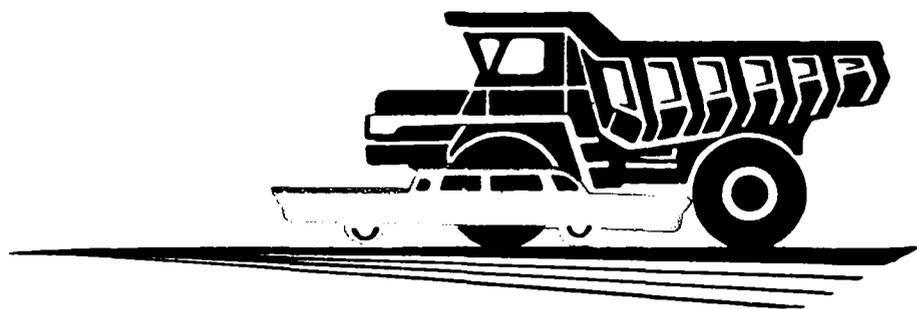


А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1963

9



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- В. Н. Сухопольский — Новейшие способы удаления стружки и очистки охлаждающей жидкости 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- В. Н. Луканин — Пути снижения шума при сгорании в дизелях 5
Е. Н. Зайченко, Б. И. Капралов — Сравнение топливной экономичности автомобильных двигателей по результатам испытаний 9
Г. М. Багров — Построение разворота управляемых колес при различных положениях подвески автомобиля 11
Е. С. Саввушкин, В. Ф. Курылев — Собственные колебания в продольной плоскости системы тягач — полуприцеп 14
Б. Л. Бухин — К расчету резинокордных упругих элементов пневматической подвески автомобиля 15
Д. А. Антонов — К расчету проектируемых автомобилей на устойчивость движения 18
А. И. Ахмедов — Анализ тяговых качеств автомобиля с помощью электронно-цифровых вычислительных машин 23
В. В. Любушкин, В. Г. Розанов — Пути усовершенствования тормозной системы с пневматическим приводом 26
А. С. Штейнберг — Охлаждение спирали свечи накаливания потоком воздуха в камере сгорания газотурбинного двигателя 28
Н. М. Сергеев, П. И. Тараненко — Отметчики пути с переменным масштабом записи 32

ТЕХНОЛОГИЯ

- М. И. Басов — Производство стальных поршневых колец на базе комплексной автоматизации технологических процессов 34
А. С. Ильчинский — Пневмоустановка для сборки сальника 38
А. А. Евграшин — Универсальная пневматическая подача ленточного материала в рабочее пространство пресса 39
Г. И. Калашников — Механизация подачи заготовок от нагревательной печи на штамп 40
Я. Н. Фунштейн, Б. Я. Готлейб, С. К. Кручина — Высокотемпературная газовая цементация природным газом 41

ИНФОРМАЦИЯ

- А. П. Бородина, В. И. Прочко — Применение методов математической статистики для контроля производственных затрат 42
А. М. Горелик, А. Д. Баранов — Регулятор положения кузова для пневматической подвески 44
Е. С. Майоров — Чехословацкие городские автобусы 46

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- П. С. Фомин — Рецензия на книгу П. М. Хельдта «Автомобильные сцепления и коробки передач», изд. 2, перевод с англ., Магиз, 1960 48
Новые книги 3-я стр. обл.

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

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

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор В. П. Крылова.

Сдано в производство 7/VII 1963 г. Подписано в печать 21/VIII 1963 г. Т-10584.
Тираж 14425 экз. Печ. л. 5. Уч.-изд. л. 8,5. Бум. л. 3. Формат 60 × 92¹/₂. Зак. 3024.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9

СЕНТЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

Тод издания ХХІХ

**ЭКОНОМИКА
и организация
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 621.773:62-715

Новейшие способы удаления металлической стружки и очистки охлаждающей жидкости

В. Н. СУХОПОЛЬСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

О СУЩЕСТВЛЕНИЕ комплексной механизации и автоматизации сбора, удаления и переработки металлической стружки возможно при условии, когда станочный парк металлообрабатывающего цеха оборудован механизмами, при помощи которых стружка непрерывно удаляется от станков на транспортные средства.

Это условие должно выдерживаться особенно строго для стальной витой и вьюнообразной стружки.

При непрерывном удалении вьюнообразной стружки от станков с помощью механизмов на линейные конвейеры, а затем на магистральные обеспечивается надежное транспортирование стружки, так как при этом нет условий создания больших спутанных клубков и куч стружки, что всегда усложняет ее транспортирование.

Эту задачу следует решать при конструировании новых станков и станочных автоматических линий.

Существующие станки, не имеющие механизмов для удаления стружки, но входящие в общую систему комплексной механизации и автоматизации сбора и удаления стружки, необходимо модернизировать с целью устройства в них механизмов для выброса стружки за пределы станков.

В зависимости от типов станков и вида стружки применяют различные механизмы для удаления ее из станков и станочных автоматических линий.

В автоматических станочных линиях стружка, как правило, убирается вместе с охлаждающей жидкостью. Она падает с резцов вниз в желоб, расположенный под станками линии.

В желобе могут размещаться скребковые, винтовые, инерционные и гидравлические конвейеры, при помощи которых стружка с охлаждающей жидкостью транспортируется в отстойные баки, расположенные вне автоматических линий.

Вопрос правильного выбора типа конвейера для транспортирования стружки с охлаждающей жидкостью является весьма серьезным.

Необходимо учесть, что станки в автоматических линиях расположены чрезвычайно плотно между собой, и ремонт конвейеров, находящихся под ними, крайне затрудняется.

Применение обильного количества охлаждающей жидкости при обработке металлов резанием, особенно в автоматических линиях, приводит к тому, что стружка, выходящая вместе с эмульсией, представляет собой пульпу, в которой стружки гораздо меньше, чем охлаждающей жидкости, как по весу, так и по объему.

Поэтому транспортировать пульпу механическими конвейерами неудобно и невыгодно, и совершенно естественно, что в настоящее время уборку стружки из-под автоматических линий вместе с охлаждающей жидкостью стали осуществлять гидроконвейерами.

Гидроконвейер совершенно не имеет движущихся частей, поэтому эксплуатационные расходы по обслуживанию гидроконвейеров очень низки, а капитальные затраты на него ниже, чем на любой механический конвейер. Гидротранспорт применяется для мелкой стружки из любого металла.

Транспортирование металлической стружки гидравлическим способом осуществляется следующим образом. Под станками автоматической линии, в полу или на его поверхности устанавливают желоб определенной формы, куда с резцов падает стружка вместе с охлаждающей жидкостью. Желоб устанавливается с некоторым уклоном в сторону направления пульпы для лучшего ее движения. Из отстойного бака в желоб подводится под определенным давлением часть охлаждающей жидкости, направленная по движению пульпы через по-

будительные сопла, вызывая этим перемещение пульпы по желобу в отстойный бак.

На рис. 1 изображена секция желоба гидроконвейера для удаления алюминиевой стружки от автоматической линии, установленной на Московском автозаводе имени Лихачева. Желоб изготовлен из листовой стали толщиной 3 мм, трапециевидальной формы в поперечном сечении, по бокам желоба

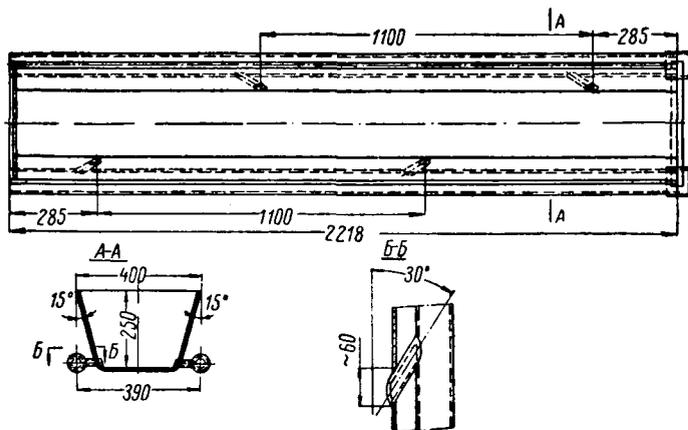


Рис. 1. Секция желоба гидроконвейера фирмы Рено (Франция).

размещаются две трубы диаметром 49,5 мм, подающие жидкость из отстойного бака под давлением 98 м вод. ст.

Эти трубы соединяются с желобом с помощью косых сопел диаметром 18 мм под углом 30°. Секции желоба соединяются между собой и могут составить любую длину гидроконвейера.

Гидроконвейер работает на автозаводе около двух лет и показал себя в работе как надежный и дешевый конвейер, не требующий никакого ухода и ремонта.

Американские фирмы рекомендуют несколько другую форму желоба для транспортирования стальной стружки. Канал (желоб), идущий вдоль автоматической линии, сделан в бетонном полу и облицован листовой сталью толщиной 4 мм. Поперечное сечение канала не имеет острых углов. В случае, если требуется поворот гидроконвейера в горизонтальной плоскости, минимальный радиус изгиба рекомендуется принимать 1800 мм.

Уклон канала по ходу движения пульпы принимается $1/30$. Побудительные сопла устанавливаются в виде вертикальных труб диаметром 25—32 мм со специальными наконечниками.

Гидроконвейеры для удаления стружки вместе с охлаждающей жидкостью из-под автоматических линий являются весьма прогрессивными. Можно предположить, что в ближайшее время они станут основным видом конвейеров для транспортирования мелкой стружки с большим количеством охлаждающей жидкости, как наиболее экономичные и простые в обслуживании.

Для мелкой стружки из различных металлов с обильным количеством охлаждающей жидкости целесообразно применять гидроконвейеры, а для стальной витой стружки — специально винтовой конвейер.

Кроме непрерывного удаления стружки из-под станков, вторым сложным делом является отделение охлаждающей жидкости от стружки и ее очистка от мелких включений металла и других загрязняющих тел.

Станки, не входящие в автоматические линии, имеют при себе отстойные баки, куда поступает отделенная от стружки охлаждающая жидкость, отстаивается там и насосом подается через фильтры повторно к резцам.

Отделение охлаждающей жидкости от стружки и ее очистка в автоматических линиях производится двумя способами.

При одном способе охлаждающая жидкость отделяется от стружки в процессе транспортирования пульпы линейным конвейером, поступающая в специальные баки, где происходит окончательная ее очистка. Стружка в полусухом виде поступает на другие транспортные средства для дальнейшего ее транспортирования.

При другом способе, более распространенном, пульпа линейными конвейерами сбрасывается в отстойные баки, расположенные вне автоматической линии, где и происходит отделение стружки и окончательная очистка жидкости.

Очистка охлаждающей жидкости со стальной стружкой происходит за 6—8 мин, а с алюминиевой — за 10—15 мин. Таким образом, объемы баков соответственно должны быть не менее 8-, 15-минутного расхода охлаждающей жидкости. За это время стружка, поступившая в бак, оседает на дно бака, откуда скребковый конвейер непрерывно выгребает ее и в полусухом виде подает на магистральные конвейеры для дальнейшего ее транспортирования.

Охлаждающая жидкость, проходя в баке лабиринтовый путь, очищается от стружки и других загрязняющих тел и подается насосом повторно к станкам. Такая система, применяемая для стальной и алюминиевой стружки, устраняет дальнейшую фильтрацию охлаждающей жидкости. Степень очистки жидкости от взвешенных частиц при втором способе достигает 90—92%.

На рис. 2 показана схема удаления стружки и очистки охлаждающей жидкости автоматической линии обработки поворотного кулака фирмы Геллер (ФРГ), установленной на Московском автозаводе имени Лихачева.

Под станками автоматической линии 1 в желобе 2 размещен скребковый конвейер 3, на который падает стальная стружка вместе с охлаждающей жидкостью со станков.

Скребковый конвейер по желобу перемещает стружку с большим количеством охлаждающей жидкости за пределы

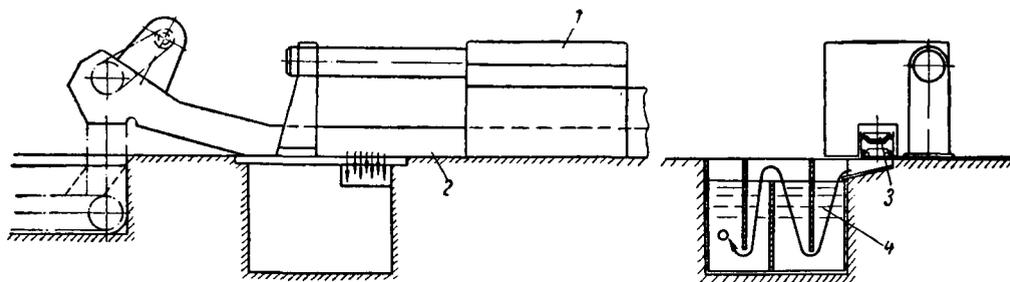


Рис. 2. Схема удаления и отстоя эмульсии фирмы Геллер (ФРГ).

