждается и практикой эксплуатации автомобилей с бортовым заблокированным приводом — в случае продолжительной работы автомобиля без груза шины задних осей изнашиваются значительно быстрее.

Неравномерность крутящих моментов на колесах при их положительных значениях хотя и нежелательна, но ее отрица-

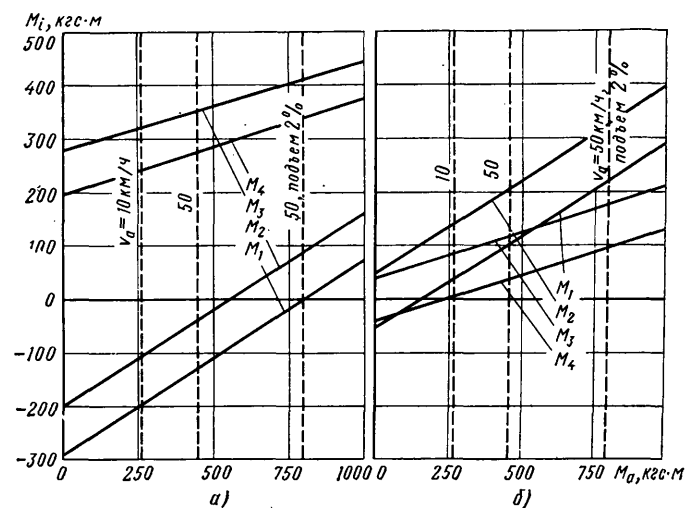


Рис. 2. Распределение суммарного крутящего момента по осям исследуемого автомобиля при его движении на асфальтобетонном шоссе (по результатам тензометрирования): а — $p_{w1} = p_{w2} = p_{w3} = p_{w4} = 2 \text{ кгс/см}^2$; б — $p_{w1} = p_{w2} = 2,5 \text{ кгс/см}^2$; $p_{w3} = p_{w4} = 1,5 \text{ кгс/см}^2$

Автомобильная промышленность № 7, 1976 г.

тельное влияние на потери мощности в 5—10 раз ниже влияния циркуляции мощности [4].

Для расчета величин давления в шинах, которые могли бы уменьшить отрицательные последствия от применения блокированного привода на объекте исследований, применялась методика, изложенная в работе [1]. Методика построена на анализе условия равенства исходных радиусов качения заблокированных колес автомобиля в ведущем режиме движения.

В настоящей работе рассматривались возможности упрощения расчетных зависимостей [1], для чего проведены наблюдения за режимами работы данного автомобиля и других полноприводных автомобилей в условиях движения по твердым дорогам. Результаты этих наблюдений качественно согласуются с данными работы [5] и позволяют полагать, что нетяговый режим занимает до 35—50% общего времени его работы. В этом случае двигатель автомобиля работает в ведомом ($M_a = 0$) или достаточно близком к нему режиме (в частности, при торможении двигателем), что соответствует наиболее неблагоприятному распределению моментов по колесам (рис. 2, а). Поэтому ведомый или близкий к нему режим качения двигателя целесообразно принимать за расчетный при выборе неодинаковых давлений в шинах.

Тогда зависимости, приведенные в работе [1], могут быть упрощены, так как условием отсутствия кинематического несогласования между колесами первой и i -й оси автомобиля можно считать равенство

$$r_{k1}^0 = r_{ki}^0 \quad (1)$$

Радиус качения колеса в ведомом режиме r_k^0 связан со свободным радиусом колеса r_c , с нормальной нагрузкой G_k и внутренним давлением воздуха в шине p_w зависимостью, получаемой на основании работы [1],

$$r_k^0 = r_c - \frac{k \sqrt{G_k}}{c + p_w} \quad (2)$$

где k — константа для данной шины;
 $c = 1$ кгс/см² — постоянный коэффициент.

Экспериментальные данные НАМИ показывают, что изменение величины давления воздуха в шине незначительно влияет на свободный радиус колеса. Если давление в шинах сохраняется в пределах нормы, то свободный радиус изменяется всего на 1% своей первоначальной величины, что дает основание в практических расчетах пренебречь этим влиянием.

Подставив выражение (2) в равенство (1) и решив его относительно искомой величины p_{wi} , получим

$$p_{wi} = \frac{(c + p_{w1}) \sqrt{G_{ki}}}{\sqrt{G_{k1}}} - c \quad (3)$$

Параметры, входящие в правую часть формулы (3), при расчетах являются заданными, а относятся к первой оси (G_{k1} и p_{w1}) из-за ее отдаленности от центра тяжести груза принимаются независимыми от величины полезной нагрузки автомобиля [1]. В связи с этим формула (3) может быть использована уже на стадии проектирования автомобиля.

Из-за разных нормальных нагрузок на каждую из четырех осей объекта данных исследований расчет по формуле (3) дает соответствующее им число разных результатов. Однако с точки зрения удобства эксплуатации нежелательно иметь число различных величин давлений более двух. С этой целью величина p_{w2} в шинах колес второй оси, нормальная нагрузка которых близка к нагрузке колес первой оси, принята одинаковой с p_{w1} , и по той же причине $p_{w3} = p_{w4}$.

Величина $p_{w1} = p_{w2}$, являющаяся исходной для расчета, принята равной 2,5 кгс/см². Величина $p_{w3} = p_{w4}$, найденная по формуле (3), в среднем составила 1,5 кгс/см².

На рис. 2, б показано распределение крутящих моментов по осям, найденное в эксперименте при указанных величинах давления воздуха в шинах. Неравномерность распределения моментов резко снизилась, и при скорости движения 6—10 км/ч в трансмиссии полностью исчезли отрицательные моменты. Наличие у третьей и четвертой осей незначительной области отрицательных моментов объясняется осреднением выбранных давлений, а также тем обстоятельством, что на реальных образцах исследуемой модели автомобиля нагрузки на колеса могут отличаться от расчетных из-за неодинаковой установки (закручивания) торсионов и их остаточных деформаций, появляющихся в ходе эксплуатации. Главная цель — устранение обширной зоны циркуляции мощности — была достигнута. Изменение радиусов качения с помощью применения неодинаковых давлений в шинах позволило не только сблизить между собой средние значения крутящих моментов на осях, но и существенно (не менее чем, в 1,5—2 раза на преимущественных режимах нагружения) уменьшить крутящие моменты на управляемых первой и четвертой осях, что способствует значительному повышению долговечности их привода.

На рис. 3 приведена экспериментальная зависимость влияния скорости движения исследуемого автомобиля по асфальтобетонному шоссе на величину экономии топлива, получаемую от установки неодинаковых давлений в шинах. Эксперименты проведены по методике определения дорожной экономической характеристики. При повышении скорости движения, соответствующем, как известно [4], росту загрузки двигателя крутящим моментом, экономия топлива снижается: если при скорости 20 км/ч она составляет 12%, то при 60 км/ч — 4%. Как подтвердили опыты, на практике при переменных режимах работы двигателя следует ожидать большего положительного влияния неодинаковых давлений на экономию топлива, чем это показано на рис. 3, так как в реальных условиях часто бывает движение накатом или режим торможения двигателем. Потери мощности от блокирования привода в этих режимах близки к максимально возможным величинам, это приводит к интенсивному падению скорости движения, и водитель раньше начинает последующий разгон, чем это происходит при пониженных потерях на качение.

При оценке влияния на износ понижения давления в шинах третьей и четвертой осей использовались положения работы [6], рекомендующей выбирать давление при снижении нагрузки из условия постоянства относительного прогиба шины. Этим условием достигается повышение ходимости шин, что, в частности, использовано при регламентировании норм пониженных давлений в шинах по ГОСТ 17393—72 и ГОСТ 17394—74.

Применительно к объекту исследований были определены характеристики нормальной жесткости шины размера 16.00—20 при различных давлениях. Для этого использовали стендовую установку НАМИ (стенд ДШ). По полученным данным построены зависимости допустимого давления в указанной шине в функции нагрузки на колесо при условии сохранения заданного относительного прогиба (рис. 4). Здесь первая из линий соответствует относительному прогибу шины при нормальной нагрузке, примерно равной нагрузке колеса первой оси при давлении по инструкции (2 кгс/см²), вторая — прогибу при нагрузке и давлении по ГОСТ 13298—70 (2500 кгс; 2,5 кгс/см²), третья — рекомендациям работы [7] для шины размера 16.00—20. Нахождение на этих зависимостях точек давлений, соответствующих расчетным нагрузкам на колесо третьей оси ($G_{k3} = 1575$ кгс) и четвертой оси ($G_{k4} = 1650$ кгс), показывает, что допустимые давления (см. рис. 4) ниже, чем давление, вычисленное по формуле (3), равное 1,5 кгс/см², во всех трех случаях. Таким образом, рассчитываемые по формуле давления не выходят за пределы значений, определяемых на основе принципов, используемых в шинной промышленности.

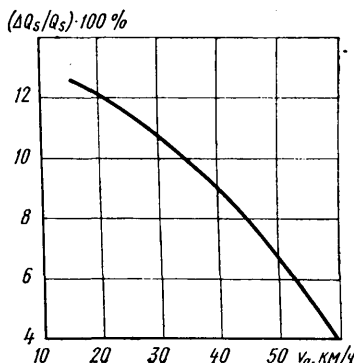
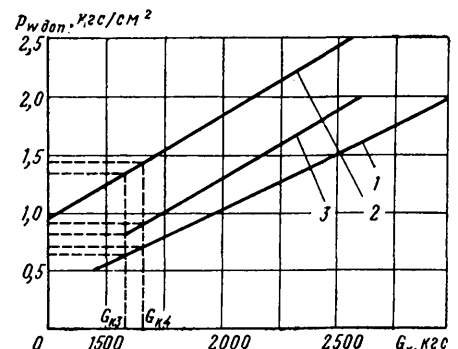


Рис. 3. Влияние скорости движения исследуемого автомобиля на величину экономии топлива от установки неодинаковых давлений в шинах ($p_{w1} = p_{w2} = 2,5$ кгс/см²; $p_{w3} = p_{w4} = 1,5$ кгс/см²) в сравнении с показателями при одинаковых давлениях 2 кгс/см² (высшая передача в трансмиссии)

Рис. 4. Зависимости допустимого давления в шине размера 16.00—20 от нагрузки на колесо при условии сохранения заданного относительного прогиба шины:

1 — относительный прогиб соответствует параметрам $G_k = 3000$ кгс; $p_w = 2$ кгс/см²;
 2 — относительный прогиб соответствует $G_k = 2500$ кгс; $p_w = 2,5$ кгс/см²; 3 — построена по рекомендации работы [7], данным в табличной форме



Исследования показали практическую целесообразность поддержания неодинаковых давлений в шинах четырехосного полноприводного автомобиля с бортовым блокированным приводом при его движении по твердым дорогам без груза. Поддержание пониженных давлений в шинах колес, имеющих меньшую нагрузку, может также способствовать повышению параметров плавности хода и долговечности узлов неподрессоренных частей автомобиля на неровных твердых дорогах [8].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лазарев В. В. и др. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 3.

2. Московкин В. В., Петрушов В. А., Шуклин С. А. — «Труды НАМИ». М., 1969, вып. 118.
3. Запорожцев А. В., Кленников Е. В. Износ шин и работа автомобиля. М., НИИНавтопром, 1971.
4. Шуклин С. А., Московкин В. В., Чергейко В. И. — «Труды НАМИ». М., 1975, вып. 154.
5. Дмитриевский А. В., Каменев В. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 1.
6. Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М., «Химия», 1968.
7. Цукербург С. М. и др. Пневматические шины. М., «Химия», 1973.
8. Шуклин С. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 7.

УДК 629.113.042.2

Расчет нелинейной подвески сиденья автомобиля при случайных возмущениях

Канд. техн. наук И. Т. МАСЛОВ

Московский автомеханический институт

Для улучшения плавности хода автомобилей большой грузоподъемности на некоторых моделях устанавливают поддрессоренные сиденья. Подвеска этих сидений имеет нелинейные характеристики своих элементов, что обусловлено рядом известных факторов. При расчете подвески этих сидений в дальнейшем предполагается, что их колебания практически не связаны с колебаниями поддрессоренной массы автомобиля [1].

Поскольку профиль пути представляет собой случайную стационарную и эргодическую функцию времени, примем, что колебания поддрессоренной массы автомобиля являются входным сигналом, который возбуждает колебания подвески сиденья. Схема поддрессоривающей системы сиденья представлена на рис. 1, где перемещение поддрессоренной массы автомобиля $x_1(t)$, перемещение сиденья $x_2(t)$, масса водителя с сиденьем m , нелинейная характеристика упругого элемента $m f(x_1 - x_2)$, нелинейная характеристика амортизатора $m \varphi(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$.

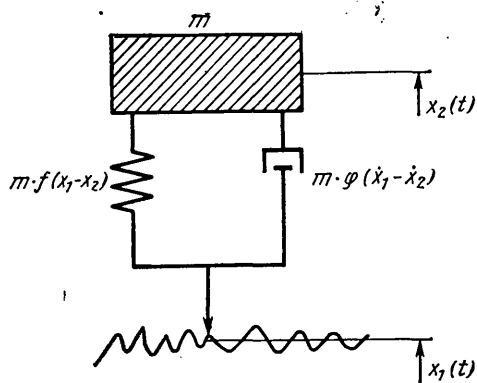


Рис. 1

Для расчета подобных систем существуют различные методы статистической линеаризации, однако они недостаточно точные. Рассмотрим другой метод. Перемещение сиденья определим из уравнения

$$\ddot{x}_2 = \varphi(x_1 - \dot{x}_2) + f(x_1 - x_2), \quad y = x_1 - x_2, \quad (1)$$

где $\varphi(y)$, $f(y)$ — характеристики амортизатора и упругого элемента соответственно, отнесенные к m .

Считаем, что сигналы $y(t)$, $\dot{y}(t)$, $\ddot{y}(t)$ в отдельности и попарно обладают двумерным нормальным законом распределения вероятностей через промежуток времени τ , поэтому плотность распределения вероятностей можно разложить в ряд по ортогональным полиномам Чебышева—Эрмита (формула Крамера) [2 и 3]. Используя формулу Крамера, получим следующие соотношения между спектральными плотностями выходных ускорений, относительных перемещений и перемещений поддрессоренной массы автомобиля:

$$S_y(\omega) = \frac{\omega^4}{v(\omega)} S_{x_1}(\omega); \quad S_{\ddot{x}_2}(\omega) = \frac{\omega^4 g(\omega)}{v(\omega)} S_{x_1}(\omega), \quad (2)$$

$$\text{где } g(\omega) = \left(\frac{a_1}{\sigma_y}\right)^2 + \left(\frac{b_1}{\sigma_y}\right)^2 \omega^2 + T(\omega),$$

$$v(\omega) = \left(\omega^2 + \frac{a_1}{\sigma_y}\right)^2 + \left(\frac{b_1}{\sigma_y}\right)^2 \omega^2 + T(\omega).$$

Величина $T(\omega)$ больше нуля для любого ω и зависит от коэффициентов a_j , b_j , для которых получены выражения, зависящие от вида нелинейных характеристик упругого элемента и амортизатора. Кроме того, эти коэффициенты зависят от математического ожидания относительных перемещений, дисперсии относительных перемещений, дисперсии относительных скоростей и их номера j [4].

При замене нелинейных безынерционных элементов $\varphi(y)$ или $f(y)$ линейными из условия минимума среднеквадратичного отклонения выходных сигналов из этих элементов спектральные плотности относительных перемещений и выходных ускорений для линейной системы можно выразить формулой, аналогичной выражению (2) при $T(\omega) = 0$, причем

$$k = -\frac{b_1}{\sigma_y}; \quad C = -\frac{a_1}{\sigma_y}, \quad (3)$$

где k — коэффициент сопротивления амортизатора линейной системы;

C — жесткость упругого элемента линейной системы.

Рассмотрим случай, когда оба элемента (упругий и амортизатор) имеют нечетные характеристики. Тогда $M[y] = 0$

$$a_j = 0, \quad b_j = 0 \quad \text{при } j = 2m (m = 1, 2, 3 \dots). \quad (4)$$

В случае ограничения хода упругого элемента подвески сиденья можно показать, что выражение для a_j имеет тот же вид, что в работе [4], но $f(y) = 0$ при $|y| > H$ (H — ход упругого элемента от положения при статической нагрузке до упора в ограничитель. Если у подвески характеристики элементов линейные, то все необходимые параметры выходных сигналов можно точно рассчитать).

Подберем параметры нелинейной системы так, чтобы она по возможности более точно воспроизводила сигналы из данной линейной системы.

Пусть линейная система имеет параметры C , k . Тогда нелинейную систему конструируем так, чтобы выполнялись соотношения (3), а величина $T(\omega)$ была бы возможно меньшей. Для этого необходимо, чтобы коэффициенты a_{2m+1} ; b_{2m+1} ; ($m = 1; 2; 3$) были как можно меньшими.

Характеристика упругого элемента приведена на рис. 2, где

$$h = \frac{H}{n}. \quad \text{Принимаем } H = 3\sigma_y. \quad \text{В этом случае удары в ограни-$$

чители хода практически отсутствуют.

Эту характеристику представим в виде

$$f(y) = \sum_{i=1}^n f_i(y),$$

где $f_i(y) = \begin{cases} l_i [y - h(i-1)] & \text{при } h(i-1) \leq y \leq hi \\ l_i h & \text{при } y > hl. \end{cases}$

Рассмотрим случай, когда $n=3$.
Тогда

$$\begin{cases} a_1 = 2\sigma_y [-0,3369 l_1 - 0,1315 l_2 - 0,0170 l_3]; \\ a_3 = \sqrt{6} \sigma_y [0,0924 l_1 - 0,0329 l_2 - 0,0199 l_3]; \\ a_5 = \sigma_y [-0,0620 l_1 + 0,1280 l_2 + 0,0380 l_3] \end{cases} \quad (5)$$

Характеристика амортизатора представлена на рис. 2. Примем $\dot{y}_M = 3\sigma_y$, тогда разгрузочные клапаны практически не открываются. Выражения для коэффициентов b_1, b_3, b_5 имеют вид

$$\begin{cases} b_1 = -0,4638 d_1 - 0,334 d_2; \\ b_3 = 0,324 d_1 + 0,0036 d_2; \\ b_5 = -0,223 d_1 + 0,0048 d_2. \end{cases} \quad (6)$$

Рассмотрим пример расчета нелинейной подвески сиденья, если корреляционная функция перемещений поддрессоренной массы автомобиля имеет вид

$$R_{x_1}(\tau) = D_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + D_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos \beta \tau,$$

где $D_1 = 7,93 \text{ см}^2$; $D_2 = 0,134 \text{ см}^2$; $\alpha_1 = 2,12 \text{ 1/с}$; $\alpha_2 = 0,89 \text{ 1/с}$; $\beta = 14,4 \text{ 1/с}$.

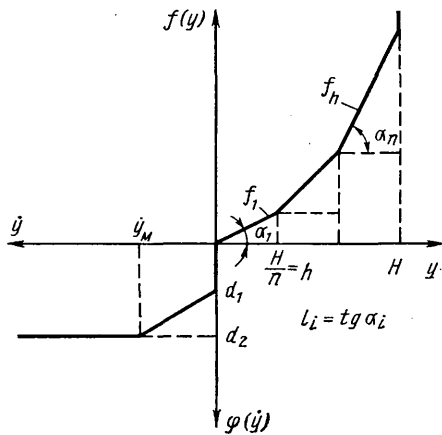


Рис. 2

Параметры линейной поддрессорирующей системы сиденья на основании физиологических факторов приняты равными:

$$k = 7,5 \text{ 1/с}; C = 58,5 \text{ 1/с}^2.$$

Тогда

$$\sigma_y = 2,23 \text{ см}, \quad \sigma_{\dot{y}} = 6,95 \text{ см/с}.$$

Подберем параметры нелинейной системы заданной структуры, которая обеспечивает наилучшее приближение спектральной плотности выходных ускорений и спектральной плотности относительных перемещений к соответствующим величинам данной линейной системы. Примем $a_1 = -C\sigma_y = -130,5 \text{ см/с}^2$, коэффициент $a_3 = 0$. Если коэффициент a_5 принять равным нулю, то система (5) будет иметь отрицательные решения, что не соответствует конструктивным соображениям. Поэтому подбор l_1, l_2, l_3 проводим в предположении, что $a_1 = -130,5 \text{ см/с}^2$; $a_3 = 0$; $l_1 \geq 0$; $l_2 \geq 0$; $l_3 \geq 0$; a_5 принимает наименьшее значение.

В табл. 1 приведены различные значения a_5 и соответствующие им значения l_1, l_2, l_3 .

Жесткость упругого элемента на разных участках равна: $C_1 = l_1 m$; $C_2 = l_2 m$; $C_3 = l_3 m$.