станков, где приводная головка конвейера приподнимается на 1 м, производя перегрузку стружки на другой конвейер, расположенный в канале пола. Охлаждающая жидкость перед подъемом конвейера через отверстия в желобе поступает в отстойный бак 4 емкостью 20 м³, расположенный под полом цеха на глубине 2,5 м рядом с автоматической линией.

Отстойный бак имеет ряд лабиринтовых перегородок, благодаря которым охлаждающая жидкость очищается от всех взвешенных частиц и насосом подается повторно к станкам автоматической линии.

Этот способ отделения охлаждающей жидкости от стружки и дальнейшей ее очистки имеет очень большие недостатки, которые в основном сводятся к следующему: через отверстия в желобе конвейера, которые служат для отвода жидкости в отстойный бак, проскакивают мелкие кусочки стружки и вместе с охлаждающей жидкостью попадают в отстойный бак. Кроме этого, обратная ветвь скребкового конвейера увлекает большое количество отрезков витой стружки, которая цепляется за скребки и при обратном ходе под желобом встречается с потоком охлаждающей жидкости, смывается со скребков и увлекается также в отстойный бак, вследствие чего бак быстро засоряется стружкой и требуется частая его очистка. Ко всему этому добавляется затруднение очистки бака вручную ввиду узких и глубоких карманов бака.

Учитывая перечисленные недостатки системы отделения охлаждающей жидкости от стружки и ее очистки фирмы Геллер, ее рекомендовать нельзя.

На рис. 3 изображена схема отстойного механизированного бака, установленного на заводе двигателей Форда в г. Клевленде (США).

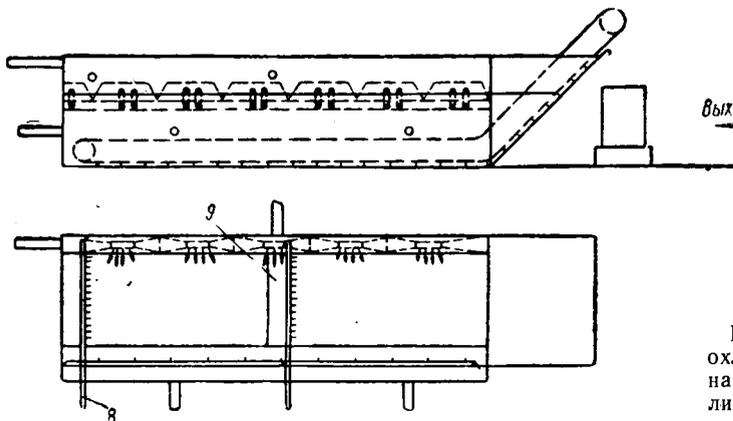
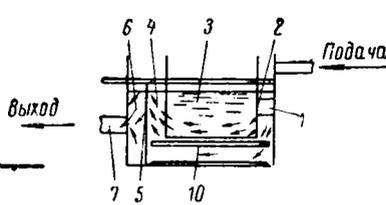


Рис. 3. Схема отстойного бака фирмы Форд (США).

Отстойный бак емкостью 15 м³ состоит из трех отделений, в которых происходит весь процесс отделения стружки и очистки охлаждающей жидкости.



Пульпа из охлаждающей жидкости и стружки поступает в отстойный бак, в первое отделение бака, где стружка при помощи скребкового конвейера 3 выгребается из бака и в полусухом виде поступает на магистральный конвейер 4, расположенный в центральном тоннеле, для дальнейшего транспортирования.

Из первого отделения отстойного бака во второе отделение охлаждающая жидкость поступает через наклонный карман, находящийся в нижней части бака и закрытый сверху металлической сеткой 5.

Движущиеся вместе с охлаждающей жидкостью мелкие частицы стружки задерживаются в карманах сеткой и по наклонной стенке кармана сползают на скребковый конвейер.

Во втором отделении бака охлаждающая жидкость продолжает очищаться от мелких взвешенных частиц стружки путем отстоя и в верхней части перегородки сквозь сетчатую секцию поступает в третье отделение отстойного бака уже в очищенном виде. Откуда она поступает к насосу 6 для повторной подачи ее частично к станкам автоматической линии и частично к гидроконвейеру.

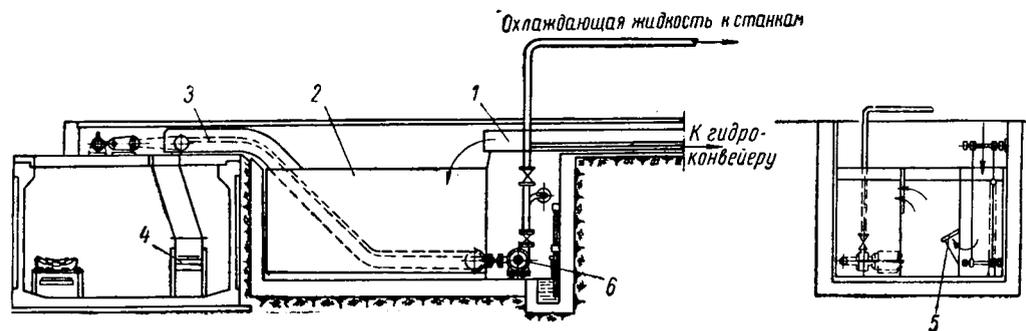


Рис. 4. Схема установки для отделения и очистки эмульсии от алюминиевой стружки Московского автозавода имени Лихачева.

Отстойный бак рассчитан на очистку масла или эмульсии в течение 5 мин. Длина его около 6 м, ширина 1,5 м и высота около 1,5 м.

Загрязненное масло или эмульсия вместе со стальной мелкой стружкой поступает в приемное отделение бака 1, в нем масло и стружка распределяются равномерно по длине бака и через боковые окна в перегородке 2, находящейся на глубине 300 мм от уровня масла, и затем эмульсия и стружка поступают в отстойное отделение 3.

В первом и во втором отделениях стружка интенсивно оседает на дно бака, а масло переходит в отделение 4, где оно продолжает очищаться от взвешенных в нем частиц стружки и грязи и в чистом виде переливается через регулируемые перегородки 5 в отделение 6. Из отделения 6 по трубе 7 масло поступает к насосу.

Чтобы образующаяся в масле пена и шлам не попадали вновь в чистое масло, из трубы 8 по поверхности масла в баке направляются опрыскивающие струи чистого масла, при помощи которых вся пена и шлам смываются к перегородке 9, погруженной в масло на 30 мм ниже уровня, откуда пена и шлам отводятся по трубам в сборник пены.

На дне бака первых трех отделений расположен скребковый конвейер 10, который осевшие стружку и грязь извлекает из бака в вагонетку для отправки ее в брикетировочное отделение. При этом способе степень очистки масла от стружки достигает 90—92%.

На рис. 4 показана установка для отделения и очистки эмульсии от алюминиевой стружки, работающая в цехе V-образного двигателя Московского автозавода имени Лихачева.

Автоматическая линия обработки впускного трубопровода оборудована гидроконвейером 1, который транспортирует алюминиевую стружку вместе с большим количеством охлаждающей жидкости в отстойный бак 2, расположенный под полом вблизи от автоматической линии и магистрального конвейера, подающего алюминиевую стружку в брикетировочное отделение.

Техническая характеристика данной установки приведена ниже.

Время отстоя эмульсии в мин	15
Производительность насоса в м ³ /ч	65
Напор насоса Н в м	98
Количество охлаждающей жидкости, поступающей к станкам, в м ³ /ч	30
Количество жидкости, поступающей к гидроконвейеру, в м ³ /ч	35
Мощность двигателя насоса N в квт	22
Диаметр трубы d ₁ , подающей охлаждающую жидкостью от насоса, в мм	146,5
Диаметр трубы d ₂ , подающей охлаждающую жидкостью к станкам, в мм	83
Диаметр трубы d ₃ , подающей жидкостью к гидроконвейеру, в мм	83
Скорость скребкового конвейера v в м/мин	3,3
Мощность двигателя скребкового конвейера N _к в квт	1,0
Рабочая ветвь конвейера	Нижняя

Эта установка работает на автозаводе имени Лихачева около двух лет и показала себя как вполне надежная система отстоя эмульсии и выгрева стружки на магистральный конвейер.

На рис. 5 изображен механизированный отстойный бак для отстоя и очистки эмульсии от стальной стружки, установленный в цехе V-образных двигателей Московского автозавода имени Лихачева.

От двух автоматических линий стальная стружка вместе с охлаждающей жидкостью винтовыми конвейерами 1 сбрасывается в отстойное отделение 2 механизированного бака по желобам 3.

В отстойном отделении бака большая часть стружки оседает на дно, а охлаждающая жидкостью поступает в отделение 4, продолжая очищаться от взвешенных в ней частиц стружки, которые оседают на наклонное дно бака.

Из второго отделения бака охлаждающая жидкостью проходит два ряда сетчатых перегородок 5 и поступает в отделе-

ние 6 уже в очищенном виде, после чего по трубе 7 поступает к насосам для подачи ее на автоматические линии.

Стружка, осевшая на дно двух отделений бака, извлекается скребковым конвейером 8 из бака и перегружается на магистральный конвейер, который транспортирует стальную

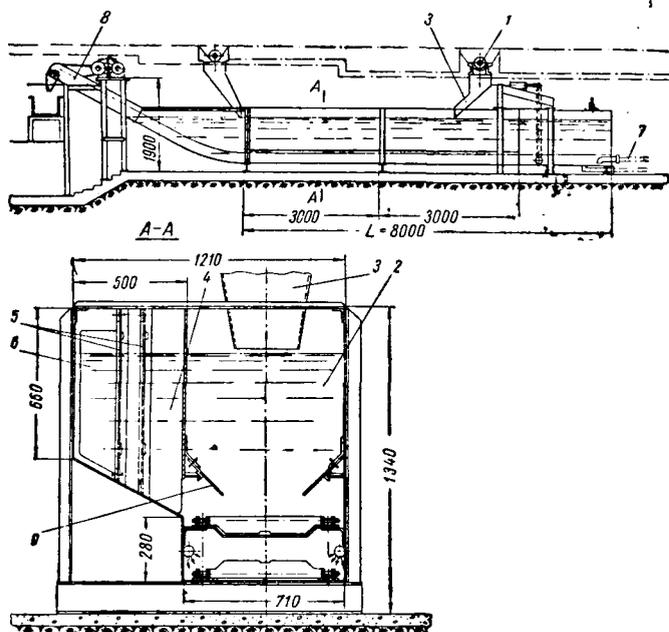


Рис. 5. Механизированный отстойный бак для стальной стружки.

стружку в брикетировочное отделение. В первом отделении бака устроены щитки 9, которые служат для направления оседающей стружки в середину скребкового конвейера.

Сетчатые перегородки для удобства обслуживания разбиты на секции, дающие возможность легко извлекать их из бака.

Техническая характеристика механизированного отстойного бака приведена ниже.

Количество охлаждающей жидкости, поступающей от двух автоматических линий, в м ³ ч	60
Время отстоя охлаждающей жидкости t в мин	10
Объем механизированного бака V в м ³	28
Скорость движения конвейера v в м/мин	3
Ширина скребка конвейера b в мм	550
Установленная мощность двигателя скребкового конвейера N_k в квт	1,7
Длина конвейера L в м	12,8

В настоящее время на Московском автозаводе имени Лихачева установлено десять отстойных баков при автоматических линиях, три из них для алюминиевой стружки и семь баков для стальной стружки. Для алюминиевой стружки один

из баков обслуживает пять автоматических линий. Он имеет длину отстойной части 36 м. Способ отстоя эмульсии в этом баке аналогичен способу отстоя в баке, показанном на рис. 5. Остальные два бака имеют устройство, аналогичное бакам, показанным на рис. 4. Все баки для отстоя алюминиевой стружки работают вполне удовлетворительно.

Для стальной стружки применяются отстойные баки трех видов конструкций. Четыре отстойных бака выполнены по конструкции, приведенной на рис. 4 и 5, которые показали хорошие результаты работы, а три бака выполнены по конструкции, показанной на рис. 2, которые работают неудовлетворительно.

Таким образом, для мелкой стружки из любого металла с большим количеством охлаждающей жидкости целесообразно применять отстойные механизированные баки конструкции, показанной на рис. 4 и 5. Следует учесть, что при стружке, имеющей витые куски не более 300 мм, рабочая ветвь скребкового конвейера должна быть верхняя (рис. 5). Мелкую стружку без витых кусков нужно транспортировать нижней ветвью скребкового конвейера (рис. 4).

Объемы отстойных баков для алюминиевой стружки следует принимать не менее 15-минутного расхода охлаждающей жидкости, а для стальной стружки 8-минутного расхода.

Если при этом применяется гидроконвейер, то объем отстойного бака должен быть увеличен на расход жидкости для гидроконвейера.

Кроме этого, следует стремиться отстойные баки совмещать с основной транспортной трассой уборки и подачи стружки на перерабатывающий пункт. Примером может служить система уборки стружки в цех V-образного двигателя Московского автозавода имени Лихачева.

Для отделения и очистки охлаждающей жидкости от витой и вьюнообразной стружки следует рекомендовать двухвинтовой отделитель с магнитным сепаратором.

Для удобства эксплуатации отстойных баков следует при проектировании их учитывать следующие обстоятельства:

1. Головку скребкового конвейера надо как можно выше поднять от уровня охлаждающей жидкости в баке для того, чтобы увлекаемая стружкой жидкость могла успеть отделиться (стечь) от стружки.

2. На дне бака, в зоне цепей конвейера, необходимо прокладывать трубы диаметром 2" с отверстиями для промывки бака от ила и грязи (рис. 5).

3. В системе трубопроводов отстойного бака надо учитывать отвод для сброса грязи и ила в канализацию при промывке бака. Кроме этого, надо предусмотреть возможность перекачивания охлаждающей жидкости в резервный сосуд при аварийных обстоятельствах.

4. Сетчатые секции следует делать нетяжелыми и легко извлекающимися из отстойного бака.

5. Не загружать отстойный бак стружкой при продолжительной остановке скребкового конвейера.

6. Стараться избегать очень длинных отстойных баков (более 20 м), так как при длинных баках усложняется точность монтажа конвейера и его ремонт.

Приведенные в данной статье способы и конструкции отстойных механизированных баков для отделения и очистки охлаждающей жидкости, впервые примененные при поточных системах массового производства, безусловно, будут усовершенствоваться и изменяться.



Пути снижения шума при сгорании в дизелях

В. Н. ЛУКАНИН

Московский автодорожный институт

ШУМ при сгорании в автомобильном двигателе с воспламенением от сжатия достигает значительных величин. Так, в двигателе с непосредственным впрыском мгновенные максимальные уровни шума достигают 120—125 дБ, в двигателе с камерой в поршне — 115—120 дБ, в двигателе с предкамерой или вихрекамерой — 112—115 дБ.

Анализ причин, приводящих к шуму от процесса сгорания, позволяет выбрать наиболее целесообразные пути снижения шума от сгорания. Такие мероприятия особенно необходимы при разработке многоцилиндровых двигателей на основе двигателя с воспламенением от сжатия, так как обычно при переходе к использованию в дизеле топлив с низким цетановым числом мгновенные максимальные уровни шума при сгорании растут на 5—7 дБ. Так, при работе двигателя с непосредственным впрыском на дизельном топливе отмечены мгновенные уровни шума 120—121 дБ, при переходе к работе на бензине (А-66), мгновенные уровни шума выросли до 125—126 дБ.

На рис. 1, а, б приведены индикаторные диаграммы и осциллограммы шума, полученные при испытаниях двигателей с различными типами смесеобразования. Излучателем звуковой энергии при сгорании является вся поверхность блока и головки двигателя. Осциллограммы, снятые в различных точках звукового поля двигателя, показали, что значительные импульсы шума при сгорании отмечаются во всех точках звукового поля. Мгновенные максимальные уровни шума при такте сгорания около картера двигателя всего лишь на 2—3 дБ ниже, чем мгновенные уровни, отмечаемые в зоне в.м.т.

Запись вибраций по контуру блока и головки двигателя также показывает наличие интенсивных вибраций при сгорании.

Причины шума при сгорании следующие: механическое воздействие поршня и колец на стенки цилиндра; воздействие импульса давления на стенки цилиндра; воздействие ударных волн, возникающих при сгорании и сопровождающих его в цилиндре двигателя.

Опыты показывают, что ударное воздействие поршня на стенки цилиндра при сгорании и трение колец не являются главными причинами, вызывающими шум при сгорании в автомобильном двигателе с воспламенением от сжатия.

Шум, возникающий по этим причинам, на 10—25 дБ ниже шума, вызываемого газодинамическими явлениями при сгорании [1], [2].

Как более экономичные сначала должны анализироваться и использоваться возможности снижения шума при сгорании в источнике его возникновения.

Параметры динамики цикла определяются физико-химическими процессами, происходящими при сжатии заряда, впрыске топлива, испарении, воспламенении и сгорании его в цилиндре двигателя.

В работах [3]—[5], посвященных изучению природы самовоспламенения в дизеле, указывается, что при объемном, многоочаговом воспламенении создаются наиболее благоприятные условия для возникновения ударных волн. Реакция сгорания протекает с большими скоростями в начале процесса сгорания, постепенно замедляясь в последующих стадиях. При точечном самовоспламенении в начальной стадии скорости сгорания несколько меньше и в дальнейшем процесс сгорания несколько ускоряется. В любом из этих случаев начавшийся процесс горения обуславливает определенные скорости выделения тепла, которые должны быть более высокими в начальной стадии в двигателях с объемным самовоспламенением. На интенсивность ударной волны, возникающей при самовоспламенении, значительно влияют местные скорости выделения тепла, отнесенные к единице массы вещества. Местные скорости выделения тепла трудно определять

экспериментальным путем. В наиболее близкой, видимо пропорциональной, связи с местными скоростями выделения тепла находится скорость выделения тепла, интегральным эффектом которой является определенный характер индикаторной диаграммы на участке от начала видимого сгорания до максимального давления цикла.

Принципиальный анализ ударных волн, волн детонации, а также явления взрыва, возможен с помощью уравнений сохранения массы, количества движения, энергии и уравнения состояния. Эти уравнения приводятся во всех руководствах по газовой динамике [5].

Предположим, что после самовоспламенения в цилиндре двигателя возникла ударная волна, движущаяся со скоростью D_0 по несгоревшей смеси, имеющей скорость u_0 и давление $p_0 = p_c$. Сзади фронта

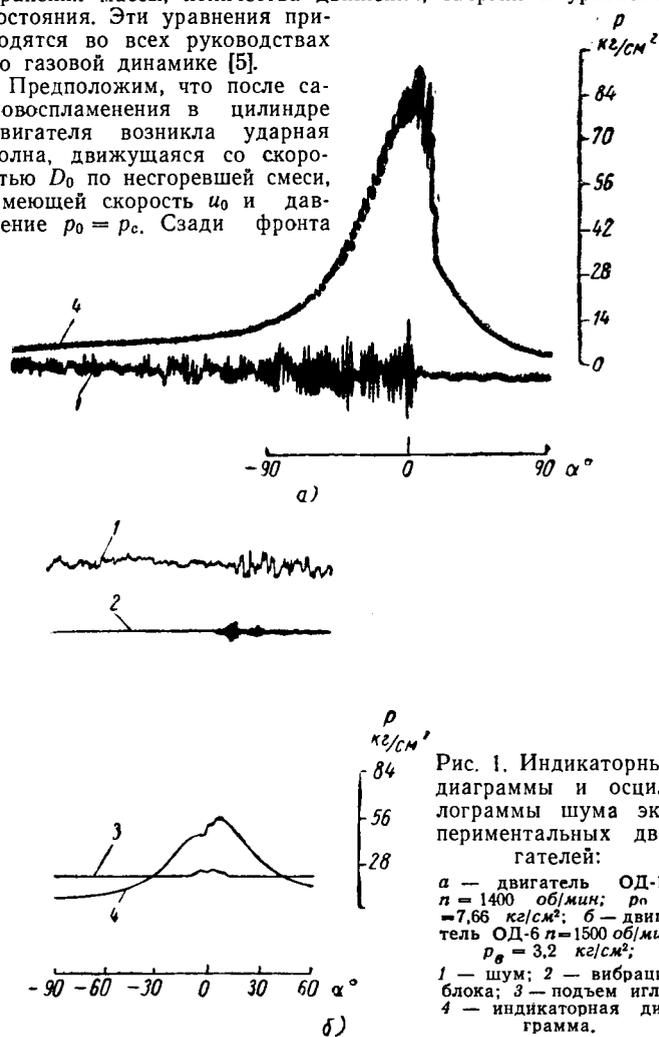


Рис. 1. Индикаторные диаграммы и осциллограммы шума экспериментальных двигателей:
а — двигатель ОД-17; $n = 1400$ об/мин; $p_0 = 7,66$ кг/см²; б — двигатель ОД-6 $n = 1500$ об/мин; $p_0 = 3,2$ кг/см²;
1 — шум; 2 — вибрации блока; 3 — подъем иглы; 4 — индикаторная диаграмма.

ударной волны движется фронт пламени, к которому также применимы уравнения сохранения. Фронт пламени движется по топливовоздушной смеси, поджатой начальной ударной волной. После прохождения фронта пламени давление будет падать [5], [6].

В какой-то момент времени возникающая ударная волна достигнет стенки, в результате чего давление резко повысится от p_c до p_1 ; отразившись, волна начнет двигаться навстречу фронту пламени и т. д. Скачок давления на стенке можно охарактеризовать отношением $\frac{p_1}{p_c}$. Путем алгебраических

преобразований упомянутых уравнений можно показать, что $\frac{p_1}{p_c} = f(D_0, u_0, a, q, k)$ [3], [5], [6], т. е. отношение $\frac{p_1}{p_c}$ зависит от скорости ударной волны, скорости среды, местной скорости звука, теплоты, выделяющейся в единице массы вещества в единицу времени, и показателя адиабаты.

Оказывается, что скорость волны тем больше, чем больше количество тепла q , выделяющееся при самовоспламенении. В этом случае будет увеличиваться и отношение $\frac{p_1}{p_c}$.

Продолжая этот анализ для последующих стадий процесса (отражение от стенок, встреча отраженной от стенки волны с фронтом пламени, отражение от фронта, новое отражение от стенки и т. д.), можно произвести расчет интенсивности ряда следующих друг за другом ударных импульсов на стенке цилиндра [6].

Известно, что, если движущаяся по газу ударная волна встречается с преградой (стенкой), то при отражении амплитуды волны увеличиваются больше чем вдвое; лишь при акустической безударной волне этот рост равен двум. Возникшее при отражении волны повышенное давление будет действовать на стенку в течение времени от момента отражения до прихода к стенке фронта пламени, т. е. стенка испытывает какой-то ударный импульс. Очевидно, что этот импульс будет тем больше, чем больше отношение $\frac{p_1}{p_c}$.

Большие величины $\frac{p_1}{p_c}$ следует ожидать при $D \rightarrow \infty$ и $u_0 \rightarrow 0$. Таким образом, два фактора будут определять интенсивность ударной волны в двигателе: количество тепла, воспламеняющегося со звуковыми скоростями (зависит от типа смесеобразования и характеристик топливоподающей аппаратуры), и газодинамическое состояние среды, в которой это воспламенение будет происходить (зависит от типа смесеобразования и конструкции двигателя, тангенциального впускного патрубка и т. п.).

Первым фактором будет определяться скорость ударной волны D , вторым — скорость среды u_0 , а вместе эти две скорости определяют перепад давлений в начальной ударной волне. Заслуживает внимания то обстоятельство, что в ряде двигателей газодинамическое состояние заряда влияет на количество топлива, подготовленного к воспламенению в конце хода сжатия. Это будет скрадывать полезный эффект снижения шума из-за увеличения u_0 . Данное обстоятельство следует иметь в виду при анализе причин шума двигателя во время его доводки.

С ростом числа оборотов процесс выделения тепла во времени будет более интенсивен. Более интенсивны и скорости движения воздуха. Эти два фактора действуют противоположно друг другу: один интенсифицирует шум, другой снижает. Экспериментально отмечено, что рост q происходит пропорционально первой степени числа оборотов, а скорости воздуха — квадрату числа оборотов. Поэтому, видимо, действие второго фактора с ростом числа оборотов должно проявляться сильнее. Отсюда можно сделать вывод, что при форсировании двигателей по оборотам не следует опасаться чрезмерно большого роста шума при сгорании. Итак, интенсивность ударной волны, а также и шум при сгорании решающим образом зависят от скорости выделения тепла в двигателе. Этот вывод находит свое экспериментальное подтверждение.