Таблица 1

a_5 в см/с ²	l_1 в 1/с ²	l_2 в 1/с ²	l_3 в 1/с ²
17,7	70	0	326
20,2	61,8	33,3	232,5
22,2	58,5	48,5	193
23,8	51,5	74,7	116,2
27,0	41,2	116	0

Из табл. 1 можно выбрать вариант характеристики упругого элемента, который удовлетворяет конструктивным соображениям и обеспечивает возможно меньшее значение коэффициента a_5 . Для расчета характеристики амортизатора примем $b_1 = -k\sigma_y = -52 \text{ см/с}^2$. Как следует из выражений (6), $b_3 = 0$ при $d_1 = d_2 = 0$, что не соответствует конструктивным соображениям, поэтому параметры d_1 и d_2 выбирают так, чтобы $b_1 = -52 \text{ см/с}^2$, а коэффициенты b_3 и b_5 были возможно меньше.

Из выражений (6) получим

$$52 = 0,4638 d_1 + 0,3340 d_2. \quad (7)$$

Поскольку $d_1 \geq 0$; $d_2 > 0$, то из равенства (7) следует, что $0 \leq d_1 \leq 12$ и $0 \leq d_2 \leq 156$, причем $d_2 \geq d_1$. При зависимости (7) между d_1 и d_2 можно получить

$$b_3 = 36,4 - 0,23 d_2; \quad b_5 = -25,0 + 0,165 d_2.$$

В табл. 2 приведены варианты соотношения между d_1, d_2, b_3, b_5 (при $m = 0,0765 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{см}$).

Таблица 2

№ варианта	d_1 в см/с ²	d_2 в см/с ²	md_1 в кг	md_2 в кг	b_3 в см/с ²	b_5 в см/с ²
1	65	65	4,97	4,97	21,3	-14,3
2	3,26	152	0,25	11,6	1,4	0
3	0	156	0	11,9	0,5	0,75

Очевидно, для варианта $d_1 = 0, d_2 m = 11,9$ характерны небольшие значения коэффициентов b_3, b_5 . Этот вариант является наиболее приемлемым. Сравним работу линейной и соответствующей нелинейной системы. Разность спектральных плотностей выходных ускорений из нелинейной и соответствующей линейной системы равна:

$$\delta S_{\ddot{x}_2}(\omega) = \omega^6 \frac{T(\omega) [\omega^2 - 2C]}{[A(\omega) + T(\omega)] A(\omega)} S_{x_1}(\omega), \quad (8)$$

где $A(\omega) = (\omega^2 - C)^2 + k^2 \omega^2 > 0$.

Из формулы (8) следует, что при $\omega < \sqrt{2C}$ соответствующая нелинейная система уменьшает, а при $\omega > \sqrt{2C}$ увеличивает спектральную плотность выходных ускорений по сравнению с данной линейной системой. Формула (2) показывает, что соответствующая нелинейная система уменьшает спектральную плотность относительных перемещений во всем диапазоне частот, что приводит к уменьшению дисперсии относительных перемещений.

Таким образом, в неявном виде рассмотрены зависимости между спектральными плотностями входа и выхода для нелинейной системы поддрессоривания. Показаны возможности подбора характеристик нелинейной системы для приближения ее по выходным параметрам к соответствующей линейной системе. Указаны качественные различия в работе линейной и соответствующей нелинейной системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972.
2. Казаков И. Е., Доступов В. Г. Статистическая динамика нелинейных автоматических систем. М., Физматгиз, 1962.
3. Первозванский А. А. Случайные процессы в нелинейных автоматических системах. М., Физматгиз, 1962.
4. Маслов И. Т. Исследование работы одномассовой нелинейной системы поддрессоривания при случайных возмущениях. — «Научные труды МАМИ». М., 1975, вып. № 3.

Прогрессивные технологические процессы в кузнечно-штамповочном производстве

Ф. М. КИВМАН, кандидаты техн. наук Н. Л. СОКОЛОВ, А. М. СМУРОВ

НИИТавтопром

ЭКОНОМИЯ металла — одна из целей совершенствования технологических процессов кузнечно-штамповочного производства в автомобилестроении. Задача развития кузнечно-штамповочного производства состоит в нахождении наиболее экономичных способов получения качественных заготовок.

Снижения расхода металла в кузнечно-штамповочном производстве можно добиться за счет уменьшения металлоемкости поковок, т. е. максимального приближения поковки к готовой детали по форме и размерам путем уменьшения или снятия припусков на механическую обработку, а также за счет снижения или полного снятия технологических отходов при изготовлении поковок (облоя, высечек, клещевин и др.). Разрабатываемые и внедряемые в производство технологические процессы решают либо обе задачи, либо одну из них.

Рассмотрим основные прогрессивные технологические процессы, способствующие решению задачи экономии металла.

Профилирование заготовок на ковочных вальцах. Вальцовка заготовок перед штамповкой удлиненных поковок переменного сечения получила распространение на заводах отрасли в связи с происходящим переоснащением кузнечных цехов кривошипными горячештамповочными прессами взамен паровоздушных штамповочных молотов. Поскольку на кривошипных прессах нельзя выполнять подготовительные профилирующие операции — протяжку, подкатку и т. п., то для этого используют другие виды оборудования.

Преимуществами вальцовки являются:

1) возможность выполнения операций вальцовки и штамповки с одного нагрева, в то время как другие способы профилирования — периодическая прокатка, высадка на горизонтально-ковочных машинах, электровысадка — требуют, как правило, повторного нагрева перед штамповкой;

2) наиболее рациональное использование высокочастотного электронагрева, так как применение т.в.ч. для повторного нагрева профилированных заготовок переменного сечения нерационально из-за низкого к. п. д. и неравномерности нагрева участков разного сечения;

3) возможность быстрой переналадки на детали другой номенклатуры; это позволяет рационально использовать процесс независимо от серийности выпуска поковок;

4) компактность оборудования, поскольку ковочные валцы можно устанавливать на полу около штамповочного пресса без специальных фундаментов и перемещать от одного пресса к другому в зависимости от потребностей производства.

Вальцовка является разновидностью прокатки. Заготовка деформируется между вращающимися валками — штампами, на рабочих поверхностях которых нарезаны ручьи, соответствующие заданной форме получаемой заготовки. Различают одно-, двух- и многопереходную вальцовку. В зависимости от этого валцы имеют соответствующее число штампов или ручьев.

Ковочные валцы, созданные в нескольких конструктивных вариантах, различаются между собой расположением рабочих валков относительно опор, числом рабочих клетей, способом передачи заготовок по ручьям. Выбор конструкции и типоразмера валцов зависит от условий производства и технологических требований.

Экономия металла при вальцовке достигается в основном за счет уменьшения технологических отходов. Поскольку внедрение вальцовки обычно связано с переходом на прессовую штамповку, создается дополнительная экономия за счет уменьшения металлоемкости поковок. Суммарное снижение расхода металла в среднем составляет 15—20%.

По мере развития кузнечного производства объем внедрения вальцовки в отрасли увеличивается: с 1970 по 1975 г. выпуск поковок с применением вальцовки возрос в 2,5 раза. В десяти-

летии планируется увеличить объем выпуска поковок из вальцованных заготовок на 30—35%.

Поперечно-клиновое прокатка. Этот процесс предназначен для изготовления деталей типа ступенчатых валов, шаровых пальцев, осей (рис. 1). Наиболее рационально применение поперечно-клиновой прокатки для получения заготовок непосредственно под механическую обработку. Для профилирования заготовок под штамповку этот процесс не получил распространения в отрасли, с этой целью используют вальцовку.

Машины, созданные для поперечно-клиновой прокатки, отличаются друг от друга кинематикой, типом привода, конструктивным исполнением узлов и механизмов. Принцип обработки, общий для всех машин, состоит в том, что нагревая до ковочной температуры мерная заготовка круглого сечения деформируется двумя одинаковыми, движущимися прямолинейно или вращательно навстречу друг другу клиновыми инструментами (штампами). Силами трения заготовка катится по штампу и вращается вокруг своей оси. Клиновые выступы штампа врезаются в заготовку на необходимую глубину и постепенно расширяют зону обжатия, перемещая металл наклонными гранями клина вдоль оси заготовки.

Поперечно-клиновое прокатка позволяет значительно снизить расход металла и трудоемкость изготовления продукции, улучшить макроструктуру металла. При внедрении этого процесса вместо обычных способов горячей штамповки расход металла снижается не только за счет почти полной ликвидации технологических отходов, но и в результате уменьшения металлоемкости заготовок. При использовании поперечно-клиновой прокатки вместо токарной обработки экономия металла достигает 30—40% при значительном повышении производительности. Погрешность поперечных размеров изделий, полученных поперечно-клиновой прокаткой, составляет $\pm 0,1$ мм, что позволяет в некоторых случаях использовать прокатанные изделия без механической обработки или ограничить ее чистовым шлифованием.

Объем внедрения поперечно-клиновой прокатки в автомобилестроении пока невелик. Это объясняется рядом причин, в том числе отсутствием серийного выпуска машин, а также недостаточной изученностью процесса, приводящей к длительному его освоению для каждой новой детали. Однако резервы рационального применения поперечно-клиновой прокатки значительны, что позволило планировать на десятое пятилетие пятикратное увеличение объема внедрения этого прогрессивного процесса.

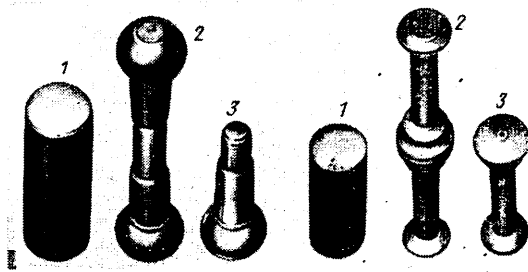


Рис. 1. Переходы при поперечно-клиновой прокатке: 1 — исходная заготовка на две детали; 2 — прокатанная заготовка; 3 — готовая деталь

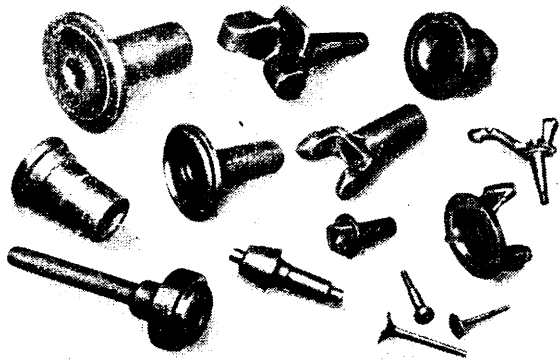


Рис. 2. Автомобильные поковки, полученные горячим выдавливанием

Горячая штамповка выдавливанием. В настоящее время в автомобилестроении выдавливанием изготовляют сплошные и полые поковки большой номенклатуры. Тем не менее распространению этого перспективного и прогрессивного процесса мешает отсутствие специализированных прессов, так как выпускаемые серийно кривошипные горячештампочные прессы не всегда удовлетворяют специфическим требованиям штамповки выдавливанием.

Термин «горячее выдавливание», или «горячая штамповка выдавливанием», объединяет группу технологических процессов, характерных тем, что минимум одна из операций, предназначенных для формирования развитого стержневого или полого элемента, выполняется по схеме выдавливания металла из закрытой полости большего сечения в полость меньшего сечения. Кроме этой операции процесс может включать как подготовительные (осадка, прошивка), так и заключительные операции (безоблойная или облойная штамповка, обрезка облоя). На рис. 2 показаны наиболее типичные автомобильные поковки, изготовленные горячим выдавливанием.

Экономия металла при внедрении горячего выдавливания достигается как за счет уменьшения металлоемкости поковок, так и за счет снижения технологических отходов. Значительную экономию металла получают при штамповке выдавливанием полых поковок, которые при обычной штамповке на молотах, прессах или горизонтально-ковочных машинах изготовлялись сплошными, без отверстия. В связи с большим разнообразием форм и типов поковок снижение расхода металла колеблется от 10 до 40%.

Объем внедрения горячего выдавливания в автомобильной промышленности за годы девятой пятилетки возрос более чем в 2 раза. Однако неиспользованные резервы позволяют ожидать увеличения объема внедрения процесса к 1980 г. в 2 раза по сравнению с уровнем 1975 г.

Безоблойная штамповка в закрытых штампах. Перевод поковок типа шестерен, фланцев и деталей кольцеобразной формы, т. е. отличающихся от поковок в виде стержня с утолщением, на штамповку в закрытых штампах направлен на резкое сокращение технологических отходов. Штамповка в закрытом штампе, или безоблойная штамповка с противодавлением, шестерен и фланцев на кривошипных горячештампочных прессах применяется на Автозаводе им. Ленинского комсомола более 10 лет. Для этого способа созданы штамповые пакеты с противодействующим устройством пружинного типа, позволяющим использовать заготовки обычной точности и уменьшающим вредное влияние колебания объема заготовок на стойкость рабочего инструмента и размерную точность поковок.

Процесс изготовления поковок в таком штампе представляет двухпереходную штамповку: первый переход — осадка заготовки, второй переход — окончательная штамповка в закрытом ручье. В случае штамповки поковок с прошиваемым отверстием в штампе предусматривается третий, прошивочный ручей.

По сравнению с обычной штамповкой в открытых штампах штамповка с противодавлением позволяет экономить 10—15% металла.

Процесс штамповки с противодавлением можно усовершенствовать, если в штампе предусмотреть регулируемые противодействующие устройства, обеспечивающие оптимальный силовой режим в закрытом штампе. Работы в этом направлении ведутся; в частности, на Автозаводе им. Ленинского комсомола планируется заменить пружинные противодействующие устройства

пневмогидравлическими. Штампы с такими устройствами позволяют сохранить максимально возможное уменьшение расхода металла и улучшить показатели стойкости инструмента, производительности, надежности оснастки.

Штамповка в закрытых штампах с разъемной матрицей. Этот процесс предназначен в основном для получения поковок сложной формы, с глубокими поднутрениями и криволинейными отрезками. Повышенные технологические возможности таких штампов обусловлены конструктивными особенностями: наличием в рабочем инструменте одной или более дополнительных плоскостей разреза.

Процесс штамповки фланцев-вилок карданного вала в штампе с разъемной матрицей, разработанный НИИТавтопромом, внедрен на Гродненском заводе карданных валов. Старый процесс включал штамповку за три перехода (осадка, предварительная и окончательная штамповка) в открытых ручьях на кривошипном горячештампочном прессе усилием 4000 тс и последующую обрезку облоя на обрезном прессе.

Вес готовой поковки составлял 9 кг, вес заготовки 12,5 кг, норма расхода металла на одну поковку 12,6 кг. Таким образом, отход металла при изготовлении поковок был равен 28,5%.

По новому процессу поковки штампуют за два перехода (осадка нагретой заготовки на профильных бойках и окончательная штамповка) в штампе с разъемной матрицей, имеющей вертикальную плоскость разреза. Вторая штамповочная операция сопровождается образованием торцевого заусенца вдоль контура фланца поковки и представляет по существу процесс выдавливания металла заготовки из цилиндрической полости в две боковые полости. После штамповки производится обрезка облоя на обрезном прессе.

Основные показатели расхода металла по внедренному процессу характеризуются следующими данными: вес поковки 7,3 кг, вес заготовки 7,6 кг, норма расхода металла на одну поковку 7,7 кг.

Внедрение нового процесса штамповки фланцев-вилок карданного вала позволило сократить расход металла на 740 т в год.

Применение штампов, разработанных СКБ-3 (г. Минск), дает большой экономический эффект за счет снижения расхода металла на 30—40%. Один из таких штампов внедрен на Минском автозаводе для штамповки тройников и угольников, на которые норма расхода металла снижена соответственно с 0,508 и 0,394 до 0,303 и 0,225 кг.

Применительно к тройникам двух наименований, переведенным на штамповку в штампах с разъемной матрицей на Кременчугском автозаводе им. 50-летия Советской Украины, экономия металла составила 39 и 41%.

Малоотходная штамповка в открытых штампах. Улучшение показателя по расходу металла при штамповке в открытых штампах связано с введением в штамповый инструмент конструктивных изменений, направленных на уменьшение величины облоя или снижение веса поковки за счет снятия напусков. Можно добиться сокращения расхода металла при облойной штамповке в открытых штампах, имеющих горизонтальную плоскость разреза, затруднив выход металла за пределы ручья. Этого достигают, смещая плоскость разреза штампа к одному из торцов поковки; применяя ограничитель облоя, который размещают за пределами контура поковки или внутри этого контура; заменяя традиционный профиль облойного мостика в разрезе штампа клиновым профилем; применяя комбинированный разрез (на одной части контура поковки в плане разрез выполняется по типу закрытого штампа, на другой части — по типу открытого штампа, т. е. в виде облойной канавки). При штамповке шестерен можно

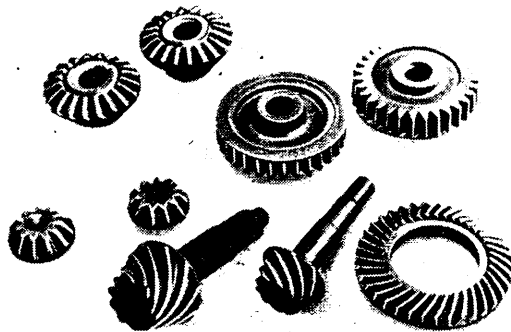


Рис. 3. Поковки автомобильных шестерен, отштампованные с зубьями

уменьшить отход металла за счет исключения напусков между зубьями. Для этого в матрице выполняется зубчатый венец, который в некоторых случаях затрудняет выдавливание металла в облойную канавку, в результате чего уменьшается технологический отход (облой).

Применение клинового профиля облойного мостика позволяет уменьшить отходы при штамповке без дополнительных затрат на рабочий инструмент. Такой же эффект получают при смещении плоскости разреза к одному из торцов поковки и применении ограничителей облоя. В настоящее время нет сведений о внедрении в производство открытых штампов с такими ограничителями, однако можно считать, что применение ограничителей облоя даст наибольший эффект при штамповке в открытых штампах по сравнению с другими способами.

При штамповке шестерен с одновременным оформлением зубьев на поковке кроме экономии металла обеспечивается также снижение веса поковок. Приоритет в разработке и внедрении технологии и оснастки для штамповки конических шестерен в открытых штампах принадлежит НИИТавтопрому. Для перевода шестерен на штамповку с зубьями необходимо решить ряд задач. К ним относятся выбор параметров зубчатого венца

предварительной и (или) окончательной штамповки, удаление окалины с поверхности штампуемой заготовки, обеспечение точности зубчатого венца в штампе и выбор способа его выполнения, а также разработка режимов и оснастки для механической обработки поковок шестерен.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева и Токмакском кузнечно-штамповочном заводе «Центрокуз» внедрены процессы штамповки, разработанные применительно к поковкам шестерни полуоси, сателлита и ведомой шестерни. Эти поковки штампуются за три перехода: осадка заготовки, предварительная штамповка без образования на поковке зубчатого венца (с образованием зубьев у сателлита и шестерни полуоси) и окончательная штамповка поковки с зубьями. На рис. 3 представлены поковки шестерен, отштампованные с зубьями.

При штамповке сателлитов ЗИЛ-130 норма расхода металла снижена на 0,37 кг, трудоемкость изготовления сателлита из поковки, отштампованных с зубьями, — на 0,2 мин. Экономия металла при штамповке шестерни полуоси ЗИЛ-130 и ведомой шестерни КрАЗ-258 составила на одну поковку соответственно 0,66 и 1,5 кг, а снижение трудоемкости — 0,114 и 0,6 мин.

УДК 669.018.24

Влияние микрогеометрии поверхности валов на износ пластмассовых подшипников

Канд. техн. наук Ф. К. ЛЕБЕДЕВ, В. Т. ФОНОТОВ

Курганский машиностроительный институт

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ конструктивного узла вал—пластмассовый подшипник, работающего с ограниченной смазкой или без нее, во многом определяется микрогеометрией рабочей поверхности вала. Поэтому для определения оптимальной работоспособности такой пары необходимо иметь данные о характере и степени влияния величины и формы неровностей поверхности валов на износостойкость пластмасс.

В некоторых работах [1—3] указывается, что шероховатость валов $\nabla 7$ — $\nabla 8$ является оптимальной с точки зрения износостойкости пары трения и трудоемкости обработки валов. Однако практикой доказано, что величина и форма неровностей,

полученные при различной технологии обработки, по-разному влияют на износостойкость пластмасс. Так, форма профиля микронеровностей (радиус закругления вершин, угол наклона, шаг) в определенных условиях оказывает более существенное влияние на износ пластмасс, чем их высота.

Испытаниям были подвергнуты пластмассовые подшипники, работавшие в паре с валами, шероховатость поверхности которых соответствовала классам $\nabla 66$ (получена точением, шлифованием кругом 2А-К-35СМ2, шлифованием абразивной шкуркой Э540М3) и $\nabla 76$ (шлифование кругом 2А-К-35СМ2 по образующей вала).