Напишем первый закон термодинамики в виде

$$\frac{dQ}{da} = \frac{Av}{k-1} \cdot \frac{dp}{da} + \frac{Akp}{k-1} \cdot \frac{dv}{da} \quad (1)$$

Из этого равенства видно, что, если в двигателе сгорание происходит близко к в.м.т.

$$(v = \text{const}), \text{ то } \frac{dQ}{da} = \frac{dv}{k-1} \times$$

$$\times \frac{dp}{da}, \text{ а если при } p = \text{const},$$

$$\text{то } \frac{dQ}{da} = \frac{Akp}{k-1} \cdot \frac{dv}{da}.$$

Следовательно, в первом двигателе можно установить зависимость шума при сгорании от $\frac{dp}{da}$, а во втором — от p_z .

В качестве исходного материала для определения параметра q можно использовать снятые с двигателей (см. таблицу) индикаторные диаграммы. Эта величина определялась следующим образом.

В соответствии с первым законом термодинамики

$$Q - Q_w - Q_a = A \left[\sum_0^n \frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{k-1} + L \right], \quad (2)$$

где $A \sum_0^n \frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{k-1}$ — теплота на выбранном участке индикаторной диаграммы, идущая на изменение внутренней энергии;

AL — полезная работа, совершаемая газами на том же участке;

Q_w и Q_a — соответственно количество тепла, отданное в охлаждающую воду и затраченное на диссоциацию молекул;

k — средний показатель адиабаты на выбранном участке индикаторной диаграммы.

Для упрощения расчетов принимаем, что $Q_w = Q_a = 0$.

Величиной AL также можно пренебречь, так как рассматриваемый процесс происходит около в.м.т. и полезная работа мала. По оценке обработанных индикаторных диаграмм величина AL составляет около 1—2% от первого члена уравнения (2).

В качестве начальной точки на индикаторной диаграмме принята точка c_1 — начало видимого сгорания; конечная точка z — точка максимального давления цикла. Видимо, более правильно выбрать в качестве конечной точки такую точку, где заканчивается начальный участок сгорания с максимальными величинами $\frac{dp}{da}$. Однако это влечет за собой

значительные ошибки при обработке индикаторных диаграмм. В соответствии с указанной выше формулой (2) может быть выражена через

$$Q_{cz} = A \frac{p_z V_z - p_c V_c}{k-1}. \quad (3)$$

Приведение величины Q_{cz} к единице времени и веса вещества производилось по формуле

$$q_{уд}^{cz} = \frac{Q_{cz}}{a_z - a_c} \cdot \frac{Gn}{G_0} \text{ ккал/сек} \cdot \text{г},$$

где $G_0 = \frac{p_0 v_h}{RT_0} \eta_v$;

Q_{cz} — количество тепла, выделяющегося на участке $c-z$ индикаторной диаграммы;

n — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;

G — количество вещества в цилиндре двигателя в г;

V_h — литраж двигателя в л;

η_v — коэффициент наполнения;

$p_0; T_0$ — давление и температура воздуха на входе в двигатель;

R — газовая постоянная воздуха.

Двигатель	S в мм	D в мм	ε	n в об/мин	V _h в л	V _c в л	Тип смесеобразования	Тип топливоподающей аппаратуры
ОД-ЯМЗ	140	130	16,5	2100	1,85	0,1195	Камера в поршне	Раздельная, четырехдырчатый распылитель
ОД-6	92	108	16,0	2500	0,843	0,062	Вихрекамерный	Раздельная, штифтовый распылитель
ОД-17	110	125	16,5	2800	1,35	0,087	Непосредственный впрыск	Насос-форсунка, семидырчатый распылитель

Метод получения и обработки индикаторных диаграмм и осциллограмм шума описан в работе [2]. Там же описана аппаратура, применяемая для исследования шума, происходящего от процесса сгорания в дизелях.

Результаты обработки индикаторных диаграмм испытанных двигателей приведены на рис. 2.

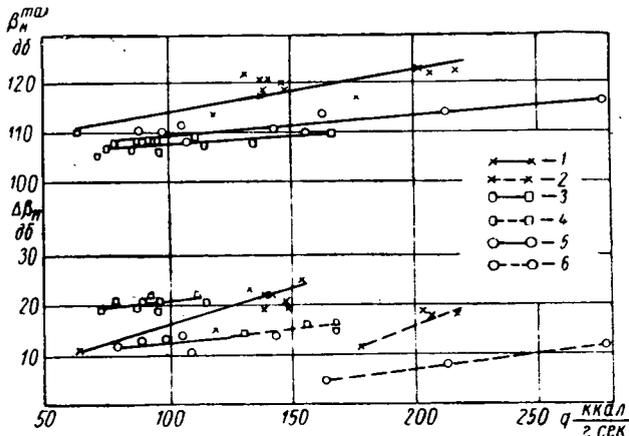


Рис. 2. Зависимость шума от удельной скорости выделения тепла:

1 — двигатель ОД-17, $n = 1400$ об/мин; 2 — двигатель ОД-17; $n = 2500$ об/мин; 3 — двигатель ОД-ЯМЗ, $n = 1400$ об/мин; 4 — двигатель ОД-ЯМЗ; $n = 2100$ об/мин; 5 — двигатель ОД-6, $n = 1500$ об/мин; 6 — двигатель ОД-6, $n = 2500$ об/мин.

Из этого рисунка видно, что с увеличением $q_{уд}^{cz}$ растут величины мгновенного превышения уровня шума $\Delta\beta_n$ и мгновенного максимального уровня шума β_{max} , т. е. большие количества теплоты приводят к более интенсивному ударному импульсу, а таким образом и к шуму. Если в двигателе воспламенение происходит в более спокойной среде, то ударный импульс больше, так как при данной скорости выделения тепла $q_{уд}^{cz}$ в двигателях с различным смесеобразованием отмечены различные параметры шума.

На рис. 3, а и б приведены зависимости параметра шума $\Delta\beta_n$ от величин $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ и p_z . Из рисунка видно, что в двигателе ОД-17 наиболее выражена зависимость шума от $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$, а в двигателях ОД-6 и ОД-ЯМЗ эта зависимость очень слаба. В двигателях ОД-6 и ОД-ЯМЗ шум зависит от p_z ; в двигателе ОД-17 резкое изменение $\Delta\beta_n$ по p_z происходит из-за переноса сгорания на линию расширения [большие величины $\frac{dv}{d\alpha}$ в уравнении (1)].

Таким образом, зависимость шума при сгорании от параметров динамичности цикла отмечается постольку, поскольку последние зависят от $q_{уд}^{cz}$.

Приведенный анализ причин шума от сгорания указывает на определенные возможности по его снижению при доводке двигателя путем реализации оптимальных значений газодинамических параметров состояния среды перед сгоранием путем подбора оптимального закона подачи топлива с целью получения невысоких для данного двигателя скоростей выделения тепла на участке видимого сгорания при удовлетворительной экономичности.

Импульс шума при сгорании высокочастотный. Скорость распространения ударной волны, как было указано выше, больше местной скорости звука. Экспериментально отмечено [7], что частота f воздействия ударного импульса на стенки может быть определена по формуле

$$f = m \frac{a}{2d},$$

где $m = 1,05 \div 1,15$;
 d — диаметр цилиндра;
 a — скорость звука.

На приводимых индикаторных диаграммах и осциллограммах шума (см. рис. 1) колебания среды в цилиндре и частоты звуковых колебаний примерно совпадают между собой и могут быть определены по указанной формуле.

Дополнительные возможности по снижению шума при сгорании можно определить при рассмотрении поведения механической системы (стенки камеры сгорания) при воздействии на нее совокупности усилий, возникающих в процессе сгорания.

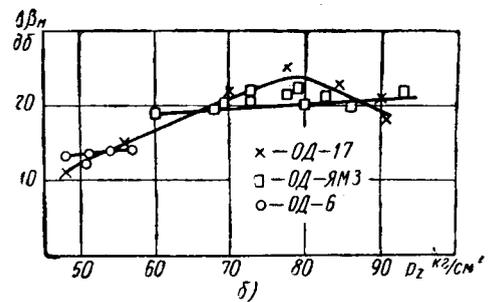
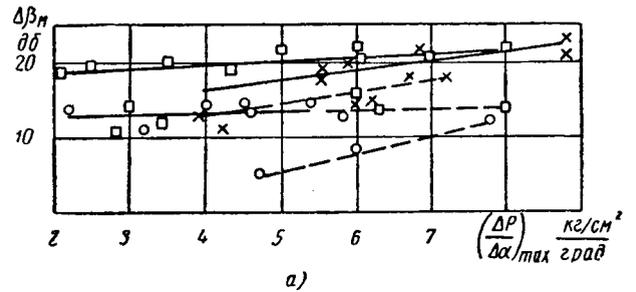


Рис. 3. Шум в зависимости от жесткости (а) и максимального давления цикла (б).

Поведение механической системы с одной степенью свободы под действием внешней силы произвольной формы можно описать дифференциальным уравнением

$$\ddot{x} + 2v\dot{x} + \omega_0 x = f(t), \quad (4)$$

$$\text{где } f(t) = \frac{F(t)}{m};$$

- v — затухание системы;
- ω_0 — собственная частота колебаний системы;
- m — масса системы;
- $F(t)$ — сила, приложенная к системе;
- x — смещение системы.

Решение этого дифференциального уравнения известно [8]; оно состоит из двух слагаемых: $x = x_{ст} + x_{дин}$.

Первый член представляет собой статическое отклонение системы (стенки), которое пропорционально действующей силе — давлению, развивающемуся при сгорании; второе слагаемое уравнения (4) выражает поправку к статическому отклонению, чтобы получить решение рассматриваемой динамической задачи.

Очевидно, что стенки цилиндра испытывают воздействие силы в форме импульса. От конкретного вида этой силы зависит величина динамической добавки.

Анализ решения дифференциального уравнения (4) показывает, что критерием наличия динамической добавки является изменение силы за полупериод собственных колебаний стенки, на которую действует переменная сила. Предельным случаем является ударное приложение нагрузки, когда скорость нарастания силы за полупериод бесконечно велика. В этом случае $x_{ст}$ удваивается. Если полупериод T собственных колебаний стенки настолько мал по сравнению с продолжительностью нарастания силы от 0 до максимального значения, что можно пренебречь наибольшим изменением внешней силы за полупериод собственных колебаний, то можно считать, что сила действует статически.

Из указанного следует, что если в цилиндре двигателя

происходит «плавное» сгорание с малыми величинами $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$,

то отклонения стенок цилиндра будут статическими. Величина этого отклонения будет пропорциональна силе и, таким образом, шум будет определяться величиной p_z . Очевидно, что для уменьшения амплитуды отклонения, а следовательно, и шума в этом случае следует стремиться к увеличению жесткости конструкции или снижению p_z . Если за полупериод собственных колебаний стенок блока двигателя происходит заметное изменение силы (большие $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$), то отклонения системы, а таким образом и шум будут несколько больше, так как возникнет динамическая добавка.

Из сказанного ясно, что полупериод собственных колебаний блока, головки является важным показателем, характеризующим склонность конструкции двигателя звучать при реализации в камере сгорания рабочего процесса с различными величинами $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ и p_z . Известно, что один и тот же рабочий процесс, осуществляемый

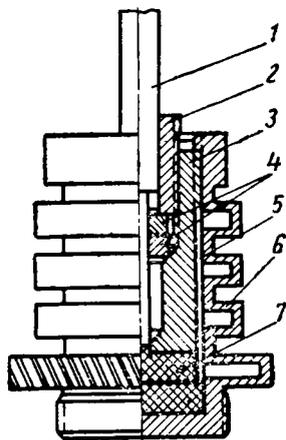


Рис. 4. Схема вибродатчика:

1 — кабель; 2 — гайка; 3 — втулка; 4 — шайба; 5 — прокладка; 6 — корпус; 7 — титанат.