Частичные вкладыши размером 6×10 мм были изготовлены из капрона, фторопласта-4, фторопластов Ф40С15М1,5 и Ф40Г20 с наполнителями. Они работали без смазки в паре с валами диаметром 50 мм, изготовленными из стали 40Х твердостью HRC 26—27. Испытания вкладышей проводили со скоростью 0,33 м/с. Эта скорость обеспечивала одинаковое время взаимодействия микропрофилей валов с пластмассовыми подшипниками и была близка к скоростям, имеющим место в подшипниковых узлах транспортных машин и заводского оборудования. Давление выбирали с учетом физико-механических свойств пластмасс. Для капрона, фторопласта-4, материалов Ф40С15М1,5 и Ф40Г20 оно было равно соответственно 16,6; 8,0; 16,6 и 33,3 кгс/см². Выбранные режимы позволили ускорить испытания и исключить перегрев трущейся пары.

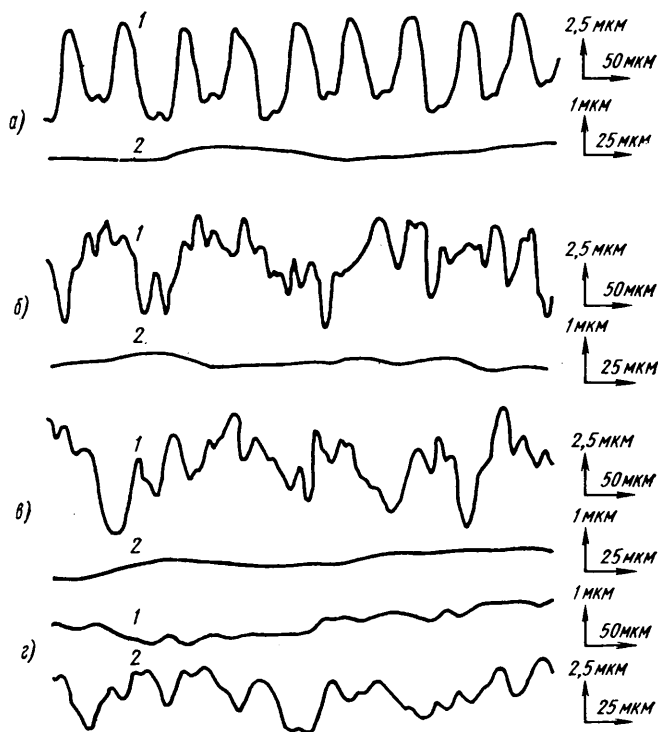


Рис. 1. Характер поперечной (кривые 1) и продольной (кривые 2) шероховатостей трущихся поверхностей стальных валов, обработанных точением (а), круглым шлифованием (б), шлифованием абразивной шкуркой (в) и шлифованием кругом по образующей (г)

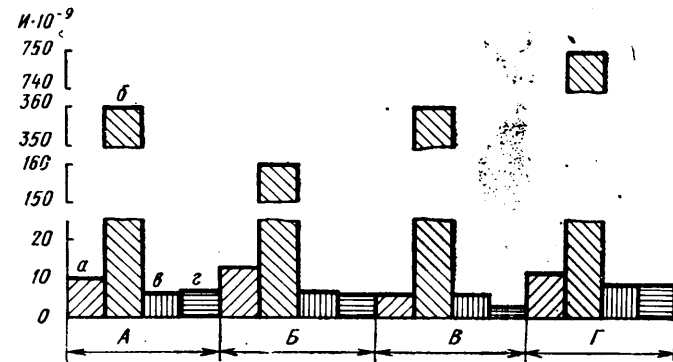


Рис. 2. Сравнительная диаграмма величин износов I подшипников, изготовленных из капрона (а), фторопласта-4 (б), материалов Ф40С15М1,5 (в) и Ф40Г20 (г) и работавших в паре со стальными валами, обработанными точением (А), круглым шлифованием (Б), шлифованием шкуркой (В) и шлифованием кругом по образующей (Г)

Способ обработки вала	Параметры поперечной шероховатости* в мкм			Параметры продольной шероховатости* в мкм			Приведенный радиус закругления вершин неровностей $\bar{r} = \sqrt{\bar{r}_S \bar{r}_L}$ в мкм	\bar{r}/h_{max}
	R_z^S	R_a^S	\bar{r}_S	R_z^L	R_a^L	\bar{r}_L		
Точение	7,0	1,75	76	0,35	0,07	7900	775	102
Круглое шлифование	7,1	1,78	50	0,49	0,10	6300	560	66
Шлифование шкуркой	6,9	1,73	100	0,44	0,087	7600	870	108
Шлифование кругом по образующей	0,7	0,14	3270	4,80	0,96	53	415	75

* Измерения выполнены в направлении вращения вала.

Во время исследований износ внутренних поверхностей определяли как разность линейных размеров образцов до и после испытаний. Профилограммы поперечной и продольной шероховатости цилиндрической поверхности валов (рис. 1) записывались профилографом-профилометром модели 201 завода «Калибр».

Характеристика микрогеометрии поверхностей испытуемых валов приведена в таблице.

Результаты испытаний свидетельствуют о том, что пластмассовые подшипники работают нормально, если направление (след) обработки соответствует направлению вращения. Радиусы закруглений вершин микропрофилей вала значительно влияют на износ пластмассовых вкладышей и коэффициент трения. При малых значениях радиусов, что характерно для острых вершин микропрофилей, возможно образование глубоких канавок на поверхности пластмассы, направление которых совпадает с направлением скольжения.

На рис. 2 приведена сравнительная диаграмма интенсивности износа подшипников из различных полимерных материалов, работающих в паре с валами, имеющими различную микрогеометрию поверхности. Подшипники из фторопласта-4 изнашиваются значительно больше по сравнению с другими полимерными материалами. В зависимости от микрогеометрии валов фторопласт-4 изнашивается по-разному. Интенсивность его износа ($160 \cdot 10^{-9}$) и коэффициент трения $f=0,06$ были наименьшими при трении о вал, обработанный шлифованием. Поверхность фторопласта-4, имеющего невысокую по сравнению с другими полимерными материалами твердость, легко разрушается неровностями, имеющими сравнительно малые радиусы закругления ($\bar{r}_S=50$ мкм) и большие углы профиля. Как известно, капрон является более твердым материалом, чем фторопласт-4. Однако вкладыш из капрона интенсивнее изнашивается о сравнительно острые неровности валов, обработанных круглым шлифованием и шлифованием кругом по образующей.

На повышении коэффициента трения фторопласта-4 до 0,10

сказалось влияние закругленных вершин микронеровностей вала, отшлифованного шкуркой. Вкладыши из фторопластов Ф40Г20 и Ф40С15М1,5 с наполнителями при трении о валы, обработанные точением, круглым шлифованием и шлифованием шкуркой, имели почти постоянные коэффициенты трения — соответственно 0,12—0,13 и 0,22—0,23. Это объясняется тем, что данные пластмассовые материалы обладают некоторыми свойствами, присущими смазкам. Подтверждением является то, что во время испытаний дорожка трения стального вала покрывается пленкой полимерного материала. Эта пленка в данном случае выступает в роли смазки, в связи с чем коэффициент трения и износ устанавливались минимальными. В парах вал, обработанный любым из первых двух способов (см. таблицу), — вкладыш из материала Ф40Г20 с графитовым наполнителем условия для создания пленки оказались достаточно благоприятными. Однако они еще лучше в том случае, если такой же вкладыш работает совместно с валом, отшлифованным шкуркой.

В ходе исследований установлено, что наиболее полно характеризует оптимальную поперечную и продольную шероховатость с точки зрения износостойкости пластмасс отношение приведенного радиуса закругления вершин микронеровностей к высоте профиля \bar{r}/h_{max} . Чем больше радиус закругления вершин неровностей в направлении трения скольжения, тем меньше (обратно пропорционально) интенсивность изнашивания втулок из капрона и фторопластов Ф40С15М1,5 и Ф40Г20.

Таким образом, для повышения износостойкости пластмассовых подшипников достаточно иметь шероховатость поверхности валов $\nabla 6б—\nabla 7б$, которую можно обеспечить шлифованием. При этом следы обработки должны быть направлены параллельно скольжению вала, а микрогеометрия стальной поверхности — быть оптимальной, т. е. иметь малое число микронеровностей с малым углом наклона и большим радиусом закругления микровыступов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вайнштейн В. Э., Троянская Г. И. Сухие смазки и самосмазывающие материалы. М., «Машиностроение», 1968.
2. Воробьев Ю. А., Бежелукова Е. Ф. — В сб.: Пластмассы в подшипниках скольжения. М., «Наука», 1965.
3. Лебедев Ф. К. — «Труды Курганского машиностроительного института», 1967, вып. 6.

УДК 621.923.52

Плосковершинное алмазное хонингование гильз и цилиндров двигателей

Канд. техн. наук И. Х. ЧЕПОВЕЦКИЙ, Ю. В. БЕЗОЛЮК, В. Л. СТРИЖАКОВ
Институт сверхтвердых материалов АН УССР

ОДНИМ из путей повышения технико-эксплуатационных показателей двигателя внутреннего сгорания является формирование на цилиндрах микропрофиля, который представляет собой чередование плоских выступов с углублениями для размещения смазки. При этом увеличиваются маслоемкость и опорная площадь обработанной поверхности, в результате чего сокращается длительность приработки, уменьшается расход масла, повышается износостойкость цилиндров и увеличивается ресурс двигателя. Установлено, что плосковершинность такой поверхности составляет 50—66% на уровне сечения профиля $p=1 \div 2$ мкм от линии максимального выступа, глубина рисок для размещения смазки 2,5—10 мкм, их ширина 15—80 мкм.

Поверхность такого типа можно получить притуплением выступов микропрофиля после предварительного хонингования (иногда растачивания), а также накатыванием окончательно обработанной поверхности [1]. Но производительность методов накатывания низка, геометрия впадин далека от оптимальной. В случае притупления выступов методом хонингования

жесткими или полуэластичными брусками, не обладающими локальной эластичностью, маслоемкость поверхности ниже номинальной, поскольку по краям рисок образуются заусенцы, затрудняющие доступ масла в масляные карманы. Стойкость этих брусков невысока, особенно при обработке материалов высокой твердостью.

Разработанный Институтом сверхтвердых материалов АН УССР метод плосковершинного хонингования устраняет эти недостатки. Неровности микропрофиля формируются на операции предварительного хонингования алмазными брусками зернистостью 125/100—250/200 на металлической связке. Затем они притупляются алмазными брусками меньшей зернистости на разработанной Институтом сверхтвердых материалов эластичной каучукодержавной связке Р11. Брусочки на этой связке обладают локальной эластичностью, т. е. алмазные зерна, находящиеся на поверхности брусков, погружаются в связку под действием сил микрорезания и выступают из нее при отсутствии нагрузки (например, когда зерно расположено над впадиной исходного микропрофиля). Это позволяет при обработке

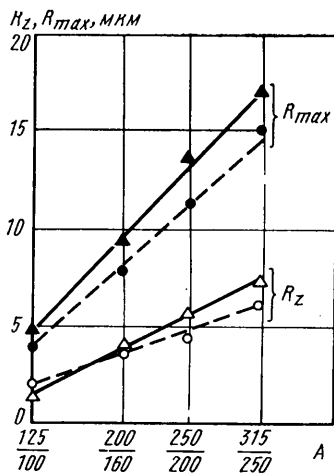


Рис. 1. Зависимость глубины рисок R_z и R_{max} от зернистости алмазов на операциях плосковершинного хонингования сырого (сплошные линии) и закаленного (штриховые линии) чугуна при окончательной обработке эластичными брусками АББХ АСО 80/63—P11—50%

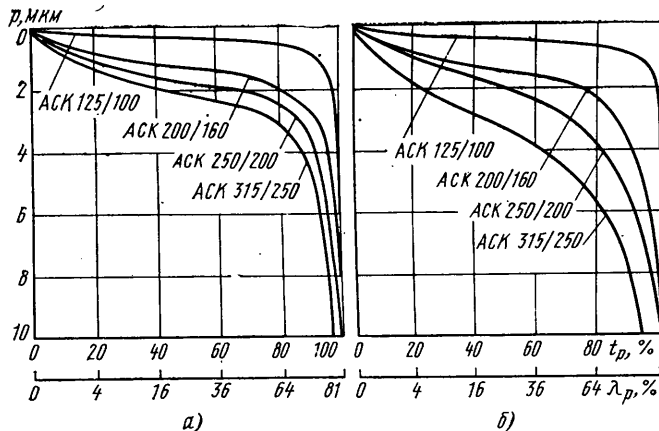


Рис. 2. Кривые опорных поверхностей, полученные на операциях предварительного хонингования брусками с алмазами АСК различной зернистости и окончательного хонингования брусками АББХ АСО 80/63—P11—50% сырого (а) и закаленного (б) чугуна

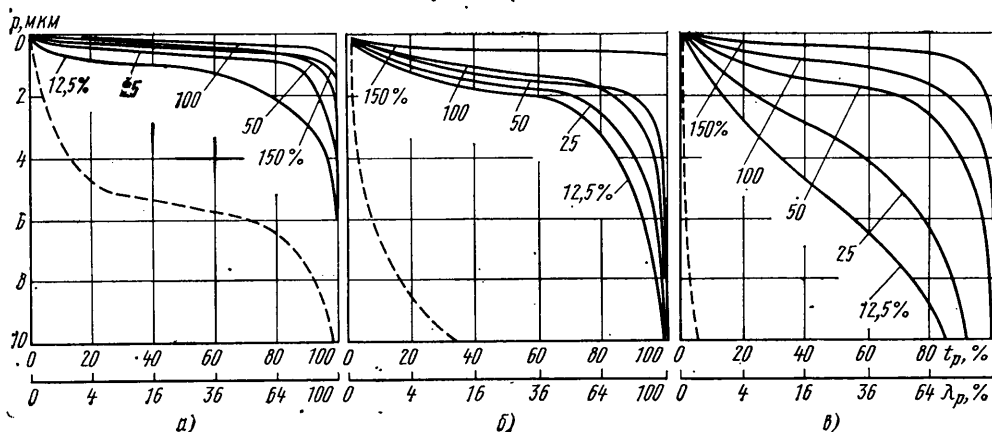


Рис. 3. Кривые опорных поверхностей, полученные при различной концентрации алмазов в эластичных брусках на операциях окончательного плосковершинного хонингования сырого чугуна алмазами АСО 80/63 и предварительного хонингования (штриховая линия — без окончательной обработки) алмазами АСК 125/100 (а), АСК 200/160 (б) и АСК 250/200 (в)

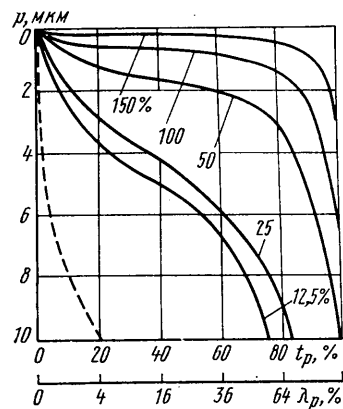


Рис. 4. Кривые опорных поверхностей, полученные при различной концентрации алмазов в эластичных брусках на операциях окончательного плосковершинного хонингования закаленного чугуна алмазами АСО 80/63 и предварительного хонингования (штриховая линия — без окончательной обработки) алмазами АСК 250/250

делать овальными края рисок микропрофиля, исключая тем самым возможность появления заусенцев и сохраняя маслосъемкость трущихся поверхностей. Кроме того, бруски на связке P11 обеспечивают шероховатость поверхности $\nabla 9$ — $\nabla 12$ и отличаются высокой стойкостью при обработке чугуна.

Алмазное плосковершинное хонингование стабильно обеспечивает указанные выше требования к поверхности — глубине рисок R_z , R_{max} и относительной опорной длине профиля t_p (рис. 1—4), позволяющих судить о маслосъемности и опорной площади.

Предварительную и окончательную операции алмазного плосковершинного хонингования образцов из чугуна выполняли на вертикально-хонинговальных станках ОФ-38А и 3821 с гидравлическим разжимом хонинговальной головки. Поскольку микрогеометрия хонингованной поверхности определяется в основном характеристикой инструмента [2 и 3], режимы обработки были приняты постоянными: для брусков на металлической связке $v_{вр} = 40$ м/мин; $v_{вп} = 15$ м/мин; $p = 8$ кгс/см², а для эластичных брусков $v_{вр} = 30$ м/мин; $v_{вп} = 10$ м/мин; $p = 6$ кгс/см². Для охлаждения использовали керосин.

Исследования выполняли на образцах из сырого (HВ 170—220) и закаленного (HRC 40) чугуна СЧ 21—40, применяемого для изготовления блоков цилиндров и гильз двигателей внутреннего сгорания. Диаметр обрабатываемого отверстия образца 65 мм, длина 100 мм.

Глубину рисок R_z , R_{max} и относительную опорную длину профиля t_p при различных условиях алмазного плосковершинного хонингования определяли по профилограммам, записанным на профилографе-профилометре модели 201 завода «Калибр». Каждая точка на графиках получена в результате обработки 15 профилограмм (по три профилограммы на каждые пять образцов, хонингованных в идентичных условиях). Ошибка измерения относительной опорной длины профиля составляла 5—6% при доверительной вероятности 0,95, а погрешность определения глубины рисок не превышала 3%.

Рассмотрим зависимости показателей микропрофиля от основных параметров характеристики инструмента, влияющих на шероховатость поверхности как на предварительной, так и на

окончательной операции алмазного плосковершинного хонингования.

Из рис. 1 и 2 видно, что маслосъемность и удержание смазки обработанной поверхностью зависят от зернистости А алмазов на операции предварительного хонингования: при увеличении зернистости брусков маслосъемность поверхности возрастает, а удержание смазки и опорная площадь λ_p уменьшаются. Следовательно, алмазное плосковершинное хонингование наиболее эффективно в случае применения на первой операции алмазов средней зернистости 125/100—250/200 [4]. При хонинговании брусками с алмазами зернистостью 315/250 величина относительной опорной площади меньше 50—60% на уровне 2 мкм от линии выступов, поэтому требования к плосковершинной поверхности, приведенные выше, не соблюдаются. Бруски с алмазами зернистостью 80/63 непригодны для предварительной операции плосковершинного хонингования. Хотя относительная опорная площадь в этом случае достигает 80—100% на уровне 1 мкм, однако риски для размещения смазки неглубоки и почти полностью удаляются при окончательном хонинговании эластичными брусками.

Представленные на рис. 2 и 3 данные получены при предварительном хонинговании брусками с алмазами АСК различной зернистости на металлической связке М1. Применение менее прочных алмазов АСР и АСВ вместо АСК приводит к уменьшению глубины и увеличению ширины рисок, в связи с чем ухудшается удержание смазки поверхностью.

Концентрация алмазов в брусках на металлической связке при предварительном плосковершинном хонинговании не влияет столь существенно на шероховатость поверхности [2 и 3] и выбирается в соответствии с производительностью и экономической эффективностью процесса. Рассмотренная выше зависимость показателей микропрофиля от размера и марки алмазов на предварительной операции получена при окончательной обработке алмазными эластичными брусками АСО 80/63—P11 — 50%, которые широко применяются для полиро-

вания чугуна [5] и обеспечивают шероховатость выступов микропрофиля в пределах $\nabla 9$ — $\nabla 10$.

Из рис. 3 видно, что повышение концентрации алмазов до 100—150% в брусках на эластичной связке не приводит к существенному увеличению опорной площади при предварительном хонинговании алмазами зернистостью 125/100, а при более высокой зернистости алмазов опорная площадь увеличивается тем значительно, чем крупнее алмазы. Производительность окончательного хонингования при этом также увеличивается. Уменьшение концентрации алмазов ниже 50% вызывает значительное снижение опорной площади, величина которой в ряде случаев не отвечает предъявляемым к поверхности требованиям (рис. 3).

По сравнению с сырым чугуном опорная площадь закаленного чугуна при плосковершинном хонинговании несколько ниже (рис. 4). Это объясняется менее интенсивным съемом металла при обработке брусками на эластичной связке более твердого материала. Производительность хонингования такими брусками можно повысить дополнительной термообработкой связки Р11.

Алмазное плосковершинное хонингование, как следует из рассмотренных результатов, обладает широкими возможностями. Диапазон изменения относительной опорной длины про-

филя и глубины рисок при обработке сырого и закаленного чугуна брусками различных характеристик значителен. В то же время этот метод стабильно обеспечивает значения показателей микрогеометрии в узких пределах при обработке инструментом определенной характеристики, выбранной на основании результатов проведенных исследований. Особый интерес алмазное плосковершинное хонингование представляет для обработки деталей из материалов, склонных к схватыванию при контактом нагружении (блоки цилиндров и гильзы двигателей, цилиндры компрессоров и др.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства двигателей с регулярным микрорельефом. — В сб.: Передовая технология и автоматизация управления процессами обработки деталей машин. Л., «Машиностроение», 1970.
2. Чеповецкий И. Х. — «Станки и инструмент», 1966, № 12.
3. Чеповецкий И. Х. — «Технология и организация производства», 1967, № 1.
4. Чеповецкий И. Х. и др. — «Синтетические алмазы», 1975, № 3.
5. Чеповецкий И. Х. и др. — «Вестник машиностроения», 1974, № 11.

УДК 621.43-714:629.113.004.67

Технология ремонта алюминиевых радиаторов

Канд. техн. наук В. И. ОЛЕНЕВ, Ф. М. ШИПУНОВ, А. П. НОВИКОВ

НИИТавтопром

РАДИАТОР системы охлаждения автомобиля ГАЗ-53А состоит из цельнопаяной сердцевины, верхнего и нижнего бачков, а также боковины крепления радиатора в сборе. Между двумя опорными пластинами цельнопаяной сердцевины в три ряда в коридорном порядке расположены 183 охлаждающие трубки и 62 охлаждающие пластины. С сердцевинной радиатора зажимными планками соединены верхний и нижний бачки жесткой штампованной конструкции. Герметичность соединения сердцевины и бачков обеспечивается резиновыми уплотнителями. К бачкам припаяна арматура — горловина, патрубки, фланцы датчика температуры и сливного краника. Все детали сердцевины и бачков изготовлены из алюминиевого сплава АМц, боковины и кронштейны крепления — из малоуглеродистой стали. Боковины радиатора соединены с сердцевинной болтами, что позволяет легко разбирать радиаторы для ремонта.

Ремонт алюминиевых радиаторов осуществляют сваркой или пайкой газовыми горелками, применяя в качестве присадочных материалов проволоку СвАК5 (ГОСТ 7871—63) диаметром 3—4 мм, прутковые припои марки 34А (АМТУ 276—71) и силумин СИЛ-0 (ГОСТ 1521—68). Для газовой сварки необходим флюс АФ-4А (АМТУ 219—60), а для пайки — флюс Ф-34А (ТУ МХП 48-4-229—72).

Радиатор, поступивший в ремонт, должен быть очищен от грязи горячей водой и сжатым воздухом, поскольку следы

краски, масла и других загрязнений на поверхности затрудняют сварку и пайку. Дефектные места зачищают стальной щеткой или наждачной бумагой до металлического блеска (труднодоступные места можно зачищать шабером), а затем тщательно протирают волосяной щеткой или тампоном, смоченным в чистом бензине.

В автохозяйствах ремонт радиаторов наиболее легко выполнять пайкой (см. рисунок). В топливный бачок наливают 1,25 л бензина А-72, профильтрованного через сукно или мелкую сетку. Сжатый воздух из магистрали по шлангам поступает в бачок через два вентиля. Одним вентилями регулируют подачу воздуха для образования бензовоздушной смеси, другим — подачу воздуха для разбавления этой смеси. Чтобы зажечь горелку, необходимо открыть вентиль подачи бензовоздушной смеси на $\frac{1}{4}$ оборота. Давление воздуха, поступающего из сети, должно быть установлено редуктором в пределах 1,2 кгс/см².

Пайку выполняют вручную. В качестве горелки используют применяемый в зубоорачивной практике пистолет № 11—137*, к которому по шлангу подается бензовоздушная смесь. Вентиль пистолета устанавливают в среднее положение, после чего зажигают пламя. Постепенно открывая оба вентиля топливного бачка, добиваются устойчивого пламени. Мощность и форму пламени регулируют венгилом пистолета. Расход бензина составляет 0,25 л/ч.

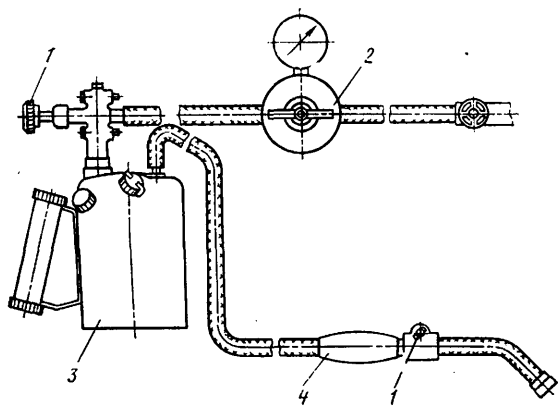
Подготовленное для пайки место нагревают пламенем бензовоздушной смеси до температуры 400—560°C. Одновременно нагревают конец прутка припоя и опускают его в порошкообразный флюс.

Температуру нагрева изделия проверяют обратным концом спички: при проведении по изделию, нагретому до требуемой температуры, спичка должна обугливаться и оставлять темный след.

После подогрева дефектного места профлюсованный конец припоя вносят в пламя горелки и слегка натирают дефектное место. Если деталь недостаточно прогрета, припой не растекается по поверхности изделия, а собирается отдельными наплывами.

Чтобы избежать коррозии металла, дефектное место после пайки следует тщательно промыть горячей водой и протереть волосяной щеткой до полного удаления флюса.

При отсутствии оборудования и вспомогательных материалов для некоторых видов ремонта алюминиевых радиаторов (устранение трещин верхнего, нижнего бачков и опорных пластин, в местах соединений патрубков и фланцев и др.) можно исполь-



Устройство для бензовоздушной пайки радиатора:
1 — вентиль; 2 — редуктор; 3 — топливный бачок;
4 — пистолет для пайки

* См. «Медицинские инструменты, приборы, аппараты и оборудование», кн. 6, раздел «Стоматология».

зывать ацетилено-кислородную сварку или пайку. Этими методами можно также глушить поврежденные охлаждающие трубки. Сварку выполняют с помощью горелки типа ГС, используя флюсы АФ-4А и Ф-34А, а в качестве присадочного материала — проволоку СвАК5. При пайке присадочным материалом могут служить припой 34А, проволока СвАК12 и силумин.

Во время эксплуатации на внутренней поверхности радиатора осаждаются накипь, грязь, масло, а также продукты коррозии. Посторонние мелкие предметы и грязь попадают в радиатор вместе с заливаемой водой, а продукты коррозии — из рубашки блока двигателя. При заполнении системы охлаждающей жесткой и загрязненной водой охлаждающие трубки засоряются. Для очистки и промывки внутренних водяных каналов необходимо разобрать радиатор, т. е. снять верхний и нижний бачки. После разборки концы охлаждающих трубок со стороны опорных пластин сердцевин радиатора очищают небольшим крючком из проволоки диаметром 1—1,5 мм. При этом грязь, продукты коррозии и шлам необходимо извлекать из трубок, а не проталкивать их внутрь каналов. Затем сердцевину радиатора продувают сжатым воздухом или паром и промывают горячей водой. После промывки сердцевину радиатора необходимо просушить и испытать на герметичность.

Очистка охлаждающих трубок с помощью металлического стержня (шомпола) разрешается в исключительных случаях, поскольку при этом нарушается антикоррозионное покрытие внутренних каналов и ухудшается коррозионная стойкость радиатора.

Течь сердцевин радиатора образуется при нарушении герметичности охлаждающих трубок. Устраняют течь пайкой с

помощью бензовоздушного пистолета или газосварочной горелки. Этими методами исправляют трубки, имеющие повреждения с внешней стороны, т. е. легкодоступные для пайки. Трубки среднего ряда, имеющие течь, а также трубки с грубыми повреждениями, трудно поддающимися пайке, необходимо заглушить. Для этого концы трубок с обеих сторон тщательно зачищают, а затем заваривают газовой сваркой или заплавляют. После исправления дефектов сердцевину радиатора следует тщательно промыть, просушить и испытать на герметичность.

Дефекты в местах соединений патрубков, фланцев и горловины на верхнем и нижнем бачках, расположенные на расстоянии не менее 40 мм от резиновых уплотнителей, можно исправлять, не снимая бачков с радиатора. Чтобы предохранить уплотняющую прокладку от выгорания, на участок соединения бачка с сердцевинной необходимо положить размоченный в воде асбест или глину. Дефекты бачков, находящиеся на расстоянии не менее 40 мм от уплотняющей прокладки, исправляют только после снятия бачков с сердцевин радиатора. По исправлении дефектов места сварки и пайки промывают горячей водой и протирают волосяной щеткой, после чего бачки проверяют на герметичность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Руководство по ремонту автомобильных алюминиевых радиаторов. М., НИИТавтопром, 1974.
2. Лесничий В. С. — «Сварочное производство», 1962, № 12.

УДК 629.118.35

Вытяжка корпуса фары мопеда «Рига-4»

А. А. ГРУДИН, Ю. С. БОГОМОЛОВ, В. А. ОГОРОДНИКОВ, Е. Н. БУРШТЕЙН

Винницкий политехнический институт

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ куполообразных тонкостенных деталей наиболее хорошие результаты дает метод обратной вытяжки [1]. Исследование было посвящено изучению напряженно-деформированного состояния на различных стадиях штамповки, оценки устойчивости пластического деформирования металла при реализации процесса. Изучался процесс вытяжки корпуса фары мопеда «Рига-4». Деталь в сечении имеет параболическую форму, размеры ее показаны на рис. 1. По технологическому принципу корпус относится к высоким изделиям (относительная высота $\psi = \frac{h}{D} = 0,8$).

Для изготовления корпуса фары применяют листовую сталь 08кп ВГ группы II (ГОСТ 1050—60) толщиной 1 мм. Из партии листов стали вырезали образцы для одно- и двухосного растяжения, а также штамповали образцы в виде кругов для вытяжки детали. Образцы на одноосное растяжение испытывали по ГОСТ 11701—66, по результатам испытаний построили кривую течения в координатах интенсивность напряжений σ_i — интенсивность деформаций e_i .

Для изучения напряженно-деформированного состояния в процессе вытяжки детали (испытания на вытяжку сферической лунки по Эриксену) применяли метод делительных сеток [2]. Ввиду осевой симметрии деталей делительные сетки наносили в форме концентрических окружностей на подготовленную поверхность образцов типографским способом. Для образцов, подготавливаемых к испытаниям на вытяжку сферической лунки по Эриксену, шаг сеток составлял 0,9 мм, для вытяжки корпуса фары 2,5 мм.

С целью всесторонней оценки механических свойств металла с точки зрения его штампуемости на машине ZD-100 выполняли гидростатическое испытание на двухосное растяжение, в результате чего построили зависимость: интенсивность напряжений σ_i — интенсивность деформаций e_i .

Вытяжку корпуса фары осуществляли за четыре перехода (рис. 1) на вытяжных кривошипных прессах Н460-Б усилием 42 тс. В процессе прямой вытяжки (переход I) изделие приобретает коробчатую форму с практически плоским дном (радиус кривизны днища $R_1 = 300$ мм) и вертикальными боковыми стенками. После прямой вытяжки деталь поступает на первую обратную вытяжку (переход II). Вертикальная стенка служит опорной базой для прижима, наличие которого предупреждает образование складок в основании корпуса фары. Глубина вы-

тяжки составляет $h_2 = 60$ мм с последующим увеличением ее на переходе III до $h_3 = 82,2$ мм и на переходе IV до $h_4 = 120,2$ мм. При этом радиус сферической части уменьшается с $R_2 = 46$ мм до $R_4 = 44$ мм, а диаметр корпуса в основании остается неизменным. После четвертой операции деталь приобретает требуемую форму.

С учетом несжимаемости рассчитывали интенсивность деформации:

$$e_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{e_\varphi^2 + e_p^2 + e_\varphi e_p},$$

где e_φ — окружная деформация;

e_p — радиальная деформация.

Деформированные окружности сетки измеряли с помощью длинномер ИКУ-2 в 10 различных направлениях с последующим усреднением результата. Для измерения толщины оболочки на различных линиях сетки деталь после каждой стадии деформирования разрезали в меридиональном сечении. Измерения осуществляли на длинномере ИКУ-2 с игольчатыми накопечниками.

По известной интенсивности деформаций e_i из кривой течения металла $\sigma_i = f(e_i)$ определяли значения интенсивности напряжений σ_i .

Согласно соотношениям деформационной теории пластичности меридиональное σ_m и окружное σ_φ напряжения равны:

$$\sigma_m = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{e_i} (2e_\varphi + e_m);$$

$$\sigma_\varphi = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{e_i} (2e_m - e_\varphi).$$

Расчет деформаций и напряжений автоматизирован. Он осуществлялся на ЭЦВМ «Проминь-2».

Эпюры деформаций и напряжений вдоль контура на всех стадиях формоизменения детали показаны на рис. 2 и 3.

Распределение деформаций оказалось крайне неравномерным. Практически на всех стадиях вытяжки окружные деформации в верхней части сферы являются положительными и по мере приближения к основанию детали становятся отрицательными. Лишь в начальной стадии деформирования распределение e_φ оказалось практически равномерным. Радиальная де-

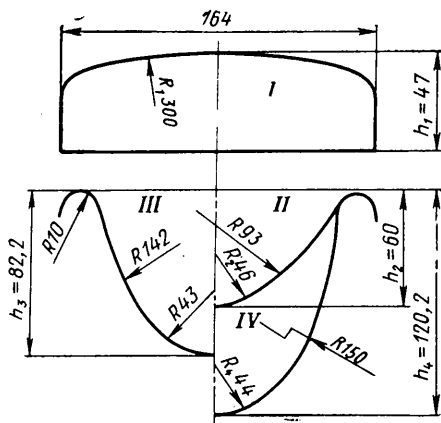


Рис. 1. Вытяжка детали по стадиям

Рис. 2. Распределение деформаций e_φ и e_r вдоль радиуса

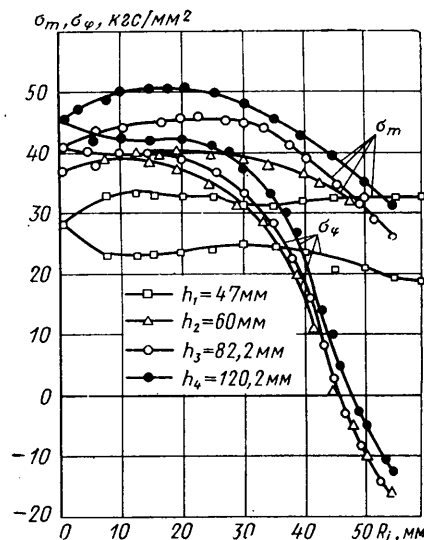
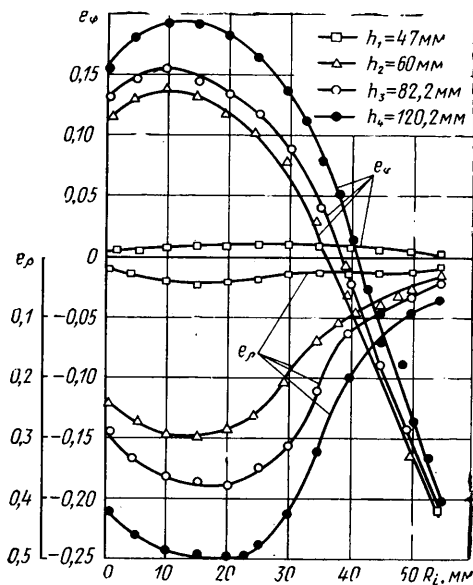


Рис. 3. Распределение напряжений σ_m и σ_φ вдоль радиуса

формация e_r отражает утонение и является неравномерной. С возрастанием степени вытяжки неравномерность уменьшается. Характерно, что по мере увеличения вытяжки зоны максимальных деформаций e_φ и e_r смещаются к основанию детали. Деформация e_m изменяется от максимального значения 0,31 до минимального 0,19 (вблизи $R_i=40$ мм) и затем увеличивается до 0,225. Такая тенденция наблюдается на всех стадиях обратной вытяжки детали.

Из рис. 3 следует, что окружные σ_m и меридиональные σ_φ напряжения распределены практически равномерно. С увеличением глубины вытяжки неравномерность распределения напряжений возрастает. Окружные напряжения с приближением к основанию становятся сжимающими. Наличие в этой зоне сжимающих и растягивающих напряжений создает неблагоприятную схему напряженного состояния, вследствие чего возникает опасность образования складок. Для второй и третьей стадии вытяжки характерно полное совпадение окружных напряжений σ_φ в зоне вершины и основания детали и незначительное расхождение на боковой поверхности. Меридиональные напряжения σ_m в зоне основания в этих случаях также совпадают. Напряжения, полученные в результате проведенных исследований, рассчитывали исходя из соотношений деформационной теории пластичности. Однако более предпочтительной в настоящее время является теория течения. Для оценки возможности использования деформационной теории пластичности сопоставили расчет девиаторов напряжений по деформационной теории и теории течения. Для этого рассчитывали величины, пропорциональные скоростям деформаций. По известным окружным деформациям e_φ из выражения (2) найдены радиусы частиц до деформирования:

$$R_0 = \frac{R_i}{e^{e_\varphi}},$$

где R_0 и R_i — радиусы частиц до и после деформирования.

В дальнейшем для точек с одинаковым начальным радиусом строили графики изменения e_r и e_φ в зависимости от относительной глубины вытяжки $\psi = \frac{h}{D}$. По тангенсам углов наклона касательных к этим графикам определили скорость деформации \dot{e}_r и \dot{e}_φ .

Располагая деформациями и приращениями деформаций, а также интенсивностью напряжения σ_i , рассчитывали компоненты девиатора напряжений по соотношениям деформационной теории и теории течения:

$$S_\varphi = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{e_i} e_\varphi; \quad S_r = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{e_i} e_r;$$

$$\bar{S}_\varphi = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{\dot{e}_i} \dot{e}_\varphi; \quad \bar{S}_r = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{\dot{e}_i} \dot{e}_r.$$

Распределение отношения радиальных $\frac{S_r}{S_\varphi} = \mu$ и окружных

$\frac{S_\varphi}{\bar{S}_\varphi} = \lambda$ компонент девиаторов напряжений, определенных по двум теориям для различных стадий деформирования, представлено на рис. 4. При $h_2=60$ мм на большей части контура детали девиаторы S_r и \bar{S}_r равны и лишь у основания S_r незначительно увеличиваются. Коэффициент μ по стадиям деформирования остается постоянным и близок к 1.

Распределение λ на каждом этапе и по стадиям неравномерно. У вершины детали девиатор S_φ на первой и четвертой стадиях почти в 2 раза превышает \bar{S}_φ . На первой стадии $h_2=60$ мм \bar{S}_φ составляет около половины S_φ . В зоне основания на всех этапах процесса вытяжки λ становится близким к 1. Из сказанного следует, что расчеты девиаторов напряжений по деформационной теории пластичности можно выполнять для девиаторов радиальных деформаций S_r и \bar{S}_r на всех стадиях деформирования вдоль всего контура детали. Исключение составляют зоны, близкие к основанию корпуса. Для девиаторов окружных напряжений S_φ и \bar{S}_φ это справедливо только для глубины вытяжки $h_3=82,2$ мм в средней зоне ($R_i=15 \div 35$ мм). Известно, что пластичность металлов зависит от вида напряженного состояния, при котором происходит пластическое деформирование. Параметром, характеризующим вид напряженного состояния, может служить коэффициент жесткости напряженного состояния Г. А. Смирнова-Аляева

$$P = \frac{3\sigma}{\sigma_i} = \frac{\sigma_m + \sigma_\varphi}{\sigma_i}.$$

Ранее показано, что при пробе Эриксона материал находится в условиях плоского напряженного состояния, при котором $P \approx 2$. Такое же значение имеет коэффициент жесткости напряженного состояния на всех стадиях вытяжки корпуса. Таким образом, технологической пробой материала, моделирующей процесс вытяжки детали, может служить проба Эриксона. У пластичных металлов при определенных схемах деформирования процессу разрушения предшествует потеря устойчивости пластического деформирования, проявляющая в виде образования местных утонений или шейки. Решение практических задач об устойчивости пластического деформирования позволяет проектировать детали без брака и выбрать металл с оптимальными механическими свойствами.

Распределение напряжений и деформаций по стадиям вытяжки позволяет определить величины критических деформаций, при достижении которых процесс деформирования теряет устойчивость. Напряженно-деформированное состояние будем оценивать коэффициентом

$$m = \frac{\sigma_\varphi}{\sigma_m} = \frac{2\sigma_\varphi + e_m}{2e_m - 2\sigma_\varphi}.$$

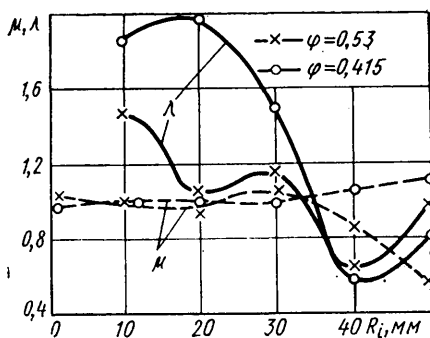
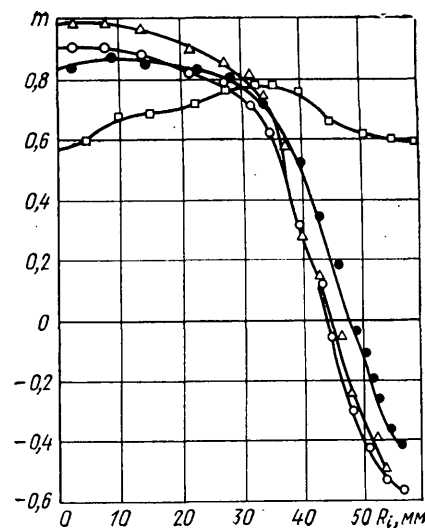


Рис. 4. Распределение $\frac{S_p}{S_p} = \mu$ и $\frac{S_\phi}{S_\phi} = \lambda$ вдоль радиуса по стадиям вытяжки

Рис. 5. Распределение коэффициента m по стадиям вытяжки (обозначения те же, что на рис. 2-3)



Двухосное растяжение становится неустойчивым, когда одно из двух растягивающих усилий достигает максимума [3]. Наибольшее значение величины устойчивой интенсивности деформаций, которая может быть реализована в процессе изменения формы листового металла в соответствии с приведенным условием, имеет вид

$$(e_i)_{кр} = \frac{2n \sqrt{1-m+m^2}}{2-m},$$

где n — коэффициент упрочнения металла, определяемый из кривой течения.