в различных экспериментальных двигателях, создает при сгорании самые различные звуковые ощущения. Экспериментально на ряде двигателей определялись частоты собственных колебаний различных поверхностей блока и сопоставлялись изменения действующей силы за полупериод собственных колебаний. Для этих целей использовался вибродатчик (рис. 4) типа акселерометра, в котором в качестве чувствительного элемента использовался титанат бария. Во время опытов датчик крепился жестко на резьбе на исследуемой поверхности. Вес датчика 14 г, собственная частота ~ 20 кгц. Для регистрации колебаний использовался катодный осциллограф с фотопроставкой. Собственные колебания возбуждались резким ударом по блоку двигателя. В результате опытов установлено, что частоты собственных колебаний различных поверхностей блока двигателя ОД-17 составляют 2000—5000 гц. На индикаторной диаграмме (рис. 1, а) изменение

силы за полупериод собственных колебаний происходит при 2000 гц на 20 кг/см², а при 5000 гц всего лишь на 8 кг/см². Таким образом, одна конструкция или часть ее может звучать при реализации одного и того же рабочего процесса больше, другая меньше. Возникновение ударных волн при самовоспламенении во всех случаях приводит к значительным изменениям силы за полупериод, так как время действия волны на стенку мало и составляет по аналитической оценке $\sim 10^{-5}$ сек. Поэтому возникновение ударных волн в цилиндре двигателя во всех случаях нежелательно из-за опасности возникновения интенсивного шума. Ударные волны приводят также к ухудшению экономичности, так как в ударной волне скачок давления сопровождается скачком температуры, что при прочих равных условиях увеличивает потери в охлаждающую воду.

Итак, импульс шума при сгорании возникает из-за наличия при сгорании интенсивных вибраций, вызываемых ударными волнами и импульсом давления. На рис. 5 приведена схема обработки импульса собственных колебаний стенки блока двигателя. Величина затухания, входящая в уравнение (4), является существенным элементом, влияющим на звучание стенок двигателя. Затухание можно охарактеризовать коэффициентом диссипации энергии ψ :

$$\psi = \frac{\Delta w}{w},$$

где Δw — часть энергии колебаний системы, перешедшая за один цикл деформации в необратимую форму, или энергия, «потерянная» за один цикл деформации; w — потенциальная энергия системы, соответствующая амплитуде колебаний.

Известно, что $\psi = 2\delta$, где $\delta = \ln \frac{x_n}{x_{n+1}}$ — логарифмический декремент затухания колебаний.

Кроме того, $v = \frac{\omega_0}{2\pi} \delta$, где $\frac{\omega_0}{2\psi} = \frac{1}{T}$ — величина, обратная периоду собственных колебаний системы.

Как видно из рис. 5, величины δ , ψ , v , T могут определяться экспериментально. Опыты проводились на двигателе ОД-17. Удар производился изнутри по зеркалу цилиндра в поясе в.м.т. при положении поршня в н.м.т. Головка с двигателя была снята. В ряде случаев удар производился по блоку со стороны, противоположной датчику, расположенному в поясе в.м.т. Для пояса в.м.т. отмечено, что частота собственных колебаний блока лежит около 2500 гц, величина логарифмического декремента затухания $\delta = 0,23$. Было отмечено, что в поясе н.м.т. частота собственных колебаний равна 3000 гц, а для поверхности картера — 4000—4500 гц, соответственно $\delta = 0,18$; $\delta = 0,1$.

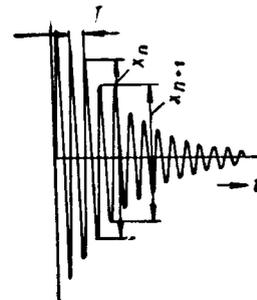


Рис. 5. Осциллограмма обработки импульса вибраций.

Путем сопоставления одинаковых по порядку следования колебаний определено затухание импульса вибраций по мере его распространения по картеру двигателя. Это затухание оказалось равным примерно 2 дб при распространении импульса от пояса в.м.т. до картера. Материал картера чугун марки СЧ 18-32.

Проводилась оценка логарифмических декрементов затухания стальных деталей двигателя и блока из алюминиевого сплава по той же методике.

Оказалось, что если принять логарифмический декремент затухания стали за единицу, то отношение $\delta_{ст} : \delta_{ал} : \delta_{чуг} = 1 : 3,5 : 10$.

Эти опыты показывают, что шум двигателя можно снизить путем тщательного подбора материала деталей двигателя, и главным образом блока и головки, с соответствующими механическими параметрами и структурой.

Известно, что в реальной системе, какой является блок картера двигателя $\psi = \psi_{вн.тр} + \psi_{взр} + \psi_{тр}$, где $\psi_{вн.тр}$, $\psi_{взр}$ и $\psi_{тр}$ — затухание, вызванное соответственно внутренним трением в системе, излучением звуковой энергии и трением между элементами конструкции.

Величина $\psi_{вн.тр}$ определяется структурой и механическими свойствами материала. Определенные возможности для снижения шума двигателя предоставляет величина $\psi_{тр}$, определяемая конструкцией двигателя. Например, если в конструкции цилиндра-поршневой группы двигателя имеется сухая гильза, то путем изменения посадки ее можно менять величину $\psi_{тр}$.

По экспериментальной оценке переход к посадке гильзы с зазором 0,02 мм от посадки с натягом 0,02 мм привел к снижению вибраций в зоне в.м.т. блока двигателя на 3—4 дб.

Из сказанного следует, что добиться заметного снижения шума двигателя можно путем внимательного анализа причин шума двигателя и решения комплекса вопросов, связанных с технологией, конструкцией и рабочим процессом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кошкин В. Е., Луканин В. Н., Гольский В. Е. Труды НАМИ, вып. 32, 1961.
2. Луканин В. Н. «Автомобильная промышленность», 1961, № 2.
3. Соколик А. С. Самовоспламенение. Пламя и детонация в газах. Изд-во АН СССР, 1960.
4. Басевич В. Я., Соколик А. С. Физико-химическая природа воспламенения в дизелях. Сб. «Поршневые двигатели внутреннего сгорания». Изд-во АН СССР, 1956.
5. Баум Ф. А., Станюкович К. П., Шехтер Б. И. Физика взрыва. Физматгиз, 1959.
6. Cole V. N. «Engineering», v. 177, № 4591, 1954.
7. Зинченко В. И. Шум судовых двигателей. Судпромгиз, 1957.
8. Крылов А. Н. Собрание трудов, т. IV. Изд-во АН СССР, 1937.

Сравнение топливной экономичности автомобильных двигателей по результатам испытаний

(В порядке обсуждения)

Е. Н. ЗАЙЧЕНКО, Б. И. КАПРАЛОВ

НАМИ

ДО НАСТОЯЩЕГО времени еще не выработаны достаточно объективные методы сравнения топливной экономичности автомобильных двигателей по результатам стендовых испытаний. Обычно сравнительная оценка экономичности двигателя производится по величине удельного расхода топлива

$$g_e = \frac{G_m}{N_e}$$

Экономичность двигателя оценивается на режимах номинальной мощности, максимального крутящего момента и в точках нагрузочных и скоростной характеристики, имеющих минимальный расход. Естественно, что при использовании двигателя на автомобиле метод оценки экономичности по отдельным точкам его характеристик не будет являться достаточно полным и, более того, может привести к неправильной оценке экономичности двигателя.

Известен ряд попыток введения оценочного параметра топливной экономичности, охватывающего широкий диапазон рабочих режимов автомобильных двигателей.

Так, при проведении международного дизельного конкурса в 1934 г. в СССР¹ был использован оценочный параметр эффективной экономичности $g_{e0.4}$, который вычислялся как среднее арифметическое шести значений удельных расходов топлива по формуле

$$g_{e0.4} = \frac{g_{e1} + g_{e2} + g_{e3} + g_{e4} + g_{e5} + g_{e6}}{6}, \quad (1)$$

где g_{e1} — средний удельный расход в г/л.с.ч., определенный по кривой $g_e = f(n)$ контрольной характеристики в диапазоне от $n=800$ об/мин до максимального числа оборотов, ограничиваемого регулятором;

g_{e2} — то же по кривой $g_e = f(n)$ характеристики, снятой после регулировки двигателя при максимальном расходе топлива в том же диапазоне числа оборотов;

g_{e3} — то же по кривой $g_e = f(n)$ для 70% от максимального расхода топлива;

g_{e4} — средний удельный расход, определяемый по нагрузочной характеристике при максимальном числе оборотов, при изменении среднего эффективного давления от $p_e=2$ кг/см² до максимального значения в случае полной подачи топлива;

g_{e5} — то же по нагрузочной характеристике для 75% от максимального числа оборотов;

g_{e6} — то же по нагрузочной характеристике для 50% от максимального числа оборотов.

Действующий ГОСТ 491-55 рекомендует оценочный параметр топливной экономичности $g_{e0.4}$, который подсчитывается как средняя арифметическая величина средних значений удельного расхода топлива по скоростной характеристике в диапазоне от номинального числа оборотов до 1,2 от минимального числа оборотов и средних значений удельного расхода топлива по нагрузочной характеристике при числе оборотов 0,5 от номинального числа оборотов в диапазоне нагрузок от 25 до 100%.

Вычисление среднеарифметических величин производится по десяти равномерно расположенным ординатам кривых удельных расходов по скоростной и нагрузочным характеристикам.

Недостаточная обоснованность в определении оценочного параметра по двум данным методам очевидна. В силу этого упомянутые методы сравнения топливной экономичности не нашли применения в автотракторном двигателестроении.

При анализе топливной экономичности автомобильных двигателей применяют метод сопоставления скоростных и нагрузочных характеристик.

Данный метод требует рассмотрения серии экспериментальных графиков, обобщенный анализ которых крайне затруднителен.

В этом отношении более удобен способ графического представления топливной экономичности в форме многопараметровых характеристик, использование которых в отечественном автомобильном двигателестроении было недостаточным.

Многопараметровая характеристика представляет собой совокупность скоростной и нагрузочных характеристик, последние представляются прямыми линиями, параллельными оси ординат, проведенными через соответствующие значения чисел оборотов вала двигателя. Таким образом, характеристика позволяет на одном графике представить поле зависимостей топливной экономичности во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов двигателя.

Визуальное рассмотрение многопараметровой характеристики позволяет сопоставить топливную экономичность двигателей не только по отдельным точкам, но и по средней экономичности в наиболее вероятных областях режимов. Визуальное исследование может быть дополнено более объективным методом анализа, который состоит в построении графика относительных площадей многопараметровой характеристики в зависимости от величины удельного расхода топлива.

Построение такого графика — кривой распределения площадей удельных расходов топлива — может производиться следующим способом:

1. На многопараметровой характеристике выбирают исследуемую область, которая по нагрузке ограничивается сверху скоростной характеристикой двигателя; нижняя часть исследуемой области ограничивается значением среднего эффективного давления, характерного для работы двигателя при движении автомобиля без нагрузки. Для двигателей автомобилей транспортного назначения можно положить $p_{e \min} = 0,3$ от $p_{e \max}$ по скоростной характеристике.

По числу оборотов исследуемую область также можно определить, исходя из наиболее вероятной области режимов работы двигателя при эксплуатации автомобиля. В частности, для автомобилей большой грузоподъемности наиболее вероятная область скоростных режимов распространяется от числа оборотов при номинальной мощности n_n до чисел оборотов, равных 0,4 и 0,25 от величины n_n соответственно для дизелей и карбюраторных двигателей.

2. Используя метод планиметрирования площадей многопараметровой характеристики, можно определить величины относительных площадей поля

$$\bar{f} = \frac{F_i}{F}, \quad (2)$$

где F_i — площадь, ограниченная кривой постоянного удельного расхода топлива;

F — площадь исследуемой области многопараметровой характеристики.

По результатам планиметрирования строится график в координатах g_e (по оси абсцисс) и \bar{f} (по оси ординат).

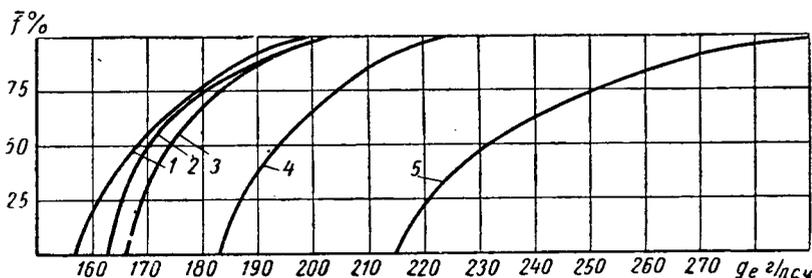


Рис. 1. Изменение удельного расхода топлива двигателей:
1 — ЯМЗ-236Т; 2 — ЯМЗ-236; 3 — Медоуз; 4 — Джимси-71Т; 5 — ЗИЛ-375.

¹ «Результаты конкурсных испытаний автомобильных дизелей», ОНТИ, 1937.