Локальное деформированное состояние характеризуют коэффициентом использования пластичности

$$\eta_e = \frac{e_i}{(e_i)_{кр}}$$

Распределение коэффициента m по стадиям вытяжки представлено на рис. 5 и характеризуется значительной неравномерностью. На всех этапах обратной вытяжки в зоне вершины деформированное состояние близко к двухосному растяжению, величина m постепенно изменяет значение от 1 до $-0,5$. Отмечено, что изменение m на всех стадиях практически одинаково.

Потеря устойчивости наблюдается в зоне вершины, где $m \approx 1$. При $-0,5 \leq m \leq 0,5$ устойчивость деформирования возрастает. В области $m < 0$ ограничением процесса вытяжки является не устойчивость, а запас пластичности материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шофман Л. А. Основы расчета процесса штамповки и пресования. М., Машгиз, 1961.
2. Фридман Я. Б., Зилова Т. К., Демина Н. И. Изучение пластических деформаций и разрушение методом накатанных сеток. М., Оборонгиз, 1962.
3. Томленов А. Д. Пластическое напряженное состояние и устойчивость процесса вытяжки деталей сложной формы. — В сб.: АН СССР, 1958.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.114.5

ПЕРВЫЙ ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ МЕЖДУГОРОДНЫЙ АВТОБУС

В СЕРЕДИНЕ 50-х годов в отечественном автомобилестроении были начаты работы по расширению типажа автомобилей. Важным событием явился Пленум ЦК КПСС, состоявшийся 4 июля 1955 г., на котором обсуждались вопросы дальнейшего подъема промышленности, технического прогресса и улучшения организации производства. Выполняя указания партии и правительства о развитии технического прогресса, Министерство автомобильной и тракторной промышленности разработало комплекс мероприятий. Их осуществление позволило в ближайшие годы обеспечить значительный подъем производительности труда, увеличить выпуск продукции на основе развития новой техники и технологии и расширить типаж автомобилей.

На Московском автозаводе (ныне Московский автозавод им. И. А. Лихачева) был разработан перспективный план дальнейшего развития предприятия и освоения новых моделей автомобилей. Одним из первых в этом ряду был междугородный автобус ЗИЛ-127, создание которого определялось требованиями

времени: возросшими материальными и культурными запросами трудящихся, ростом потребности в междугородных перевозках.

Автозаводцы обязались к концу 1955 г. выпустить первую партию серийных междугородных автобусов.

В апреле 1955 г. начались опытные испытания, которые продемонстрировали хорошие ходовые и эксплуатационные качества автобуса, а в октябре состоялся испытательный пробег по маршруту Москва—Горький. В конце декабря страна получила первую партию серийных междугородных автобусов ЗИЛ-127.

Кузов автобуса был цельнометаллический вагонного типа. Сиденье водителя регулировалось. В салоне было установлено 32 мягких полуспальных регулируемых по высоте и положению кресла самолетного типа. Подушки и спинки сидений, выполненные из губчатой резины, были обшиты специальной шерстяной тканью в комбинации с искусственной кожей. Окна из небьющегося стекла и шторки на них позволяли регулировать освещенность салона.

Автобус был оборудован эффективной вентиляцией, отопительной системой и термоизоляцией, которые в комплексе обеспечивали стабильный тепловой режим. Специальная вентиляционная установка ежедневно осуществляла 40- или 50-кратный обмен воздуха.

Пассажиры освещались двумя сплошными рядами плафонов. Кроме того, каждое пассажирское место имело индивидуальное освещение. Салон был радиофицирован, имел электрочасы и термометр. Над креслами были установлены сетки для мелкого багажа, а под полом кузова смонтированы багажные отсеки для чемоданов.

Двухтактный шестицилиндровый двигатель ЯАЗ-206Д мощностью 180 л. с., установленный в задней части автобуса, позволял развивать скорость на дорогах с усовершенствованным покрытием до 95—100 км/ч. Гидравлический усилитель облегчал управление автобусом, а также повышал безопасность движения на высоких скоростях. С этой же целью на автобусе были установлены надежные

пневматические тормоза, действующие раздельно и независимо на передние и задние колеса. Автобус был оборудован фарами ближнего и дальнего света и мощным прожектором.

Эксплуатация серийного автобуса ЗИЛ-127 была начата в январе 1956 г. по маршруту Москва—Вязьма, а затем на линиях Москва—Симферополь, Москва—Ленинград, Москва—Рига, Москва—

Минск. Автобус ЗИЛ-127 был первым отечественным скоростным междугородным автобусом, совершавшим перевозки на дальние расстояния в течение всего года.

Н. Я. ЛИРМАН
НИИНавтопром

УДК 629.113-592.6

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ ТОРМОЗОВ-ЗАМЕДЛИТЕЛЕЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОБУСОВ ЗА РУБЕЖОМ

В НАСТОЯЩЕЕ время наибольшее распространение, как известно [1], получили тормоза-замедлители трех типов: моторные, электродинамические и гидродинамические.

Большинство выпускаемых в настоящее время автобусов и грузовых автомобилей с дизелем оборудуются моторными тормозами-замедлителями [1]. По имеющимся данным [2], такой замедлитель, установленный на городском автобусе, позволяет снизить температуру тормозных барабанов примерно на 40°C, а срок службы тормозных накладок увеличивается на 2,5—50%.

В новой полуавтоматической автобусной трансмиссии ESTA филиала фирмы Форд в Англии дроссельная заслонка замедлителя используется для регули-

рования скорости вращения вала двигателя в процессе переключения на высшие передачи. Тормозная мощность моторного тормоза определяется максимальной мощностью двигателя и составляет примерно 60—75% ее величины, поэтому с уменьшением удельной мощности, особенно автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов, уменьшается эффективность применения моторного тормоза. С включением понижающих передач для повышения эффективности торможения моторным тормозом затрудняется управление автомобилем, особенно при движении по горным дорогам.

В связи с этим значительное распространение получили наиболее энергоемкие тормоза-замедлители трансмиссионного типа — электро- и гидродинамические. Ведущим предприятием по изготовлению электрозамедлителей является фирма Тельма (Франция), выпускающая

две базовые конструкции замедлителей серий СА и Фокаль.

Тормоза-замедлители серии СА (рис. 1, а) предназначены для установки вместо промежуточной опоры карданного вала. Корпус 1 с шестнадцатью катушками 2 обмотки возбуждения прикрепляется к раме автомобиля, а к фланцам 3 вала присоединяются карданные валы. На валу закреплены стальные дисковые якоря 4 с лопатками вентилятора. С помощью контроллера и блока контактов обмотка возбуждения подключается на тормозном режиме к аккумуляторной батарее. Тормозной момент на валу замедлителя создается в результате взаимодействия магнитного поля обмотки с магнитным полем, возникающим от вихревых токов во вращающихся якорях.

С помощью системы управления водитель может установить четыре ступени эффективности торможения. На моделях последних выпусков для повышения плавности торможения в системе управления устанавливаются реле времени, задерживающее на 0,7—1 с включение четвертой ступени торможения [3].

Тормоза-замедлители серии Фокаль (рис. 1, б) устанавливаются консольно на картере коробки передач или на ведущем мосту при помощи кронштейна. Якоря замедлителя закрепляются непосредственно на валу соответствующего агрегата. Это позволяет свести к минимуму изменения в карданной передаче автомобиля. Такую конструкцию в сочетании со стандартным ведущим мостом можно устанавливать на прицепе. Подобная модель замедлителя СС 250 специально предназначена для установки на коробке передач. Основные параметры выпускаемых в настоящее время электрозамедлителей Тельма приведены в таблице.

Конструкция электрозамедлителей с дисковым якорем, обеспечивающая удельно-тепловой режим катушек и якоря, является установившейся и принята также другими фирмами, выпускающими электрозамедлители. В Испании шесть фирм заняты производством электрозамедлителей по собственным патентам, а также по лицензиям фирм Тельма и Бош (ФРГ). Электрозамедлитель ILASA (Испания) объединен с конструкцией специального моста для прицепа. Якоря установлены соосно с колесами моста. Привод их от колес моста осуществляется через планетарные передачи с передаточным отношением, равным шести. Статор закреплен на кронштейнах в центральной части картера моста. Максимальный тормозной момент на валу замедлителя составляет 220 кгс·м, а вес прицепа за счет установки замедлителя и моста, рассчитанного на нагрузку 13 т, увеличивается на 500 кг. Другая испанская фирма ONECA обдумывает прицепы

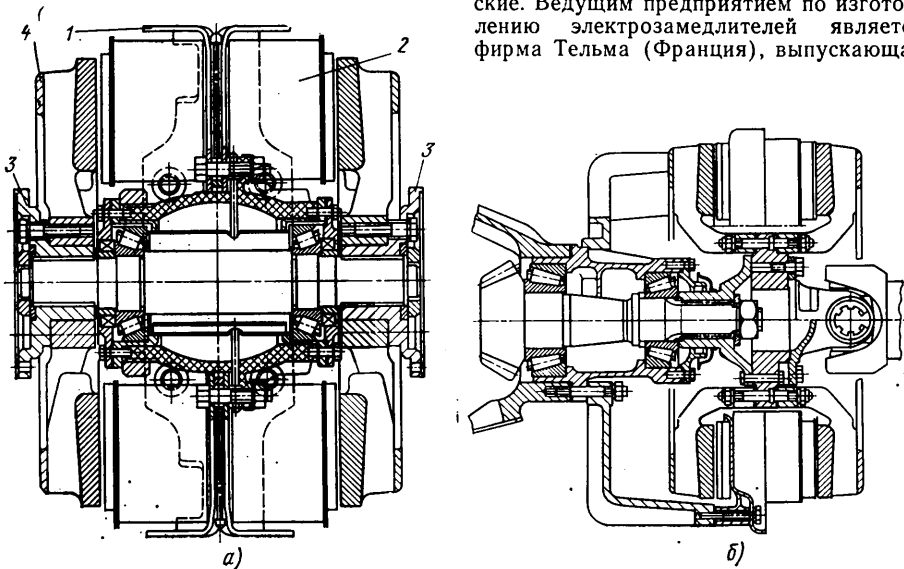


Рис. 1

Модель	Вес в кг	Максимальный тормозной момент (в холодном состоянии) в кгс·м	Полный вес автомобилей, для которых предназначен замедлитель, в т		Максимальный потребляемый ток в А при напряжении	
			Автобусы	Грузовые автомобили и автопоезда	12 В	24 В
СА 65	111	65	5	7	120	60
СА 100	148	100	11	15	212	106
СА 135	206	135	19	26	196	98
СА 160	323	160	26	35	204	102
СА 200	323	200	35	40	204	102
СС 250	350	250	38	50	—	—
Фокаль 65	89	65	5	7	120	60
Фокаль 115	125	115	8	15	184	92
Фокаль 130	130	130	10	20	200	100
Фокаль 155	165	155	20	35	192	96
Фокаль 170	178	170	26	35	212	106
Фокаль 205	255	205	35	50	228	114
Евро-Тельма	750	170	—	35/38	212	106

Автомобильная промышленность № 7, 1976 г.

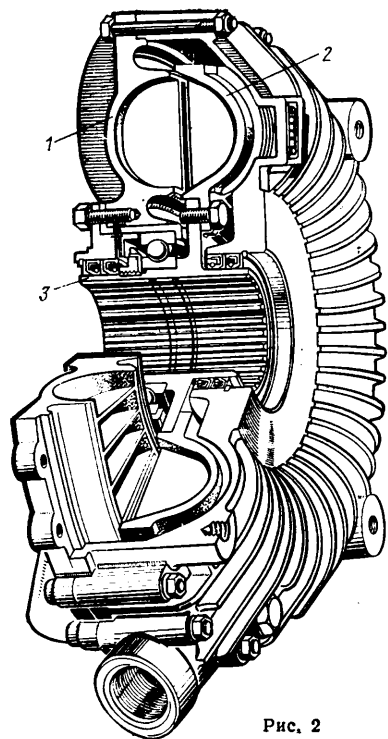


Рис. 2

мозом-замедлителем. Для уменьшения разрядки аккумуляторных батарей фирма Тельма разработала систему автоматического отключения замедлителя при движении автомобиля со скоростью менее 4 км/ч, когда эффективность замедлителя становится незначительной.

Стоимость автобуса при установке на него такого тормоза-замедлителя повышается на 1,5—3,5%, грузового автомобиля — на 4—6%, а прицепа — на 5—8% [4].

Многие фирмы разрабатывают гидродинамические тормоза-замедлители малого веса, которые обладали бы той же эффективностью торможения, что и электротормоза. Гидротормоз фирмы АТЕ (ФРГ) (рис. 2) выполнен в виде однополостной гидромолоты, неподвижное лопастное колесо (статор) 1 которой объединено с корпусом, а ротор 2 установлен на ступице 3, приводимой во вращение от ведущих колес автомобиля карданным валом.

Рабочая полость замедлителя подключена к теплообменнику и гидровакуумному цилиндру управления, служащему одновременно и резервуаром для рабочей жидкости. Тормозной момент на валу замедлителя возникает при заполнении его рабочей полости жидкостью, вытесняемой по сигналу водителя из цилиндра управления. Жидкость в процессе торможения циркулирует между теплообменником и рабочей полостью замедлителя благодаря насосу, действующему ротора. Теплообменник подключен к водяной системе охлаждения двигателя.

Разработаны также модификации гидротормоза АТЕ, предназначенные для установки совместно с ведущим мостом на прицепе. В этом случае, а также на автомобилях с двигателем воздушного охлаждения в качестве охладителя рабочей жидкости применяется воздушно-масляный радиатор с вентилятором, привод которого осуществляется от вала замедлителя. Вентилятор включается фрикционной муфтой по сигналу терморегулятора, который обеспечивает работу системы охлаждения некоторое время после выключения замедлителя.

Фирмой АТЕ разработана комбинированная пневматическая схема управления гидротормозом и рабочими тормозами при помощи одной педали. Во время нажатия на педаль тормоза сначала включается гидротормоз, а при достижении в нем максимального давления воздух из ресивера подается к тормозным камерам. С помощью редукционного клапана в тормозных камерах задних колес устанавливается давление меньше, чем в передних, на величину, соответствующую тормозному усилию гидротормоза.

Эта система уменьшает вероятность блокирования задних колес при одновременном торможении рабочей тормозной системой и вспомогательной.

Максимальный тормозной момент на валу гидротормоза АТЕ достигает 200 кгс·м. Собственный вес замедлителя составляет 20—40 кг, а с системой охлаждения, но без трубопроводов — 135 кг, т. е. в 2 раза меньше веса замедлителя Тельма СА 200, эквивалентного ему по эффективности.

Вопрос серийного производства замедлителей АТЕ пока не решен [5].

В течение многих лет фирма Фойт (ФРГ) разрабатывает тепловозные и автомобильные гидротормоза. Конструкция тормоза-замедлителя модели

VHVK 130 разработана вместо созданных ранее моделей В 180 и В 190 [6]. Корпус тормоза-замедлителя вместе со статором и клапаном управления прикрепляется к задней стенке картера коробки передач, а ротор вместе с полым валом связан с выходным валом коробки передач. Водомасляный теплообменник прикрепляется непосредственно к корпусу замедлителя. Это позволяет сократить протяженность гидравлических магистралей и упростить компоновку агрегата на автомобиле.

Тормозной момент на валу замедлителя регулируют изменением степени заполнения маслом его рабочей полости при помощи тормозного пневматического крана. Максимальный тормозной момент на валу замедлителя при частоте его вращения 2250 об/мин достигает 300 кгс·м, что позволяет остановить автобус весом 16 т с замедлением 2 м/с² при скорости движения 80 км/ч или с замедлением 1,5 м/с² при скорости 50 км/ч.

Время включения замедлителя 1 с. На длительных спусках во избежание перегрева рабочей жидкости и воды двигателя рекомендуется притормаживать автобус на четвертой передаче в пятиступенчатой коробке передач. Минимальные вентиляционные потери мощности в замедлителе в выключенном состоянии составляют 4 кВт (5,5 л. с.) при 2500 об/мин. Такие потери применительно к городскому автобусу фирма считает приемлемыми. Аналогичные потери у электротормоза Тельма СА, например, составляют 3—4 л. с.

Фирма Фойт разработала специальное устройство для уменьшения указанных потерь. Вес замедлителя VHVK 130, включая теплообменник и 10 л масла, составляет 100 кг.

Фирма Тельма разрабатывает гидротормоз под условным названием Тельматик, предназначенный преимущественно для микроавтобусов и грузовых автомобилей малой грузоподъемности, создаваемых на базе легковых автомобилей (рис. 3) и имеющих максимальную скорость движения до 150 км/ч. В данном случае гидротормоз выбран ввиду того, что обладает сравнительно небольшим весом, а его максимальное тормозное усилие в отличие от электротормоза можно реализовать в зоне относительно высокой частоты вращения вала двигателя (до 3000 об/мин и более).

Описываемый гидротормоз состоит из устанавливаемого на двигателе корпуса 1 с лопастным статором, на ко-

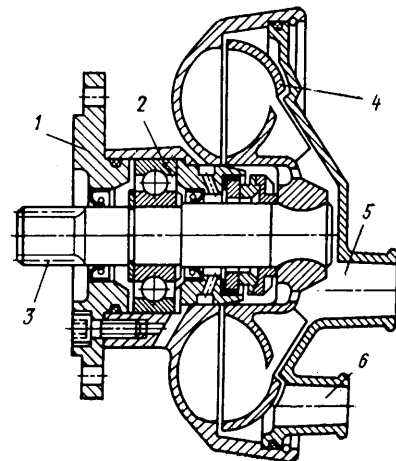


Рис. 3

электротормозом типа СА. Его устанавливают на раму прицепа со стандартным ведущим мостом. При этом вал замедлителя соединяется карданным валом с валом главной передачи ведущего моста.

Широкому распространению электротормозов способствует их высокая эффективность торможения, обеспечивающая замедление при служебном торможении автомобиля $j=1,5 \div 2$ м/с², которое примерно в 3 раза выше, чем при торможении моторным замедлителем. Возможность регулировать скорость автомобиля при торможении, не включая понижающих передач, существенно облегчает управление автомобилем, особенно в сложных условиях движения, например на горных дорогах. Высокий предел нагрева якоря (примерно до 500°С) обеспечивает большой температурный напор и позволяет рассеивать необходимое количество тепла при длительном торможении с поверхности якорей и катушек, не прибегая к специальной системе охлаждения. Это обстоятельство, а также простое управление облегчают выбор места для установки замедлителя, особенно на автомобилях с длинной базой и автопоездах.

Недостатком электротормозов является их значительный вес, из-за которого приходится увеличивать неподдресоренные массы автомобиля при установке замедлителя на мост. Ввиду высокой температуры якорей при длительном торможении и нагрева катушек уменьшается тормозной момент на валу замедлителя (примерно на 30%), а окружающие детали подвергаются опасному тепловому воздействию.

В связи с этим фирма Тельма рекомендует размещать нейлоновые детали и электропроводку не ближе чем на 400 мм от замедлителя. Значительное потребление тока обмоткой возбуждения электротормоза вынуждает увеличивать емкость аккумуляторных батарей и мощность генератора автомобиля. Это приводит к дополнительному увеличению стоимости и веса автомобиля с тор-

торый через подшипник 2 опирается вал 3 с ротором 4, приводимым во вращение от коленчатого вала двигателя. Рабочей жидкостью в гидрозамедлителе служит вода из системы охлаждения двигателя.

На тормозном режиме гидрозамедлитель при помощи трехходового двухпозиционного клапана с электровакуумным управлением подключается в систему охлаждения двигателя через патрубки 5 и 6 последовательно перед входом в радиатор. Повышенный расход воды через радиатор обеспечивается насосным действием ротора замедлителя. Для повышения тормозного момента на валу ротора при средних и малых скоростях движения автомобиля в нагнетательной магистральной замедлителя установлен автоматический клапан, поддерживающий заданное давление в рабочей полости замедлителя.