На рис. 1 приведена серия кривых, полученных в результате обработки многопараметровых характеристик сопоставляемых двигателей.

Использование подобных графиков позволяет не только сравнивать топливную экономичность двигателей в наиболее вероятных областях режимов, но и получать представление о средней топливной экономичности во всей исследуемой области. Величина среднего расхода топлива может быть определена с помощью графика как

$$g_{\text{ср}} = \int_0^1 g_e d\bar{f}. \quad (3)$$

Следует отметить, что определение величины $g_{\text{ср}}$ основывается на предположении об одинаковой по времени загрузке двигателя на всех режимах. Данное предположение является довольно условным, но тем не менее и все существующие методы сравнения топливной экономичности двигателя используют это допущение.

Применение в качестве оценочного параметра $g_{\text{ср}}$ значительно упрощает сравнительное сопоставление топливной экономичности различных двигателей, так как удельный расход топлива для всей рабочей области двигателя определяется одним числом.

За последние годы накоплено большое количество данных по результатам стендовых испытаний различных моделей автомобильных двигателей, в том числе и двигателей с номинальной мощностью 180—200 л. с. Объективное сравнение топливной экономичности этих двигателей представляет особый интерес в связи с созданием для автомобилей МАЗ нового двигателя ЯМЗ-236 с номинальной мощностью 180 л. с., а также в связи с планируемым использованием для автомобилей карбюраторных двигателей ЗИЛ-375 той же мощности.

Были выбраны четырехтактные дизели ЯМЗ-236 как в базовой модификации, так и в модификации с турбонаддувом, карбюраторные двигатели ЗИЛ-375, а также зарубежные дизели с турбонаддувом: четырехтактный двигатель Медоуз и двухтактный двигатель Джизмси модели 71Т.

Основные параметры сопоставляемых двигателей приведены в табл. 1. На рис. 2—4 приведены многопараметровые характеристики некоторых из этих двигателей.

Таблица 1

Модель двигателя	Номинальная мощность в л. с.	Удельный расход при номинальной мощности в г./л.с.ч.	Минимальный удельный расход по скоростной характеристике в г./л.с.ч.	Минимальный удельный расход по нагрузочным характеристикам в г./л.с.ч.
ЯМЗ-236	180	176	170	160
ЯМЗ-236Т (с турбонаддувом)	240	—	—	162
ЗИЛ-375	180	270	260	220
Медоуз	175	172	165	163
Джизмси-71Т	235	182	182	180

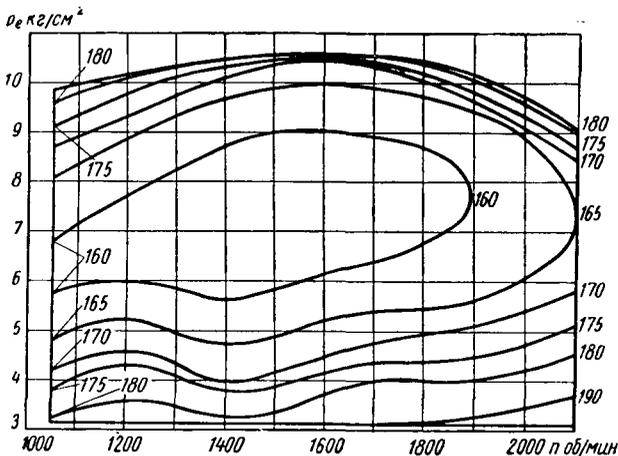


Рис. 2. Многопараметровая характеристика двигателя ЯМЗ-236Т.

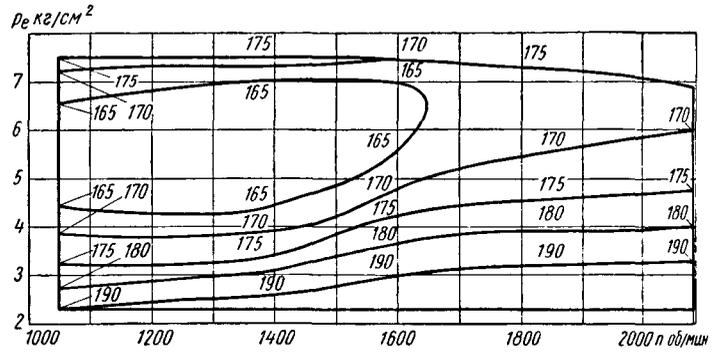


Рис. 3. Многопараметровая характеристика двигателя ЯМЗ-236.

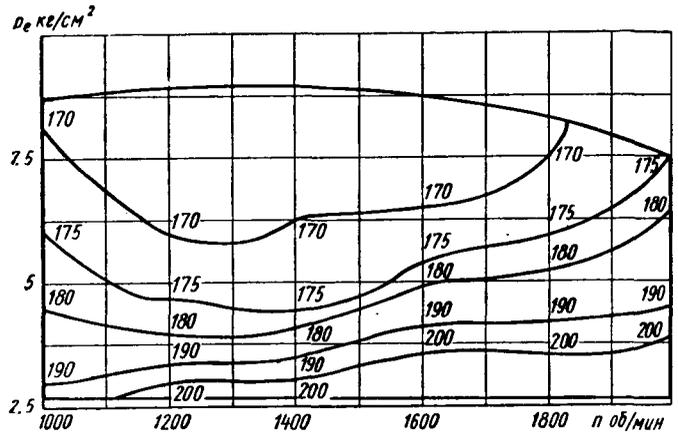


Рис. 4. Многопараметровая характеристика двигателя Медоуз.

Результаты обработки материалов испытаний сопоставляемых двигателей по ГОСТ 491-55 и по описанному методу сведены в табл. 2.

Таблица 2

Модель двигателя	$g_{\text{еот}}$ по ГОСТ	$g_{\text{ср}}$	$g_{\text{ср}}$ двигателя по отношению к двигателю ЯМЗ-236
ЯМЗ-236	175	163	1,000
ЯМЗ-236Т	—	167	0,965
ЗИЛ-375	262	236	1,364
Медоуз	173	178	1,029
Джизмси-71Т	—	195	1,127

Выводы

Наиболее экономичным из сопоставляемых двигателей оказался двигатель ЯМЗ-236Т (с турбонаддувом), т. е. турбонаддув обеспечивает не только повышение номинальной мощности, но и улучшение средней топливной экономичности.

Средняя топливная экономичность зарубежного четырехтактного дизеля Медоуз ниже средней экономичности двигателя ЯМЗ-236 в основной модификации и значительно уступает экономичности двигателя ЯМЗ-236 с турбонаддувом.

Значение среднего удельного расхода топлива нового карбюраторного двигателя ЗИЛ-375 значительно выше, чем соответствующее значение среднего удельного расхода топлива у дизеля ЯМЗ-236. Таким образом, несмотря на значительный прогресс в развитии карбюраторных двигателей, достигнутый за последние 25 лет, разница показателей топливной экономичности карбюраторных двигателей и дизелей практически не сократилась.

Более достоверное определение величины среднего удельного расхода $g_{\text{ср}}$ станет возможным по накоплению статистических данных об относительном времени работы двигателя на различных режимах, полученных в результате пробеговых испытаний автомобилей различного назначения.

Построение разворота управляемых колес при различных положениях подвески автомобиля

Г. М. БАГРОВ

Московский автозавод имени Лихачева

ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ автомобиля и его кузова необходимо точно знать кинематику перемещения отдельных агрегатов. Это приобретает большое значение в связи с тем, что современные кузова автомобилей имеют сложную форму и все агрегаты должны вписываться в эту форму с оптимальными зазорами.

При движении автомобиля подвеска изменяет свое положение относительно кузова — перекашивается. Этот перекося подвески во время движения наблюдается в какой-то степени все время, так как нет идеально ровных дорог, а также в результате неравномерного движения автомобиля. Как показывает опыт проектирования, наиболее важным является построение максимального разворота управляемых колес при максимально возможном перекосе подвески. При этом с учетом необходимых зазоров определяются поверхности внутренних деталей оперения и кузова автомобиля: вырез в крыле, форма брызговиков, необходимость надколесных ниш; выявляется правильность принятого расположения органов управления и т. д. При необходимости построение разворота возможно и при любом интересующем положении подвески.

Построению разворота управляемых колес предшествует построение перекоса подвески. При независимой подвеске можно самостоятельно рассматривать перемещения правой и левой частей подвески. Построение максимального перекоса для различных схем независимых подвесок не представляет особой трудности, так как оно сводится к перемещению направляющего устройства в крайнее верхнее положение согласно кинематике.

В случае зависимой подвески максимальный перекося представляет собой более сложное явление. Так же, как и при независимой подвеске, он характеризуется полным использованием динамического хода одного упругого элемента, причем второй упругий элемент полностью или частично разгружен и вывешивается.

Для удобства рассмотрения перекоса принимается, что кузов и рама автомобиля закреплены неподвижно, а перекашивается только подвеска. В первый момент зависимая подвеска перекашивается относительно мгновенного центра M_1 (рис. 1, б) с радиусом R_1 . Нахождение мгновенного центра перекоса указывается в соответствующей литературе [1]. С момента касания упругого элемента рамы автомобиля (или верхнего ограничителя) центром перекоса подвески будет точка A соприкосновения упругого элемента с рамой; причем резиновый буфер упругого элемента сбит и ограничитель касается металлическим буферодержателем. Такой случай недопустим при эксплуатации, но для того, чтобы предохранить детали кузова от разрушения, это положение необходимо учитывать. Крайнее положение перекоса в этом случае будет определяться стрелой выгиба H_a вывешенного упругого элемента. Стрелу выгиба определяют, исходя из максимально возможного вертикального ускорения неподдресоренных масс при отбоя подвески. Динамическая нагрузка на рессору P_a определяется как:

$$P_a = \frac{P}{2} \cdot \frac{a}{g} = \frac{P}{2} \cdot K_d \text{ кг,}$$

где P — вес неподдресоренных масс в кг;
 $g=9,81$ — ускорение силы тяжести в м/сек²;
 a — ускорение неподдресоренных масс подвески при отбоя в м/сек²;

$K_d = \frac{a}{g}$ — коэффициент динамической нагрузки, определяется экспериментально [2].

Тогда динамический прогиб вывешенного упругого элемента

$$f_a = \frac{P_a}{C} \text{ см,}$$

где C — жесткость упругого элемента при отбоя в кг/см, подсчитывается по известным параметрам [3] (момент инерции, длина упругого элемента).

Стрела выгиба вывешенного упругого элемента

$$H_a = f_a + f_1 \text{ см,}$$

где f_1 — стрела упругого элемента в свободном состоянии после затяжки в см.

Для наибольшей точности положения перекоса подвески следует учесть увеличение угла перекоса в связи со скручиванием рамы и перекосом кузова на своей подвеске, что обычно берется из практических данных.

В качестве упругих элементов зависимой подвески чаще всего применяются рессоры. Центральная точка закрепления рессор движется криволинейно [3], [4]. В связи с этим при деформации рессор вся подвеска смещается на определенный угол

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{m}{l \cos \varphi},$$

где m — перемещение подвески в результате криволинейного движения центральной точки закрепления рессор в см;

l — расстояние между рессорами в см;

φ — максимальный угол перекоса подвески в град.

Построение действительного положения перекоса зависимой подвески усложняется, таким образом, тем, что мгновенный центр поворота не является постоянным, а в процессе перекоса непрерывно смещается. В реальных условиях при перекосе на упругие элементы подвесок действуют и боковые силы, смещающие их в направлении действия. Практически это смещение очень мало и в расчет может не приниматься.

Для обеспечения стабилизации колес от действия боковых реакций шкворень колеса наклонен в гродольной плоскости на угол β (рис. 1, а). При зависимой подвеске направляющее устройство устанавливается под этим углом, в связи с чем вертикальные размеры деталей подвески на виде спереди будут искажены. В этом случае построение как перекоса подвески, так и разворота колес необходимо производить во фронтальной плоскости, проходящей на виде сбоку (рис. 1, а) параллельно углу β и через мгновенный центр поворота. Первоначально за такую плоскость выберем плоскость $L_1M_1Y_1$ (рис. 1, б), допуская для упрощения, что центральная точка закрепления рессор движется прямолинейно. На виде сбоку эта плоскость обозначена секущей L_1L_1 и проходит через точку M . Корректировка положения этой плоскости от криволинейного движения центральной точки закрепления рессор, позволяющая определить действительное положение перекошенных колес, будет произведена позднее.