Благодаря тому, что все тепло, выделяемое в гидрозамедлителе в процессе торможения, рассеивается через радиатор двигателя, нет необходимости устанавливать специальную систему охлаждения. Это способствует уменьшению веса и стоимости устройства.

По сравнению с электродинамическими замедлителями гидрозамедлители хотя и весят меньше, но стоимость их остается пока довольно высокой (примерно вдвое выше стоимости электрозамедлителей), особенно из-за наличия довольно громоздкой системы охлаждения.

Стоимость автономно устанавливаемых гидрозамедлителей соизмерима со стоимостью автоматических трансмиссий. По этой причине гидрозамедлители не могут пока успешно конкурировать с электрозамедлителями.

Затраты на установку гидрозамедлителя на автомобиле можно свести к минимуму при использовании гидромеханических трансмиссий. В этом случае благодаря объединению в одной конструкции трансмиссии и замедлителя можно использовать общую систему охлаждения рабочей жидкости и совмещение системы управления.

Для новой серии городских автобусов с двигателями мощностью 192—320 л. с. фирмой Даймлер-Бенц созданы унифицированные трех- и четырехступенчатые гидромеханические трансмиссии, которые по желанию заказчика можно оборудовать гидрозамедлителем. Гидрозамедлитель в виде отдельной приставки устанавливается между гидротрансформатором и планетарной коробкой передач.

На рис. 4 показана кинематическая схема автобусной двухпоточной трехступенчатой гидромеханической трансмиссии Дива D 851 фирмы Фойт, которая предназначена для городских автобусов с двигателями мощностью до 240 л. с. и крутящим моментом 90 кгс·м.

Насосное колесо 1 гидротрансформатора приводится во вращение от вала 2 двигателя. Тормозной режим наступает при включении тормоза 3 заднего хода, в результате чего колесо 4 турбины начинает вращаться от ведущих колес в сторону, противоположную направлению вращения вала двигателя. Реактор 5 всегда неподвижен. На выходной вал 6

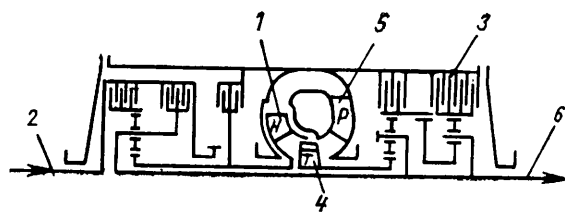


Рис. 4

передается тормозной момент двигателя. Эффективность торможения регулируется путем переключения передач.

Включается замедлитель с помощью микропереключателя, установленного под педалью рабочего тормоза, или специальным рычагом. Во избежание глушения двигателя предусмотрено устройство автоматического отключения тормоза замедлителя при уменьшении скорости вращения вала двигателя до холостых оборотов.

В связи с тем, что у турбины относительно малый диаметр, величина момента невелика, и поэтому достичь эффективности торможения замедлителем автобуса общим весом 16 т, отвечающей нормативным требованиям, можно только на второй передаче.

Вес трансмиссии с теплообменником, закрепленным на картере коробки передач, равен 250 кг (не считая 25 л масла), вес теплообменника — 15 кг. Стоимость гидropередачи ввиду оборудования ее устройством для получения режима замедлителя повышается примерно на 5%.

Фирмами Ренк и Ман (ФРГ) с использованием патентов шведской фирмы SRM создана трехступенчатая гидромеханическая коробка передач Ренк-Доромат 873 с блокируемым гидротрансформатором, предназначенная для установки на автобусы и грузовые автомобили с двигателями мощностью до 300 л. с. и полным весом до 26 т.

У этой гидropередачи два тормозных режима. На первом режиме фрикционным тормозом останавливается реактор, а центробежная турбина приводится во вращение от ведущих колес.

На втором тормозном режиме реактор через планетарную передачу получает встречное по отношению к турбине вращение. Во избежание перегрузки элементов трансмиссии второй режим может быть включен только при скорости автомобиля $v_a < 0,75v_{a \max}$. Для предотвращения остановки двигателя трансмиссия работает в тормозном режиме только до скорости $v_a = 0,3v_{a \max}$. Серийное производство трансмиссии начато в 1975 г.

Теплообменник системы охлаждения прикрепляется к картеру коробки. Сухой вес гидropередачи 255 кг. Объем заливаемого масла 22 л.

Гидромеханическую трансмиссию Аллисон МТ-640, устанавливаемую, в частности, на междугородные автобусы, можно использовать в режиме тормоза замедлителя. Для этого при движении автомобиля вперед включают передачу заднего хода, и тормозной момент на выходном валу возникает в результате противовращения турбины гидротрансформатора. Замедление автобуса при

скорости движения $v_a = 35$ км/ч составляет 3,2 м/с².

Однако такой способ торможения приводит к возникновению значительных динамических нагрузок в трансмиссии, требует затраты мощности двигателя во избежание его глушения. В этом случае происходит также перегрузка системы охлаждения двигателя из-за суммирования в ней тепловых потоков со стороны гидротрансформатора и двигателя.

Увеличивающееся применение гидромеханических трансмиссий на грузовых автомобилях и автобусах должно привести к более широкому использованию гидрозамедлителей.

Несмотря на относительно высокую стоимость и вес (особенно у электрозамедлителей), тормоза-замедлители трансмиссионного типа получают все большее распространение благодаря высокой эффективности их тормозного действия.

Наличие такого замедлителя на автомобиле позволяет осуществлять им более 80% всех торможений. При движении автомобиля по холмистой местности тормоз-замедлитель может быть включен на протяжении 10% всего пути. По имеющимся данным, это позволяет увеличить срок службы тормозных накладок и барабанов автобуса и одиночного грузового автомобиля в среднем в 2—3 раза. На трехосном автопоезде срок службы накладок увеличивается в 4—6 раз. Экономия достигается также за счет уменьшения простоев автомобиля.

Следует также учитывать получение экономического эффекта в результате повышения производительности автомобиля, средняя скорость которого благодаря замедлителю увеличивается в холмистой местности на 13—20%. Срок окупаемости электрозамедлителя, например, оценивается примерно в 2—3 года.

Таким образом, тормоза-замедлители помимо повышения безопасности движения дают прямой экономический эффект, величина которого определяется условиями эксплуатации автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кичжи А. С., Баранов В. В. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.
2. „Automotive Design Engineering“, 1974, № 2, с. 12—15.
3. „Revue Automobile“, Berne, 1974, № 40, с. 21, 22.
4. „Motor Transport“, 1974, № 3627, с. 29.
5. „Lastauto Omnibus“, 1974, № 2, с. 31, 50, 52—55.
6. „Lastauto Omnibus“, 1974, № 3, с. 40, 41.

Канд. техн. наук А. С. КИЧЖИ,
канд. техн. наук Н. Д. МАЗАЛОВ, В. С. РЫМАР

ПАКЕТНЫЕ И КОНТЕЙНЕРНЫЕ ПЕРЕВОЗКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН ЗА РУБЕЖОМ

УДЕЛЬНЫЙ вес пакетных и контейнерных перевозок автомобильных шин за рубежом в общем объеме их постоянно повышается, при этом непрерывно совершенствуются способы укладки шин и транспортирования.

В Англии для транспортирования автомобильных шин используются специальные каркасные контейнеры двух типов. Контейнеры первого типа размером $2337 \times 1041 \times 1550$ мм, предназначенные для транспортирования шин легковых автомобилей, вмещают в среднем 64 шины и в загруженном состоянии весят около 522 кг. В контейнерах второго типа размером $2337 \times 864 \times 1118$ мм перевозится десять шин грузовых автомобилей; они иногда снабжаются двумя комплектами удлинителей (254 мм). В загруженном состоянии такие контейнеры весят около 544 кг. Контейнеры обоих типов штабелируются соответственно в четыре и шесть ярусов.

Для перевозки шин с шинного завода изготовителя в распределительные склады используется комплект технических средств, позволяющих разгрузить полуприцеп, вмещающий 1024 шины легковых автомобилей или 16 грузовых контейнеров первого типа, менее чем за 1 мин.

В этот комплект входят поддоны, рамы, полуприцепы и погрузчики, используемые в качестве тягачей. Поддоны, длина которых равна ширине полуприцепа, имеют колеса-ролики. Они установлены таким образом, что не затрудняют штабелирование поддонов и работу погрузчиков.

Рампы оборудованы наклоняемой платформой и двумя накопительными роликовыми неприводными конвейерами. Один из них устанавливается на рампе, а другой — на наклоняемой платформе.

Полуприцепы оборудуются рельсами (направляющими) и шкивом с канатом.

Во время погрузки полуприцепа перечисленные средства используются следующим образом. На накопительном конвейере, установленном на рампе, подготавливается к отправке некоторое количество контейнеров (транспортная партия — штабель). Автопоезд подается к рампе, и наклоняемая платформа соединяет ее с полуприцепом. Канат зацепляется за последний загружаемый контейнер (поддон), и погрузчик, натягивая пере-

брошенный через шкив канат, закатывает всю транспортную партию в полуприцеп. На рампе и наклоняемой платформе штабель контейнеров перемещается по роликовому конвейеру, а в полуприцепе — по направляющим рельсам на колесах-роликах.

Во время выгрузки все операции выполняются в обратной последовательности. С накопительного конвейера, установленного на рампе, контейнеры забираются вилочными погрузчиками и подаются на места хранения.

Данный способ погрузки — выгрузки полуприцепов обеспечивает разгрузку любых полуприцепов за один цикл (автопоезд под погрузкой или выгрузкой находится около 1 мин), а также сокращает стоимость и трудоемкость погрузочно-разгрузочных работ, так как снижаются транспортные расходы и потребное количество автомобилей.

Недостатком данного способа является необходимость использования специальных рамп, оборудованных наклоняемой платформой и роликовыми конвейерами, и специальных полуприцепов.

Перевозка шин легковых автомобилей в Италии с фирмы Пирелли на ФИАТ-Мирафиори осуществляется в универсальных каркасных контейнерах конструкции ФИАТ (рис. 1) специализированным автомобильным транспортом. Кузова полуприцепов оснащены специальными приспособлениями, обеспечивающими надежное крепление и устойчивость контейнеров при транспортировании. Посередине кузова размещены вертикальные стойки, имеющие выдвигные штанги, к которым горизонтальным прижимом прикрепляются контейнеры. Каждая штанга имеет ручной привод, расположенный с правой стороны кузова. На полуприцепе устанавливается 24 контейнера размером $1750 \times 970 \times 1560$ мм, вмещающих по 44 шины, т. е. за один рейс перевозится 1056 шин.

На своем складе шин фирма ФИАТ-Мирафиори хранит шины, сгруппированные по типам автомобилей, в контейнерах. Эти контейнеры устанавливаются в четыре яруса под навесом. Подаются шины в кузовной цех большегрузными полуприцепами. Во время транспортирования по территории завода контейнеры не закрепляются на полуприцепах.

Фирма Пирелли (Италия) отправляет шины легковых автомобилей в Австралию в крупнотоннажных контейнерах 1С вместимостью 520 шин. Загружаются такие контейнеры вручную.

В ЧССР для перевозки и хранения шин грузовых автомобилей разработан универсальный складной металлический, сваренный из труб поддон. Несущей его частью является рама, стойки которой имеют направленные расступом вниз насадки. Они соединяют поддоны при штабелировании. На раме поддона установлены съемные опорные трубки. Они в зависимости от диаметра загружаемых шин могут быть закреплены на раме в трех различных положениях. При этом расстояние между ними устанавливается таким образом, чтобы выполнялось условие: край шины должен быть выше основания стойки.

Торцовые сваренные из труб стенки в вертикальном положении фиксируются болтами. Для обеспечения жесткости верхняя часть этих стенок упрочена съемной трубкой. При складировании порожнего поддона обе стенки располагают на раме и прочно стягивают съемной трубкой.

Шины легковых автомобилей на автозаводе Шкода (ЧССР) хранятся и транспортируются по территории завода в каркасных контейнерах (рис. 2).

В ФРГ шины транспортируются палашами в специальных контейнерах и на плоских деревянных поддонах. В последнем случае шины прикрепляются лентами.

Фирма Брайнардс (США) разработала полуавтоматическую установку «Аутофлекс» для пакетирования и обвязки шин. Установка обвязывает полипропиленовой лентой от 2 до 6 шин грузовых автомобилей и одновременно сжимает их по высоте на 80%.

Установка «Брайнардс» устанавливается в конце технологической линии, где она принимает готовые шины и объединяет их в пакеты. Такие пакеты обеспечивают быстроту погрузки (выгрузки) шин в подвижной состав, снижают трудоемкость и стоимость погрузочно-разгрузочных работ, повышают эффективность использования объема склада и способствуют более удобному учету. В настоящее время этой же фирмой

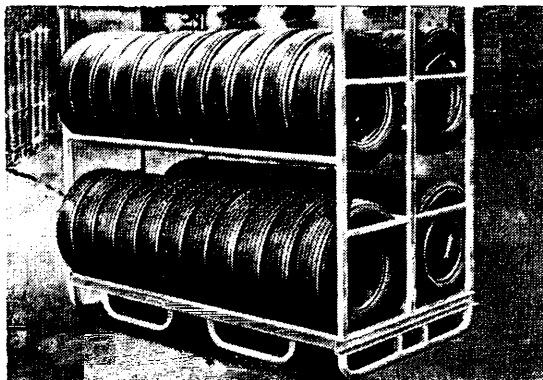


Рис. 1. Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

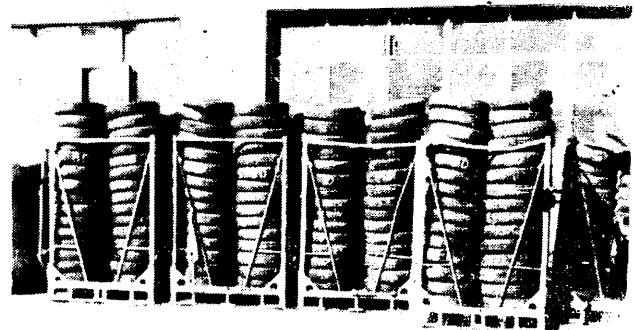


Рис. 2

спроектирована автоматическая установка для пакетирования и скрепления 15 шин легковых автомобилей.

Складирование и хранение шин на заводах фирмы Форд (США) производится в высотных стеллажах, из которых

шины выбираются стеллажными кранами-штабелерами.

При перевозке шин автомобильным транспортом применяется специализированный подвижной состав и каркасные контейнеры. В случае использования же-

лезнодорожного транспорта шины в вагонах укладываются либо в штабеля, либо в пакеты на поддонах или без них. Иногда для перевозки шин применяются крупнотоннажные контейнеры.

А. К. БАДЮЛЯ

УДК 658.511(047.1)

ВТОРАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ ВЫСТАВКА «ИНТЕРОРГТЕХНИКА-75»

В РЕЗУЛЬТАТЕ ускорения научно-технического прогресса, совершенствования управления производством и на этой основе повышения его эффективности требуется применять в широких масштабах новые средства механизации и автоматизации инженерного и управленческого труда.

За девять лет, прошедших со дня закрытия международной выставки «Интероргтехника-66», на которой экспонировались образцы вычислительной и организационной техники, произошел значительный прогресс в сфере автоматизации и механизации управленческого и инженерного труда. Выставка «Интероргтехника-66» отражала главным образом проблемы, возникшие в области автоматизации и механизации инженерного и управленческого труда, а выставка осенью 1975 г. — результаты, полученные от широкого внедрения современной организационной и вычислительной техники в сферу управления исследованиями, производством, транспортом и т. п.

В настоящее время все объединения, предприятия, научно-исследовательские и проектно-конструкторские институты автомобильной промышленности нашей страны широко применяют организационную и вычислительную технику в управлении производством. Действуют информационно-вычислительные центры, на различных уровнях управления внедряются АСУП, широко охватывающие подсистемы по функциям. Поэтому экспонаты выставки представляли несомненный интерес для специалистов автомобильной промышленности и других отраслей.

На площади 25 тыс. м² были размещены экспонаты 500 фирм, объединений, предприятий и организаций, представляющих 21 страну. Советская экспозиция, являясь самой обширной, имела около 400 экспонатов, изготовленных почти 130 предприятиями и научными организациями.

Большой интерес посетителей выставки вызвал экспонат советского раздела — отраслевая интегральная автоматизированная система обработки информации «Реферат-2». Это усовершенствованный вариант действующей в нашей стране с 1970 г. системы «Реферат». В нее ежегодно поступает до 150 тыс. документов, любой из них можно разыскать в течение нескольких секунд для использования руководителем, ученым, инженером, новатором производства.

«Реферат» является составной частью государственной системы научно-технической информации, объединяющей 10 всесоюзных, 15 республиканских, 166 территориальных и отраслевых центров.

Система «Реферат» является также и составной частью (подсистемой) отраслевой системы управления «АСУ-прибор». Последняя призвана улучшить перспективное и оперативное планирование,

повысить эффективность использования всех имеющихся ресурсов производства отрасли. Некоторые результаты, полученные вследствие использования этой системы, иллюстрировались таблицами и диаграммами.

Подолгу задерживались посетители и специалисты у экспозиции автоматизированной системы проектирования машин (АСПМ) — комплекса электронной техники, обеспечивающего быстрое выполнение творческих инженерных задач и чертежных работ, а следовательно, позволяющего поднять производительность труда в сотни раз.

Эта система практически исключает появление механических ошибок в разрабатываемой документации, повышает качество проектирования за счет вариантностного решения задач и выбора оптимального варианта. Кроме того, в ряде случаев система позволяет отказаться от макетирования.

Техническая документация может выдаваться системой в виде таблиц, а не чертежей, что упрощает использование такой документации.

АСПМ построена на базе ЭВМ с использованием математического моделирования, алгоритмизации проектирования и вычерчивания деталей, узлов, агрегатов графопостроителем. Она позволяет вести расчеты всех необходимых параметров: черновая и чистовая масса деталей, припуски на обработку, выбор рациональных конфигураций, допусков и т. п. Все операции проводятся на машинах по различным программам. АСПМ позволяет значительно сократить сроки и снизить затраты на создание новой техники, так как в системе осуществлена комплексная автоматизация инженерно-технических работ на базе современной вычислительной техники.

На выставке было представлено много экспонатов различной вычислительной техники, копировально-множительных машин, аппаратов связи, чертежно-графических автоматов, автоматических «машинисток», автоматизированных поисковых устройств, оборудование контор и рабочих мест (удобная мебель, оборудование экспедиций, архивов), электронные калькуляторы и др.

Внимание посетителей привлекла действующая многокрасочная машина «Ромейор-313», изготовленная в ЧССР. Чехословацкие специалисты демонстрировали и уникальные экспонаты — автоматические графопостроители «Дигиграф». Эти аппараты предназначены для графического изображения научно-технических расчетов, выполненных на ЭВМ, при черчении карт, для контроля операций, осуществленных на металлообрабатывающих станках с программным управлением, и для других целей.

Автоматическая «машинистка» — это пишущий автомат ЭПРА-1. Когда на нем печатается текст, то одновременно ин-

формация записывается на перфоленте. После этого при необходимости автомат сам воспроизведет текст. Предусмотрен и режим автоматической печати текста, считываемого последовательно с двух воспроизводящих устройств. Кроме того, автомат ЭПРА-1 может находить коды шифров информационных массивов, автоматически корректируя движение перфоленты.

Посетителей заинтересовали копировальные и множительные машины. Электронно-копировальная машина «Элика» быстро и точно размножила различные рисунки и чертежи. Интересна читально-поисково-копировальная машина «Гелати», автоматически выполняющая целый комплекс заданий: от выдачи на телеэкран найденного в архиве чертежа до размножения его со скоростью 200 копий в час.

Настольный аппарат диазодубликатор ДД, представленный в советском разделе выставки, предназначен для изготовления на диазотипной пленке дубликатов микрофильмов. Он используется в информационных системах, в которых носителями информации являются микрофильмы. Этот аппарат копирование с рулонной пленки типа «микрат» на рулонную диазопленку осуществляет контактным способом автоматически. Проявление — в парах аммиака. Предусмотрено устройство, возвращающее оригинал в исходное положение в случае прекращения подачи диазопленки.

Аппарат позволяет заменить серебряносодержащую пленку на дешевую диазотипную, которая обладает высокой разрешающей способностью и не требует мокрой обработки. Диазодубликатор прост в эксплуатации, работает в обычном незатемненном помещении. Производительность аппарата до 2 м/мин, ширина пленки составляет 16, 35 и 70 мм, а ее наибольшая длина 60 м. Потребляемая мощность (от сети переменного тока напряжением 220 В) 1,1 кВт, габариты 940×500×490 мм, масса 97 кг. Аппарат применяется в производственном объединении ЗИЛ, на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР.