На рис. 1, а для экономии места показаны вид сбоку и вид спереди, наложенные друг на друга. Для обеспечения простоты и лучшего понимания некоторые элементы построений рис. 1 вынесены отдельно. Практически построения выполняются обычно в масштабе $M 1:1$ и для экономии места, времени и обеспечения удобства и точности накладываются друг на друга.

В плоскости $L_1M_1Y_1$ вычерчиваем элементы подвески при спрямленном положении упругих элементов. Производим перекося подвески согласно изложенному. На положении окончательно перекошенной оси YU (теоретической оси) наносим положения колес, представляющие собой диаметральные сечения шин. Обычно колея автомобиля B задается по земле, колея же по оси колес

$$B_1 = B + 2 \operatorname{tg} \gamma R_k \text{ мм,}$$

где γ — угол развала колес в град;

R_k — статический радиус качения шины в мм.

Существует несколько способов подхода к началу построения разворота управляемых колес. Остановимся на одном из них, как более простом и доходчивом.

Автомобильное колесо представляет собой тело вращения, образованное вращением сечения *rjigied* относительно оси *XX*

Проводим через нее прямую *L₂L₂* перпендикулярно оси шкворня, являющуюся плановой проекцией плоскости *L₁M₁Y₁*. Проектируем на прямую *L₂L₂* точки треугольников. Получаем положение треугольников *ц₁g₁d₁* и *ц₁g₁s₁*, которые можно вращать относительно точки *Ш₁* в любую сторону. При этом необходимо учитывать схождение колес. На рис. 1, б показан для правого колеса разворот вправо по ходу автомобиля на угол

$$\delta_b = C_b - \lambda \text{ град},$$

где *C_b* — максимально возможный угол поворота правого колеса вправо в град;
 λ — угол схождения колес в град.

Проектируя точки повернутых треугольников *ц₂g₂d₂* и *ц₂g₂s₂* на положение перекошенной оси *YY*, получим повернутые положения треугольников *ц₃g₃d₃* и *ц₃g₃s₃*. Теперь необходимо произвести корректировку, позволяющую определить действительное положение плоскости *L₁M₁Y₁* на виде сбоку

(рис. 1, а). Поскольку траектория центральной точки закрепления рессоры на виде сбоку известна, то, имея окончательное положение перекошенной оси *YY* и конечное действительное положение мгновенного центра *M₂* (рис. 1, б), получим положение мгновенного центра и на виде сбоку *M₃* (рис. 1, а). Через *M₃* проводим секущую *LL* и дальнейшее построение производим во фронтальной плоскости *LM₁Y₁* (рис. 3). Для удобства объяснения положения перекошенной оси *YY* с развернутыми положениями треугольников *ц₃g₃d₃* и *ц₃g₃s₃* вынесены отдельно.

Чтобы учесть криволинейное движение центральной точки закрепления рессор, необходимо представить изображение наших треугольников по стрелке *P*, т. е. плановые проекции треугольников. Плоскость *LM₁Y₁* в плане будет представлять собой линию. Принимаем произвольно линию *Y₂Y₂||Y₁Y₁* за проекцию этой плоскости в плане. Строим плановые проекции тре-

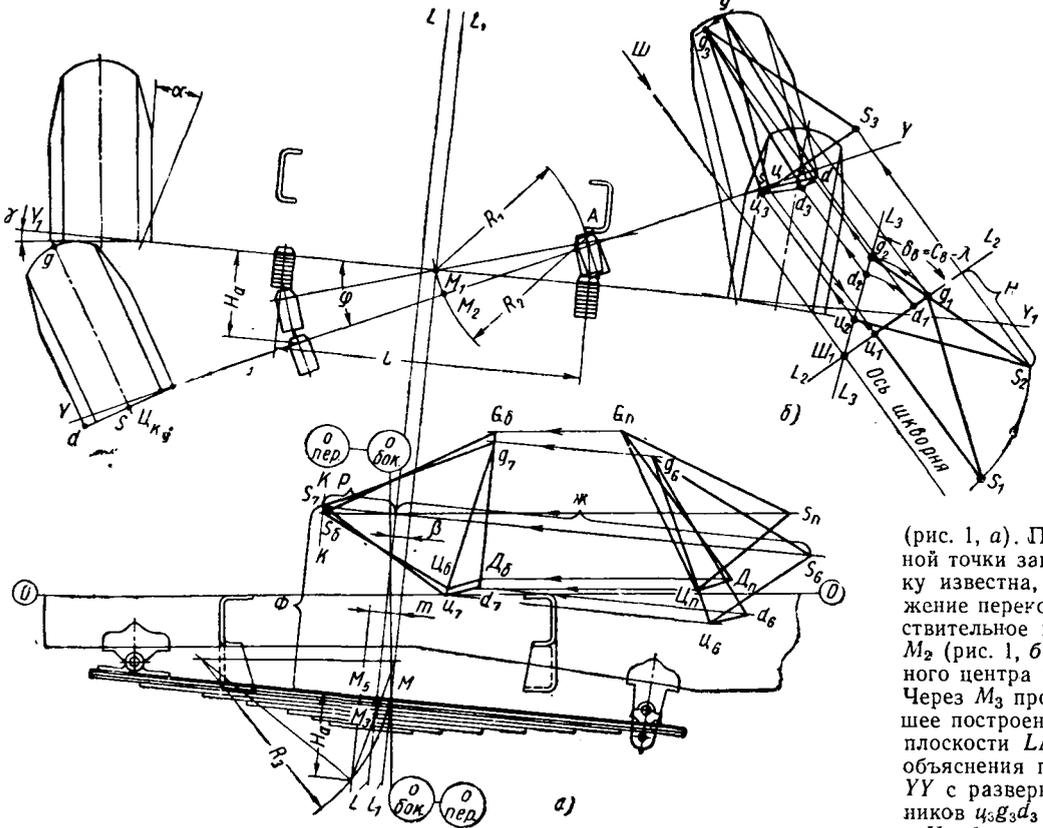


Рис. 1. Построение разворота управляемых колес и перекоса зависимой подвески автомобиля:
 а — вид сбоку; б — вид спереди.

(рис. 2). Следовательно, при различных положениях в пространстве в случае разворота колесо будет представлять целый ряд эллипсов. Для построения эллипса достаточно в пространстве иметь положение его большой и малой осей.

Соединим точки *ц* с *g* и *d* и *ц* с *g* и *s* (рис. 1, б). Получим два связанных треугольника *цgd* и *цgs*, которые характеризуют основные размеры колеса автомобиля, т. е. максимальную ширину и максимальный радиус. Все дальнейшее построение будет сводиться к развороту этих треугольников и последующему достраиванию элементов колеса путем ключей пропорциональности. Все точки автомобильного колеса при повороте его описывают окружности относительно оси шкворня. Проводим ось шкворня (рис. 1, б) и строим вид треугольников по стрелке *Ш*. Для этого на оси шкворня произвольно намечаем точку *Ш₁*, представляющую собой проекцию оси шкворня.

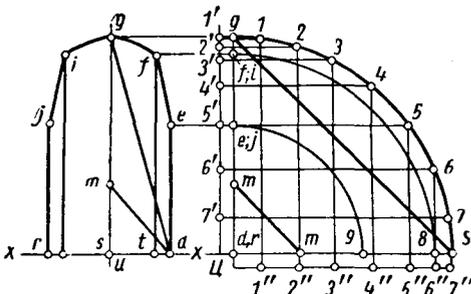


Рис. 2. Разбивка колеса для построений.

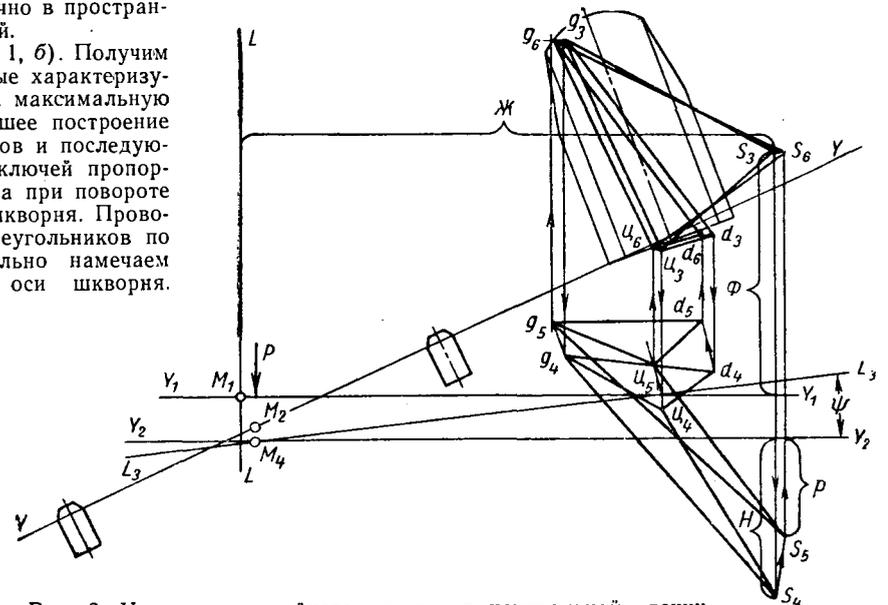


Рис. 3. Учет криволинейного движения центральной точки закрепления рессор.

угольников $u_4g_4d_4$ и $u_4g_4s_4$. Например, точка s_4 плановой проекции определится координатой n , взятой с рис. 1, б, относительно прямой L_2L_2 . Относительно прямой L_2L_2 берутся также плановые проекции и для других точек треугольников. Поворачиваем все точки треугольников на угол ψ , образованный прямыми Y_2Y_2 и L_3L_3 , относительно мгновенного центра поворота в плане M_4 . Проектируя точки повернутых треугольников $u_5g_5d_5$ и $u_5g_5s_5$ на положение перекошенной оси Y_1Y_1 , получим треугольники $u_6g_6d_6$ и $u_6g_6s_6$. Таким образом, криволинейное движение центральной точки закрепления рессор будет учтено. Далее на рис. 1, а строим положения треугольников на виде спереди, т. е. переносим их положения с рис. 3, причем линию Y_1Y_1 совмещаем с линией спрямленного положения рессор, а точку M_1 с точкой M_5 .

Затем строим боковые проекции треугольников $u_7g_7d_7$ и $u_7g_7s_7$ на рис. 1, а. Например, координата боковой проекции точки s_7 относительно секущей LL определяется величиной p , взятой с рис. 3. Координаты остальных точек находятся аналогично.

Ввиду того, что до сих пор все построения треугольников мы производили во фронтальной плоскости, наклоненной на виде сбоку по отношению к вертикали на угол β , то для получения действительного положения на рис. 1, а необходимо треугольники $u_6d_6g_6$ и $u_6g_6s_6$ развернуть относительно точки M_3 на этот угол против часовой стрелки. Получаем положение треугольников $u_nG_nD_n$ и $u_nG_nS_n$. В связи с этим каждая точка треугольников $u_7g_7d_7$ и $u_7g_7s_7$ на виде сбоку перемещается в плоскости, параллельных фронтальной плоскости LL , например,

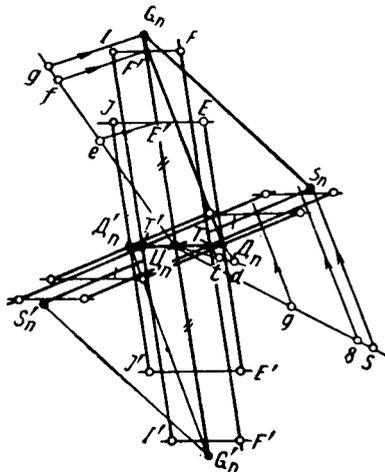


Рис. 4. Построение элементов автомобильного колеса.

точка s_7 перемещается в плоскости kk , и треугольники занимают положения u_6, G_6, D_6 и u_6, G_6, S_6 . Этим заканчивается построение разворота треугольников. Положения треугольников $u_nG_nD_n$ и $u_nG_nS_n$ и $u'_6G_6D_6$ и $u'_6G_6S_6$ являются действительными, что дает возможность перейти к непосредственному построению изображения колес.