С особым интересом посетители осматривали голографические информационные устройства, на экранах которых демонстрировались объемные изображения.

Фирма Эрикссон (Швеция) демонстрировала на выставке систему мгновенной внутренней связи, значительно повышающей оперативность в работе.

Свыше тридцати фирм США экспонировали новое печатающее устройство в комплекте с ЭВМ, мини-компьютерные системы, счетные машины, оборудование для обработки служебной корреспонденции и др.

Организации рабочих мест, их оборудованию на выставке было уделено много внимания. Было широко представлено

оборудование рабочих мест руководителя, конструктора, технолога, секретаря и т. п.

На выставке было убедительно показано, что в организации рабочего места

не может быть мелочей. Психологи, например, экспериментально доказали, что на сосредоточенность человека влияет цвет окружающих предметов. Выяснилось, что синий цвет тормозит возбужде-

ние, а зеленый успокаивает нервную систему. Необходимо шире внедрять достижения науки и передового опыта и на основе этого повышать эффективность и качество работы.

Канд. экон. наук Н. П. КОВАЛЕВ

УДК 621.74.65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Новые машины для сферодвижной штамповки

Во многих современных машинах, создаваемых для холодной и горячей обработки металлов, часть инструмента совершает быстрое периодическое движение так, что зона контакта и деформации постепенно проходит через заготовку. При этом усилии штамповки увеличивается локально, без возникновения больших нагрузок на машину.

В машинах, предназначенных для изготовления ленты и прутков, инструмент совершает колебательное движение. Для этого используют определенное число эксцентриков в качающихся механизмах. Инструмент захватывает заготовку и продвигает ее в рабочую зону, причем за один проход получают большое обжатие. В машинах для осадки, загибки фланцев и выдавливания симметричных заготовок один из инструментов совершает колебательное движение так, что зона деформации представляет собой сферическую поверхность на детали. Штампы в основном действуют на плоских торцах цилиндрической заготовки. Разработана также машина, у которой инструмент движется радиально по наружному контуру заготовки. При этом каждый из двух противоположно расположенных штампов монтируется на паре эксцентриков. Двигаясь вместе внутрь, штампы в каждом цикле передают радиальное сжатие и вращение заготовке, которая поворачивается на определенный угол за часть цикла, когда у нее нет контакта со штампом. На машине, на которой получают поковки с уступами и буртиками, применены три штампа. Привод держателя каждого штампа осуществляется одним эксцентриком. С другой стороны держатель прикреплен к рычагу. Радиальная подача накладывается на качательное движение. В конце операции штампы отводятся назад для удаления отштампованных деталей. Преимуществами этой технологии являются снижение максимальных нагрузок на раму машины; облегчение процесса смазки и снижение контактных давлений в инструменте; уменьшение шума и вибраций.

„Metallurgia and Forming“, январь 1976, т. 43, № 1, с. 12—16.

Горячее изостатическое прессование порошковых заготовок

Новый технологический процесс, включающий десять операций, разработан компанией Powder Consolidation Div Kelsey-Hayes Co. Порошок после расплавления инертным газом проходит следующие операции: деформацию порошковых гранул, дегазацию, вакуумирование, заполнение в стеклянные контейнеры, пред-

варительный нагрев и затем для окончательной обработки приложение усилий до 105,5 кгс/мм² при температуре 1300°C в автоклаве. Детали разнообразной формы, весом от нескольких килограммов до 270 кг изготавливают из инструментальных сталей, титана, керамических материалов. Предполагают, что эту технологию можно применять для деталей, которые трудно или невозможно обрабатывать другими способами. Для обработки деталей сложной конфигурации под окончательный размер требуется только механическая обработка. Применение стеклянных контейнеров, в которых уплотняются детали, значительно облегчает удаление заготовок, поскольку эти обоймы разрушаются при воздушном охлаждении. При деформации порошковых гранул улучшается сцепление частиц и обеспечивается полное уплотнение при низких температурах в автоклаве. За счет сокращения операций штамповки и грубой механической обработки стоимость деталей из жаропрочных сталей, полученных методом горячего изостатического прессования, снижается. К 1977 г. намечено увеличить выпуск деталей, изготавливаемых этим методом, до 1180 т в год. Концерн General Motors по этой технологии будет изготавливать детали роторов, дизелей и другие автомобильные детали.

„Precision Metal“, ноябрь 1975, т. 33, № 11, с. 45—47.

Автоматические линии для обработки шатунов

Английская компания Ex-Cell-O Ltd. создала для завода Ford Motor Co. в Испании две автоматические линии для обработки шатунов и их крышек. На одной 13-позиционной линии выполняются сверление, нарезание резьбы, развертывание и снятие заусенцев с отверстий под болты шатуна, обработка отверстий и фрезерование зажимного паза для корпуса подшипника на большом конце шатуна. Производительность линии 960 деталей в час при обработке шатунов пакетом по 6 шт. и сверлении отверстий под болты на полную глубину в трех положениях на разных рабочих позициях. На линии обрабатываются шатуны двух типоразмеров, различающиеся только расстоянием между большим и малым отверстиями шатуна.

По всей длине линии (23 м) проходит транспортная штанга, перемещающаяся кулачком барабанного типа на 1830 мм за 1,5 с. За каждый цикл кулачок совершает 3,5 оборота при помощи двигателя «Datag» мощностью 15 л. с. через червячный редуктор с передаточным отношением 15:1. Конструкция кулачка обеспечивает ускорение или замедление транспортировочной штанги в на-

чале и конце цикла. Пять устройств на пяти позициях линии следят за поломкой инструмента. На линии установлены счетчики для записи индивидуального числа циклов обработки, после завершения которых линия останавливается для замены инструмента. Смазочно-охлаждающая жидкость подается на рабочие позиции из центральной системы, где она фильтруется перед повторным использованием.

„Machinery and production engineering“, февраль 1976, т. 128, № 3296, с. 128.

Промышленный робот

Английская фирма British United Shoe Machinery Co., Ltd. изготовила робот USM с программным управлением грузоподъемностью 2,3 кг. Цифровой компьютер, с помощью которого осуществляется управление роботом, установлен на отдельной панели. Программирование производится методом «обучения», при котором желаемые движения передаются роботу с помощью обучающего подвешенного кнопочного выключателя или пульта управления. Движения в вертикальном направлении, поворот и выдвигание руки, а также движения кисти (запястья) и вращение захвата обеспечиваются ступенчатыми электродвигателями, имеющими систему управления с незамкнутым контуром. Вращение руки вокруг своей оси и работа захвата осуществляются с помощью пневматических циклов. Таким образом, оператор во время «обучения» последовательно «пробует» робот через все необходимые операции. В результате робот приобретает способность выполнять требуемые технологическим процессом движения. Система управления будет включать до 40 программных точек, а число карт в блоке памяти робота возрастет до 160, следовательно, робот будет отвечать многим требованиям при использовании его в промышленности. Программы робота записываются на ленте и при необходимости дублируются в системе управления, поэтому нет необходимости повторять вручную программирование. Система управления позволяет роботу выбрать одну из четырех программ. Максимальное расстояние от запястья до кончиков пальцев захвата менее 152 мм, что облегчает доступ к штампу.

„Machinery and production engineering“, январь 1976, т. 128, № 3294, с. 82—83.

Лазеры для сварки и резки

В ноябре 1975 г. состоялась конференция, посвященная процессам сварки и резки высокой энергией. Конференция проведена Электротехническим институтом совместно с Институтом сварки.

кратко освещены новые направления в организации и технике испытаний.

В первых двух главах рассмотрены виды испытаний и методика их проведения, изложены основные требования, предъявляемые к измерительным средствам. В частности, указывается, какую точность измерения должны обеспечивать приборы, используемые для измерений, и даются рекомендации по выбору средств для проведения испытаний. Рассмотрены физические основы работы измерительных приборов, а также основы теории и практики измерений и обработки результатов наблюдений. Проанализированы прямые, косвенные и совокупные способы измерений и характерные для них методы оценки результатов, структурные схемы приборов и составляющие звенья этих схем. Описаны приборы аналогового типа и дискретного действия. Даны понятия о чувствительности приборов и пороге чувствительности. Указаны также способы построения графиков по результатам наблюдений. Последнее может быть широко использовано студентами в их практических работах.

Большое внимание уделено определению погрешностей измерения и анализу экспериментальных данных с применением основ теории случайных ошибок и математической статистики.

Наряду с расчетными формулами и математическими выкладками, поясняющими основы теории обработки экспериментальных данных, приведены две таблицы, содержащие рабочие формулы для определения ошибок функций одного и нескольких независимых переменных.

Третья глава посвящена вопросам применения электрических измерительных приборов общего назначения при исследовании двигателей. Автор, в частности, дает читателю сведения о способах преобразования неэлектрических величин в электрические с помощью наиболее распространенных датчиков — проволочных, фольговых и пленочных тензосопротивлений; емкостных, индуктивных, пьезоэлектрических, фотоэлектрических и др. Эти сведения и соответствующие расчетные формулы научно обосновывают методику выбора датчиков в зависимости от условий испытаний. Сведения о принципиальных схемах усилителей переменного и постоянного токов, о согласовании их с датчиками и регистрирующими устройствами позволяют исследователю правильно выбрать соответствующую аппаратуру и приборы. Однако в главе отсутствуют конкретные примеры измерительных систем; она недостаточно иллюстрирована, что, видимо, объясняется малым объемом учебника.

В четвертой главе рассмотрена проблема экспериментального определения мощности двигателей в ходе испытаний. Проведен анализ механических, гидравлических, электрических, индукторных и воздушных тормозов, указаны предъявляемые к ним требования.

Широко освещены и проанализированы вопросы измерения крутящего момента двигателя с помощью обычных механических и маятниковых (с весовой головкой) гидравлических и электрических динамометров. Рассмотрены особенности применения динамометрического звена, а также емкостного дифференциального, индукционного, индуктивного и фотоэлектрического датчиков. Хорошо проиллюстрированы графиками и необходимыми математическими выкладками характеристики тормозных устройств. Впервые описана физическая сущность процесса тиристорного (безмашинного) преобразования постоянного тока электрической балансирной машины, происходящего при торможении испытуемого двигателя. Ранее в учебной литературе тиристорное управление вообще не рассматривалось.

Следует отметить, что с методической точки зрения автор поступает правильно, рассматривая динамометрические устройства как самостоятельные механизмы, которыми могут быть снабжены различные тормозные установки. Ранее динамометры считались составными частями тормозных установок определенного типа. В целом данная глава оставляет хорошее впечатление. Однако отдельные ее параграфы, например «Условия совместной устойчивой работы двигателя и тормоза», выиграли бы, если бы в них содержалось больше информации.

В пятой главе, посвященной измерениям скоростей вращения и времени, рассмотрены тахооскопы, тахографы, электрические индукционные, стробоскопические, электронные (импульсные, индуктивные и фотоэлектрические) тахометры, а также механические, электромеханические и электронные счетчики суммарного числа оборотов. Автор справедливо обращает внимание читателей на то, что в современных условиях измерять продолжительность отдельных затрат целесообразнее не механическими и электрическими секундомерами, а электронными импульсными счетчиками — частотомерами. Использование таких приборов позволяет автоматизировать процессы измерения различных параметров.

Досадной оговоркой надо считать слово «скорость», употребленное вместо «частоты» вращения, тем более, что сам автор считает целесообразным скорость вращения оценивать частотой в 1/с (с. 105).

В шестой главе приведены сведения об особенностях измерения статических и динамических давлений. Подробно рассмотрены существующие приборы для измерения давлений и приносящая им точность. Качество выполнения схем и графиков хорошее, обстоятельно объяснена физическая сущность, положенная в основу измерений.

Седьмая глава, где рассматриваются вопросы измерения температуры, содержит сведения о термодинамических шкалах и приборах, а также о физических принципах работы некоторых приборов. Большой интерес, по нашему мнению, представляет раздел, посвященный измерению температуры в различных емкостях и потоках и анализу основных источников погрешностей измерения.

Впервые в учебной литературе, освещающей методы испытания двигателей, уделено внимание вопросам определения мгновенных значений температуры и температуры в потоках горючей смеси. По нашему мнению, приведенные данные должны широко использоваться специалистами в их практической деятельности.

Заслуживают определенного внимания сведения о пленочных датчиках, напыляемых на подложку. В целом раздел об измерении температуры деталей двигателя представлен скупо. Было бы полезно расширить его, включив материалы о теплонапряженности деталей двигателя.

В восьмой главе обстоятельно и на высоком теоретическом уровне рассмотрены методы измерений, приборы и принципы их действия, а также способы математической обработки результатов, полученных при определении расхода воздуха, жидкостей и газов. Несомненный интерес представляют сведения о способах измерения расхода воздуха в пульсирующих потоках с помощью газовых счетчиков и термоанемометров. Глава снабжена большим количеством иллюстраций, однако некоторые из них не совсем удачны. Например, на рис. VIII.3 не очень убедительно показано устройство для измерения расхода воздуха с постоянным перепадом давления. В практике этим способом обычно измеряют расход воздуха только в случаях безмоторных испытаний приборов питания двигателей.

Хорошо изложены и проиллюстрированы методы измерения расхода жидкого и газообразного топлива. При рассмотрении этих методов автор логично базируется на последних достижениях науки и техники в области измерений.

В девятой и десятой главах удачно и с учетом современных требований рассмотрены актуальные вопросы анализа отработавших газов, определения их токсичности, а также дымности двигателей. Подробно и доходчиво объяснена служебная роль такого анализа и приведены современные методы анализа газов, типы наиболее распространенных газоанализаторов, принципы их действия, преимущества и недостатки. В качестве примеров автор показывает наиболее перспективные газоанализаторы.

Поскольку результаты анализа газов во многом предопределяются еще на стадии отбора проб, то, на наш взгляд, автор правильно выделил эти вопросы в отдельный параграф, в котором приведены схемы различных пробоотборников и зондов для взятия проб отработавших и картерных газов.

Рассматриваемый автором электромагнитный газоотборник стробоскопического типа является перспективным, так как позволяет по заданной программе отбирать пробы из цилиндра двигателя в интересующей исследователя области угла поворота коленчатого вала. Использовать такой отборник можно в лабораториях как вузов, так и моторных заводов. В главе правильно отмечены требования к аппаратуре, применяемой для отбора и хранения проб газа. Полезны сведения о способах выражения концентрации токсичных компонентов, содержащихся в газовой смеси. Практический интерес представляют формулы для пересчета весов компонентов, измеренных в единицах массы, в объемные единицы и наоборот, а также методы оценки полноты использования воздуха и сгорания топлива в двигателях.

Большое внимание уделено методам испытания двигателей на токсичность отработавших газов. Автор, по-видимому, тщательно исследовал вопросы, касающиеся токсичности двигателей, что позволило ему сделать научно обоснованные выводы с учетом перспективы развития двигателей, проанализировать опробовательные системы, позволяющие выявлять в отработавших газах крайне опасные для человека канцерогенные вещества и измерять дымность двигателей.

Впервые в учебной литературе рассматриваются вопросы токсичности отработавших газов и дымности двигателей, и это является несомненным достоинством рецензируемой книги. Несмотря на ограниченный объем учебника, в нем доходчиво представлено состояние и возможное развитие работ в этой области.

К сожалению, в главе имеется досадная описка: на с. 230 выброс токсичных продуктов указан в граммах на милю, а на с. 231 — в граммах на километр.

Одиннадцатая глава посвящена индицированию быстроходных двигателей. Рассмотрены различные методы индицирования, принципы работы электрических, электронных и пневмоэлектрических индикаторов, а также датчиков малых и высоких давлений, возможности их применения. Проанализированы преимущества и недостатки основных методов индицирования, одно- и многоцикловых индикаторных диаграмм. Удачно изложены и проиллюстрированы способы тарировки индикаторов, приемы определения ошибок индицирования и показано, как эти способы и приемы можно использовать на практике.

Несомненный интерес представляет способ обработки с помощью ЭВМ одно- и многоцикловых индикаторных диаграмм, полученных при определении угла поворота коленчатого вала. Приведены методика практического использования машин и основные математические зависимости, позволяющие по индикаторным диаграммам определять индикаторные площади сжатия, сгорания и расширения. Некоторые результаты, полученные с помощью этих зависимостей, проиллюстрированы графиками. Изложенная методика может быть применена как в учебной практике, так и на моторных заводах.

К сожалению, глава имеет досадные ошибки. Так, на рис. XI.10 величины h отложены не от линии отсчета I , а от действительной атмосферной линии II ; на рис. XI.11 диаграммы изображены в перевернутом виде.

В двенадцатой главе приведены сведения о шуме и вибрациях, природе их возникновения и влиянии на организм человека. Рассмотрены основные оценочные характеристики излучения, отражения и распространения звука. Даны диаграммы спектра шума и их анализ. Описаны приборы и методы измерения возникающих при работе двигателей уровней шумов и вибрации. В этой же главе имеются экспериментальные данные, полученные при измерении уровня шума, производимого отдельными системами двигателя и двигателем в целом.

Интересны, по нашему мнению, анализ основных причин износа двигателей и изложение методов исследования износа. Однако материалы этой главы представлены скупо.

В тринадцатой главе рассмотрены основные характеристики, позволяющие оценивать технико-экономические показатели двигателей. Дана четкая классификация этих характеристик, проиллюстрированных графиками. Описаны приборы и аппаратура, необходимые для получения достоверных экспериментальных данных.

Наибольший интерес представляет разработанный автором и впервые публикуемый метод сопоставления результатов испытаний на частичных нагрузках, основанный на воспроизведении заданного постоянного давления во впускном трубопроводе. Этот метод уже используется в практике моторных заводов, и его следовало бы ввести в ГОСТы на испытание двигателей. Он особенно полезен в случаях оценки параметров двигателя по результатам регулировочных характеристик, снятых при разных барометрических давлениях окружающей среды.

Заслуживают внимания и устройства, предназначенные для дистанционного регулирования расхода топлива. Такие устройства широко применяются во время снятия регулировочных характеристик двигателей, имеющих одно- и многокамерные карбюраторы (рис. XIII.11).

Последняя глава содержит описание лабораторий двигателей. В ней сформулированы основные технологические и санитарно-технические требования, предъявляемые к оборудованию этих лабораторий. Приведены нормы техники и пожарной безопасности при работе с двигателями в стендовых условиях. Читатели, ознакомившись с материалами этой главы, получают краткие сведения об испытательных установках с одноцилиндровым отсеком и полноразвернутыми двигателями. Заслуживает внимания то, что автор приводит примеры планировки помещений для исследовательской лаборатории под одноцилиндровый отсек (рис. XIV.4 и XIV.5) и современных АСИД. Такие планировки могут быть взяты за основу при проектировании новых лабораторий для испытаний двигателей внутреннего сгорания. По нашему мнению, данную главу полезно расширить и издать брошюрой, которая стала бы хорошим пособием для создания современных лабораторий.

В целом учебник написан на высоком научном и методическом уровне, являясь обобщением разработок самого автора и наиболее прогрессивных технологических процессов в области испытания современных поршневых быстроходных двигателей, поэтому он будет полезен не только для студентов, специализирующихся по двигателям внутреннего сгорания, но и для работников автомобильных, тракторных, моторных заводов и научно-исследовательских институтов.

Кандидаты техн. наук **И. Б. ГУРВИЧ, П. Э. СЫРКИН, А. И. МАТВЕЕВ, Л. А. ЗАХАРОВ**

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова, Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР

Рефераты статей

УДК 621.43.01:534:629.113

Экспериментальное исследование влияния крутильных колебаний коленчатого вала на поломки деталей двигателя. Тарасов А. Я., Тихонов Ю. В., Баганов В. В. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрено влияние крутильных колебаний коленчатого вала линейного шестицилиндрового двигателя на поломки коленчатого вала, сцепления, распределительной шестерни и других деталей и способы устранения указанных поломок. Табл. 2. Рис. 4. Библиограф. 2.

УДК 629.113:621.43

Влияние конструктивных особенностей систем смазки на надежность двигателя. Григорьев М. А., Павлюцкий В. М., Карпенко В. В., Рогозин Ю. М. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрено влияние способа подвода масла к шатунным подшипникам коленчатого вала на их надежность; соотношение различных видов износов шеек коленчатого вала в общем износе; влияние конструктивных особенностей системы смазки на надежность подшипников коленчатого вала. Табл. 1. Рис. 3. Библиограф. 7.

УДК 621.43-57:629.113

Униполярная электромагнитная муфта в стенде для испытания стартеров. Гребенников С. Ф., Бусыгин Б. П., Старовойтов В. П., Лапшин А. М. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрена конструкция униполярной электромагнитной муфты для снятия характеристик стартеров, даны характеристики муфты. Рис. 4.

УДК 629.113-585

Влияние силовых, кинематических и конструктивных параметров коробок передач на их весовые показатели. Недялков А. П., Уголев А. С. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Показано влияние силовых, кинематических и конструктивных параметров механических коробок передач на их весовые показатели. Даны графические и эмпирические зависимости весов коробок передач в результате статистического анализа отечественных и зарубежных моделей коробок передач. Рис. 4. Библиограф. 3.

УДК 629.113:62-787.1

Оптимизация параметров передней обзорности на этапах доводки автомобиля. Андронов М. А., Чухустов Ю. С., Тимофеева Н. В., Наумов И. В. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Изложен метод использования устройства, разработанного НАМИ, для проведения доводочных работ с использованием результатов расчетного эксперимента. Рис. 2. Библиограф. 5.

УДК 629.113.004.58

Прогнозирование технического состояния автомобиля по результатам диагностики. Сергеев А. Г. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Получена взаимосвязь между точностью диагностирования и прогнозируемым пробегом автомобиля. Теоретически и практически обоснована зависимость точности прогнозируемого функциональной связи между структурными и диагностическими параметрами. Табл. 1. Библиограф. 5.

УДК 629.114.5.001.2

Перспективный городской автобус. Смирнов И. В., Чанков А. В., Присяжный П. И. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Приведена конструкция перспективного городского автобуса, созданного в соответствии с новыми эксплуатационными требованиями к городским автобусам. Табл. 1. Рис. 1. Библиограф. 5.

УДК 629.114.9:061.5

О компоновочной схеме автомобиля-фургона для внутригородских перевозок. Голomidов А. М. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Приведены результаты исследований по использованию автомобилей-фургонов в торговой сети и для обслуживания населения. Дана оценка автомобилей-фургонов различных компоновочных схем. Библиограф. 3.

УДК 629.113.011.5/7

Анализ конструкции кабины грузового автомобиля. Баров Г. М. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрены вопросы оценки конструктивного исполнения отдельных элементов кабины с точки зрения прочности и жесткости с использованием упрощенных методов расчета. Табл. 1. Рис. 5.

УДК 629.113.011.5

Определение напряженности в элементах пластмассовых несущих кузовов. Афанасьев Б. А., Кашин В. В., Цыбин В. С. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрена методика определения напряженного состояния стеклопластиковых кузовных конструкций автомобилей, проведен анализ величин, влияющих на погрешность при определении напряженности, представлены номограммы для определения компонентов напряженного состояния в исследуемой точке конструкции. Рис. 2. Библи. 2.

УДК 629.113.012.853

О проектном расчете рессор на долговечность. Беленький Ю. Ю., Никишкина Г. Н., Петрович А. И. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрена методика исследования закономерности изменения долговечности рессор при увеличении их длины. Приведены результаты дорожных испытаний автомобилей и даны расчеты долговечности рессор на ЭВМ. Рис. 3. Библи. 2.

УДК 629.113.012.5

О стабилизирующем моменте шины. Солтус А. П., Редич В. В. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Проведены исследования и получены аналитические зависимости для определения стабилизирующих моментов шин управляемых колес, необходимые для расчета рулевого управления на стадии проектирования и доводки автомобилей. Рис. 3. Библи. 7.

УДК 629.113.001.4

Влияние поддержания неодинаковых давлений в шинах на технические показатели четырехосного автомобиля с блокированным бортовым приводом. Авершин В. Т., Быков В. И., Костенко В. П., Лазарев В. В., Московкин В. В., Шуклин С. А., Юрин И. Л. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Исследована возможность использования централизованной системы регулирования давления воздуха в шинах для повышения технических показателей четырехосного автомобиля с бортовым блокированным приводом при его эксплуатации на дорогах с твердыми покрытиями. Поддержание неодинаковых давлений воздуха в шинах, выравняющих исходные радиусы качения ведущих колес, позволяет уменьшить кинематическое рассогласование и улучшить технические показатели автомобиля. Рис. 4. Библи. 8.

УДК 629.113.042.2

Расчет нелинейной подвески сиденья автомобиля при случайных возмущениях. Маслов И. Т. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Приведены зависимости между спектральными плотностями входа и выхода для нелинейной системы поддрессирования. Эти зависимости позволяют подобрать характеристики нелинейной системы для приближения ее по выходным параметрам к соответствующей линейной системе поддрессирования. Табл. 2. Рис. 2. Библи. 4.

УДК 621.73

Прогрессивные технологические процессы в кузнечно-штамповочном производстве. Кивман Ф. М., Соколов Н. Л., Смуров А. М. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Приводятся основные технические характеристики прогрессивных технологических процессов, способствующих решению задачи экономии металла. Рис. 3.

УДК 669.018.24

Влияние микрогеометрии поверхности валов на износ пластмассовых подшипников. Лебедев Ф. К., Фомотов В. Т. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Приведены результаты исследования влияния величины и формы профиля микронеровностей стальной поверхности на износ пластмассовых подшипников. Табл. 1. Рис. 2. Библи. 3.

УДК 621.923.52

Плосковершинное алмазное хонингование гильз и цилиндров двигателей. Чеповецкий И. Х., Безлюк Ю. В., Стрижаков В. Л. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрены закономерности образования плосковершинной поверхности методом алмазного хонингования деталей, приведены результаты исследования этого процесса. Рис. 4. Библи. 5.

УДК 621.43-714:629.113.004.67

Технология ремонта алюминиевых радиаторов. Оленев В. И., Шипунов Ф. М., Новиков А. П. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Приведено описание методов ремонта алюминиевых радиаторов в процессе их эксплуатации. Рис. 1. Библи. 2.

УДК 629.118.35

Вытяжка корпуса фары мопеда «Рига-4». Грудин А. А., Богомолов Ю. С., Огородников В. А., Бурштейн Е. Н. «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

Рассмотрены исследования напряженно-деформированного состояния при штамповке стальных куполообразных тонкостенных деталей на различных стадиях штамповки. Дана оценка устойчивости пластического деформирования металла. Рис. 5. Библи. 3.

Лейпцигская ярмарка

Германская Демократическая Республика

5—12 сентября 1976 г.



Вы получите разнообразную информацию о новых товарах и изделиях, представленных на ярмарке, о состоянии и перспективах развития науки и техники стран — участниц ярмарки, а также о тенденциях развития в Вашей отрасли.

Служба технической информации организует для Вас консультации и экскурсии. Кроме того, она поможет Вам в заключении деловых контактов.

Вашу поездку и обслуживание в дни пребывания на ярмарке организует туристское бюро. Приглашаем Вас на ярмарку!



Необходимую информацию о поездке в Лейпциг можно получить в местных или производственных организациях, а также в «Интуристе» по адресу: Москва, К-9, просп. Маркса, 16.

Автоматическое оборудование фирмы КРОСС для металлообработки, сборки и испытаний повышает производительность

Фирма КРОСС — крупнейший в мире производитель станков специального назначения. Ее заводы находятся в США, ФРГ, Англии и Японии. На каждом из них имеются свои конструкторские отделы и производственные цехи.

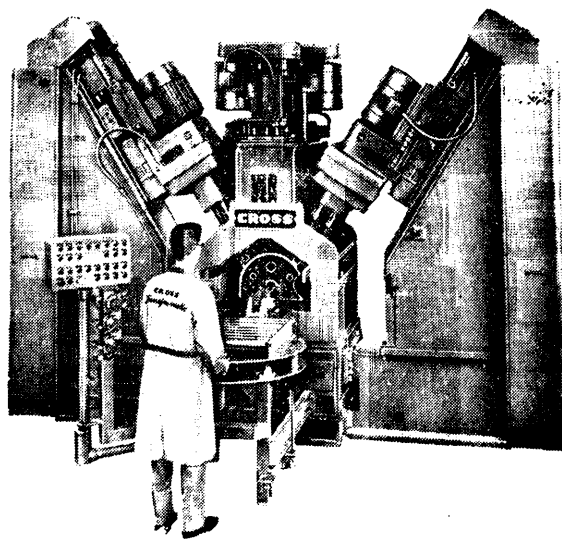
Со времени своего основания (1898 г.) фирма «дала путевку в жизнь» многим основным методам станкостроения, применяемым и сегодня, в частности методу «узловой конструкции станков». Станки и линии, показанные справа, различны, но все они построены с применением аналогичных основных узлов — станин, механизмов подачи, приводов транспортеров, фрезерных головок, приспособлений зажима спутников и т. д.

Опыт фирмы успешно применяется во всех основных отраслях промышленности, например, при производстве как легковых, так и грузовых автомобилей, тракторов, самолетов, бытовой техники. Производительность созданного фирмой оборудования составляет от одной до семисот деталей в час. Поэтому метод «узловой конструкции станков» не ограничен применением высокопроизводительного оборудования. Фактически он позволяет использовать высокопроизводительные методы и при малом объеме выпуска изделий.

Если Вы намерены покупать новое оборудование для металлообработки, сборки или испытаний, пожалуйста, обращайтесь к фирме КРОСС. Мы с удовольствием используем возможность продемонстрировать наш опыт при производстве Ваших изделий, посоветовать, как повысить производительность в пересчете на одного рабочего.

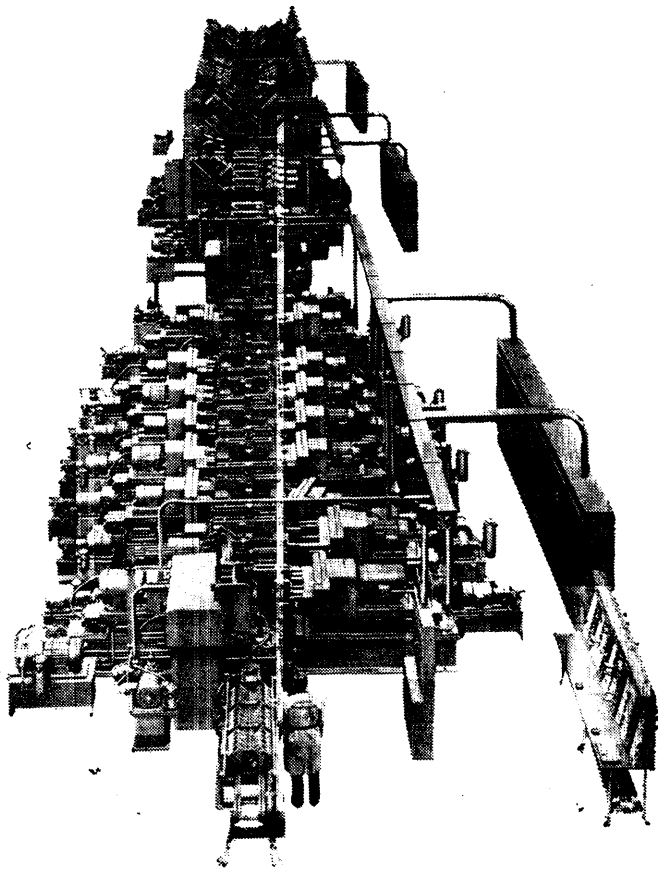
CROSS

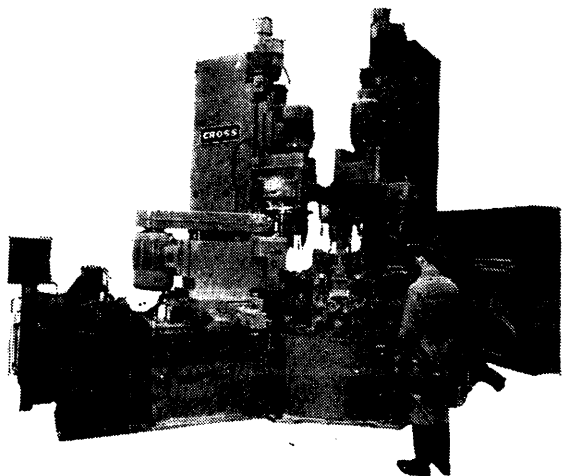
CROSS-FRASER DIVISION
Fraser, Michigan 48026, США
CROSS EUROPA-WERK, GmbH
7317 Wendlingen/Neckar, ФРГ
CROSS INTERNATIONAL, A. G.
Knowsley, Lancs. L 349 EZ, Англия
ENSHU-CROSS K. K.
Hamakita City, Япония



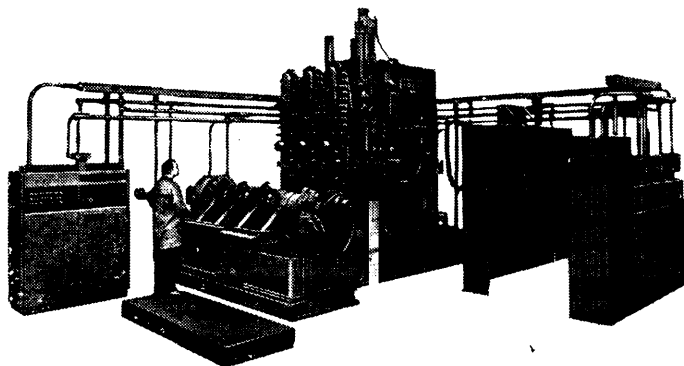
Автоматический однопозиционный станок КРОСС для многооперационной обработки деталей при малом объеме выпуска

Полные производственные комплексы КРОСС состоят из одной или нескольких автоматических линий и специальных станков, на которых выполняются металлорежущие, сборочные и испытательные операции при среднем и высоком объеме выпуска продукции. Комплекс, показанный ниже, состоит из нескольких линий типа КРОСС MOD II TRANSFER-MATIC, на которых перемещение деталей осуществляется шаговым транспортером

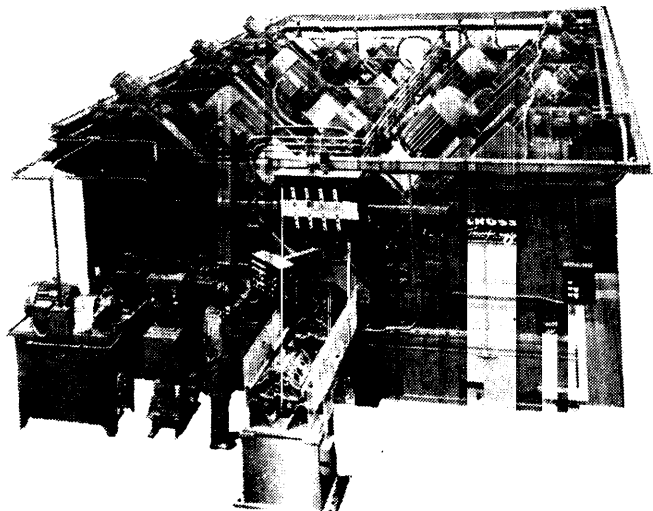




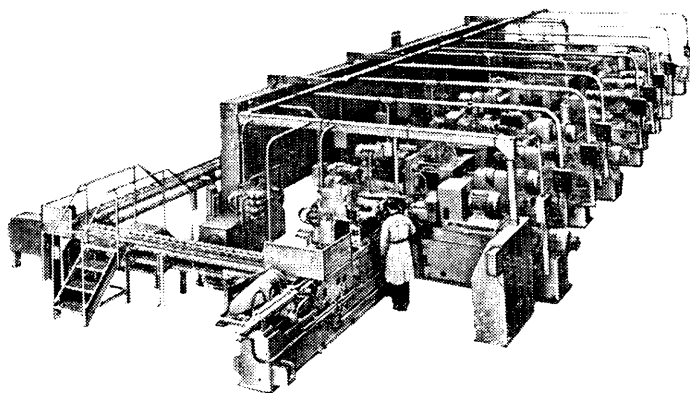
Автоматический многопозиционный станок КРОСС с поворотным столом для многооперационной обработки деталей при высоком, среднем и малом объеме выпуска



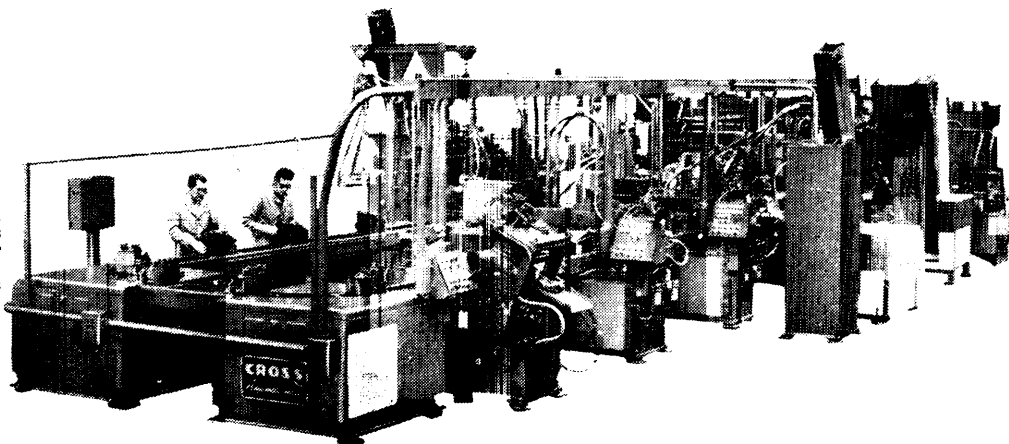
Автоматический специальный обрабатывающий центр КРОСС с числовым управлением для многооперационной обработки деталей, изготавливаемых партиями при малом объеме выпуска



Линия КРОСС MOD I TRANSFER-MATIC для многооперационной обработки деталей при среднем и высоком объеме выпуска. Обрабатываемые детали транспортируются путем скольжения по направляющим



Линия КРОСС MOD III TRANSFER-MATIC для многооперационной обработки деталей при среднем и высоком объеме выпуска. На линиях этого типа деталь зажимается в слутнике, который во время движения жестко связан с транспортным механизмом, осуществляющим движение до следующей позиции



Линии КРОСС MOD IV TRANSFER-MATIC и ASSEMBLE-MATIC для многооперационной обработки деталей при среднем и высоком объеме выпуска. На линии деталь зажимается в слутнике, который движется от одной позиции к другой независимо от других слутников при помощи несинхронного транспортера



балканкар

ТРАДИЦИЯ И СОВРЕМЕННОСТЬ

Современная компактная конструкция электропогрузчиков гарантирует высокую производительность

Электропогрузчики:

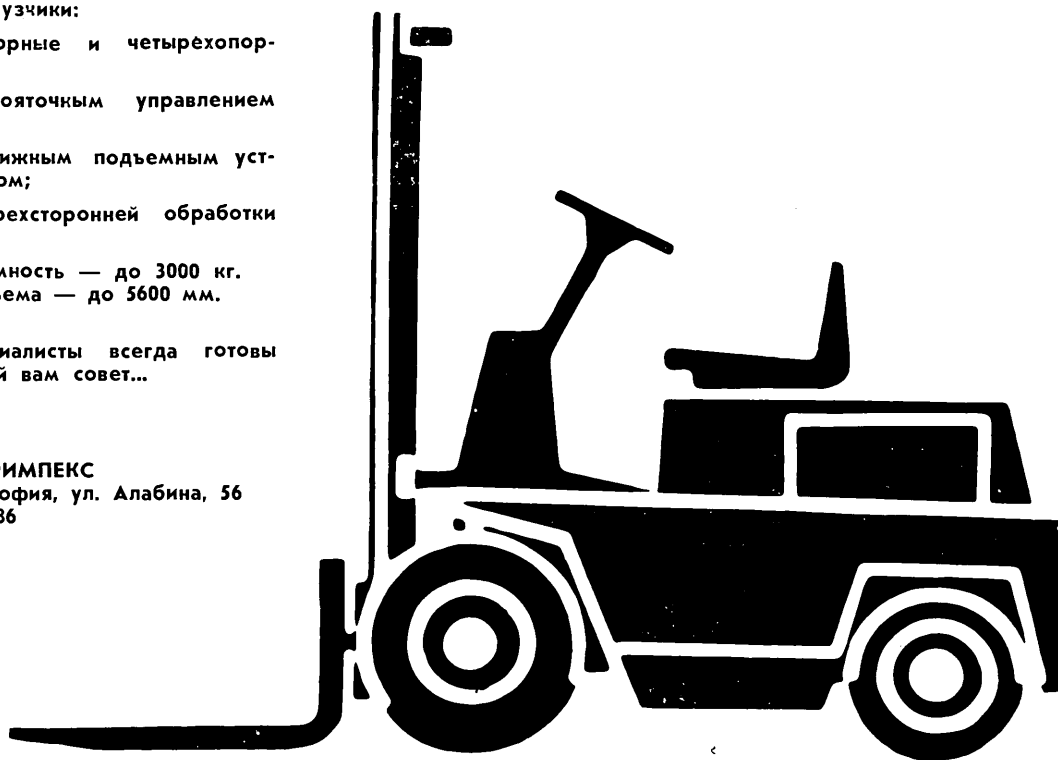
- трехопорные и четырехопорные;
- с ручейным управлением с пола;
- с выдвижным подъемным устройством;
- для трехсторонней обработки грузов.

Грузоподъемность — до 3000 кг.
Высота подъема — до 5600 мм.

Наши специалисты всегда готовы дать нужный вам совет...

Экспортер:

БАЛКАНКРИМПЕКС
Болгария, София, ул. Алабина, 56
Телекс 022386



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ. 1976. № 7, 1—48