На рис. 4 показан как бы овал, состоящий из полуосей эллипсов, построенных для точек сечения (рис. 2). Для примера взято положение треугольников на виде спереди $u_nG_nD_n$ и $u_nG_nS_n$. Из точки u_n (рис. 4) под произвольным углом проводим прямую и наносим на ней точки $g; f; e$, взятые с рис. 2. Соединяем точку G_n с точкой g и параллельно этой прямой через точки f и e проводим прямые. Полученные точки F' и E' делят линию u_nC_n на соответствующие пропорциональные отрезки. Такое построение называется ключом пропорциональности и часто применяется при кузовных работах [5], [6]. Соответственно делим линии u_nD_n и u_nS_n . Через точки F' и E' проводим прямые, параллельные u_nD_n , до пересечения с прямыми, проведенными параллельно u_nG_n , через точки $T; T'; D; D'$. Получаем точки $J; I; E; F$. Поскольку вначале для построения точек эллипсов была взята четверть колеса, то для получения полных осей необходимо каждую сторону построенного треугольника продолжить в диаметрально противоположном направлении и отложить соответствующие отрезки, т. е. $u_nG_n = u_nG'_n$; $u_nS_n = u_nS'_n$; $u_nD_n = u_nD'_n$.

Проведя аналогичные построения с диаметрально противоположной стороны, получим точки $J'; I'; F'; E'$ и т. д.

На рис. 5 показано построение эллипса по центру колеса, т. е. траектория точки g (рис. 2). Из точки u_n под произвольными углами проводим две прямые. С рис. 2 наносим на них соответственные точки $g; 1'; 2'; 3'$ и т. д. и $s; 1''; 2''; 3''$ и т. д.

Делим u_nG_n и u_nS_n на отрезки пропорционально отрезкам прямых u_ng и u_ns . Непосредственное нахождение точек эллипса $1; 2; 3$ и т. д. показано на рис. 5. Через точки $G_n; G'_n; S_n; S'_n$ проводим касательные, например, pn и tm . При правильном и точном построении точки эллипса не должны выходить за пределы этих касательных. Построение остальных эллипсов точек сечения на рис. 2 аналогично описанному.

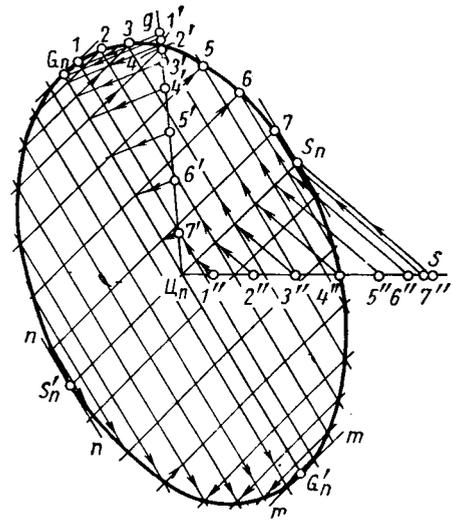


Рис. 5. Построение эллипса.

Обычно вполне достаточно двух проекций эллипсов колеса: спереди и сбоку. Данные построения требуют большой точности и аккуратности; достаточно трудоемки, как и все кузовные работы, и поэтому ниже даются некоторые практические советы, которые позволяют значительно ускорить построения.

1. Ввиду большого размера радиуса автомобильных колес, в целях экономии места часто вместо радиуса ug (рис. 2) берут отрезок длиной 200—300 мм (um) и уже после того, как получены конечные положения треугольников, их достраивают при помощи ключей пропорциональности до величины радиуса.

2. При переносе точек с рис. 2 очень удобно пользоваться полосками ровно отрезанной ватманской бумаги шириной 10—15 мм и необходимой длины. На полоски сносят соответствующие точки. Эти полоски сохраняют до конца построений.

3. При данных построениях приходится 2 раза поворачивать точки треугольников на некоторые углы относительно соответствующих центров. Для быстроты выполнения таких поворотов необходимо, перенеся на кальку соответствующие точки и удерживая центр острием циркуля, повернуть кальку на необходимый угол, зафиксировав при этом новые положения треугольников.

4. Поскольку эллипс — фигура симметричная, то при соответствующем навыке можно построить по точкам пол-эллипса и затем, перенеся его на кальку, достроить вторую часть эллипса без нахождения точек, центрируя по осям.

Описанный метод построения перекошенной зависимой подвески и разворота управляемых колес хорошо себя зарекомендовал при проектировании грузовых автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
2. Гельфгат Д. Б., Ошноков В. А. Рамы грузовых автомобилей. Машгиз, 1959.
3. Пархиловский И. Г. Автомобильные листовые рессоры. Машгиз, 1948.
4. Хельдт П. М. Шасси автомобиля. Машгиз, 1949.
5. Вильямс Д. А. Построение криволинейных поверхностей. Машгиз, 1947.
6. Кириллов А. Н. Сюрфасография. МКТП СССР, 1937.

Собственные колебания в продольной плоскости системы тягач—полуприцеп

Канд. техн. наук **Е. С. САВВУШКИН, В. Ф. КУРЫЛЕВ**

ЗНАЧИТЕЛЬНЫЙ рост производительности автомобильного транспорта и снижение себестоимости перевозок грузов на большие расстояния обеспечиваются путем применения большегрузных автопоездов. В настоящее время широкое распространение получили автопоезда, состоящие из тягача и полуприцепа (рис. 1).

Номенклатура перевозимых грузов на таких автопоездах самая разнообразная. В связи с этим для сохранности грузов

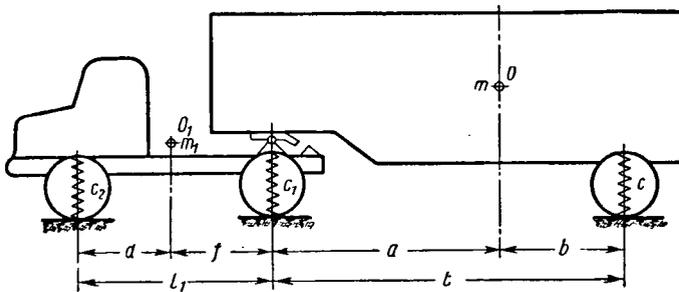


Рис. 1.

при перевозках предъявляются повышенные требования к комфортабельности автопоездов, которая, как известно, в значительной степени определяется динамическими параметрами автопоезда.

Одну из основных групп динамических параметров представляют собственные частоты колебаний поддресоренных масс тягача и полуприцепа, обеспечиваемые жесткостями подвесок.

Для автопоезда типа тягач—полуприцеп, являющегося сложной колебательной системой, решение задачи о собственных колебаниях связано с большими трудностями, однако, как показано в данной работе, эта задача вполне разрешима при допущениях, общепринятых во время исследований свободных колебаний автомобиля [1]. Следуя общепринятым допущениям, будем считать, что весами неподдресоренных масс тягача и полуприцепа по сравнению с весами поддресоренных масс можно пренебречь.

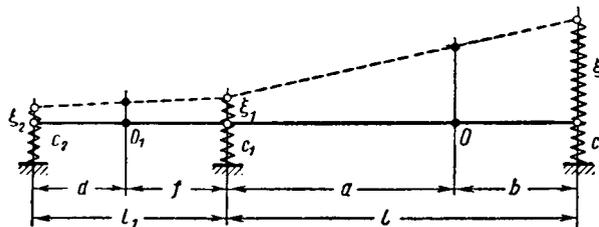


Рис. 2.

Тогда система тягач—полуприцеп будет иметь три степени свободы и ее положение в любой момент времени будет определяться тремя координатами: ξ ; ξ_1 ; ξ_2 (рис. 2).

Предположим, что при переезде через единичную неровность система тягач—полуприцеп выведена из положения статического равновесия и совершает около него свободные колебания.

Пропуская промежуточные выкладки, которые являются громоздкими, получим систему дифференциальных уравнений, описывающую процесс движения автопоезда:

$$\left. \begin{aligned} M_3 \ddot{\xi} + c \xi + M_0 \ddot{\xi}_1 &= 0; \\ M_0 \ddot{\xi} + M'_c \ddot{\xi}_1 + c_1 \xi_1 + M'_0 \ddot{\xi}_2 &= 0; \\ M'_0 \ddot{\xi}_1 + M'_n \ddot{\xi}_2 + c_2 \xi_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где

$$M_3 = m \frac{a^2 + i^2}{l^2}; \quad M'_c = m \frac{b^2 + i^2}{l^2} + m_1 \frac{a^2 + i_1^2}{l_1^2};$$

$$M'_n = m_1 \cdot \frac{f^2 + i_1^2}{l_1^2}$$

— соответственно массы, приведенные к подвеске полуприцепа, седельному устройству и к передней подвеске тягача;

$$M_0 = m \frac{ab - i^2}{l^2}; \quad M'_0 = m_1 \frac{fd - i_1^2}{l_1^2}$$

— массы «связи» для полуприцепа и тягача;
 m, m_1 — поддресоренные массы полуприцепа и тягача;
 i, i_1 — радиусы инерции поддресоренных масс относительно поперечных осей, проходящих соответственно через точки O и O_1 (рис. 1);
 c, c_1, c_2 — жесткости подвесок (рис. 2).

Уравнения, входящие в систему (1), не являются независимыми, что обусловливается наличием масс «связи» M_0 и M'_0 , которые в общем случае полагаем отличными от нуля.

Решение системы уравнений (1) ищем в виде

$$\left. \begin{aligned} \xi &= A \sin(pt - \alpha); \\ \xi_1 &= B \sin(pt - \alpha); \\ \xi_2 &= D \sin(pt - \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Подставляя выражение (2) в систему уравнений (1), для определения амплитуд колебаний A, B, D имеем

$$\left. \begin{aligned} (c - M_3 p^2) A - M_0 p^2 B &= 0; \\ -M_0 p^2 A + (c_1 - M'_c p^2) B - M'_0 p^2 D &= 0; \\ -M'_0 p^2 B + (c_2 - M'_n p^2) D &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Условие существования отличных от нуля решений системы алгебраических уравнений (3) представляет собой уравнение частот

$$\left[\frac{M_0^2 M_3}{c c_1 c_2} - \frac{M^2 M'_n}{c c_1 c_2} \right] p^6 + \left[\frac{M^2}{c c_1} + \frac{M'_n}{c_2} \left(\frac{M_3}{c} + \frac{M'_c}{c_1} \right) - \frac{M_0^2}{c_1 c_2} \right] p^4 - \left[\frac{M_3}{c} + \frac{M'_c}{c_1} + \frac{M'_n}{c_2} \right] p^2 + 1 = 0. \quad (4)$$

В это уравнение введено обозначение $M = \frac{mi}{l}$. Рассматривая

уравнение (4) как кубическое относительно p^2 , легко показать, что оно имеет три действительных положительных корня и таким образом определяет три собственные частоты системы тягач—полуприцеп p_1, p_2, p_3 .

Парциальные частоты для рассматриваемой системы будут определяться формулами

$$p'_1 = \sqrt{\frac{c}{M_3}}; \quad p'_2 = \sqrt{\frac{c_1}{M'_c}}; \quad \text{и} \quad p'_3 = \sqrt{\frac{c_2}{M'_n}}. \quad (5)$$

Как видно из уравнений системы (1), значения частот p_1, p_2, p_3 будут отличны от значения парциальных частот p'_1, p'_2, p'_3 , что объясняется существующей связью между колебаниями передней и задней подвески тягача, а следовательно, и колебанием подвески полуприцепа. Зависимость этих колебаний обусловливается наличием масс «связи» M_0 и M'_0 .

Рассмотрим случай, когда масса связи тягача $M'_0 = 0$ (т. е. $i_1^2 = fa$), что справедливо для большинства современных автомобилей. Тогда уравнение частот (4) распадается на два уравнения, из которых получим

$$p_{1,2}^2 = \frac{\left(\frac{M_c''}{c_1} + \frac{M_3}{c}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{M_c''}{c_1} + \frac{M_3}{c}\right)^2 - 4 \frac{M^2}{cc_1}}}{2 \cdot \frac{M^2}{cc_1}} \quad (6)$$

$$p_3^2 = \frac{c^2}{M_n}$$

Как видно из выражений (6), значение собственной частоты p_3 совпадает с соответствующей парциальной частотой p_3 , а частота p_1 и p_2 отличается от соответствующих парциальных частот p_1 и p_2 ввиду неравенства нулю массы «связи» полуприцепа M_0 .

Возвращаясь к общему случаю колебаний автопоезда, заметим, что его главные формы колебаний, соответствующие частотам p_1, p_2, p_3 , в каждом конкретном случае могут быть исследованы с помощью общеизвестных приемов [2].

Выводы

1. При составлении системы уравнений (1) диссипативные силы (сухое трение в подвеске и сопротивление амортизаторов) не учитывались ввиду незначительного влияния последних на собственные частоты [1].
2. Изложенный метод позволяет, зная жесткостные и весовые характеристики проектируемого автопоезда, при минимальной затрате времени определить собственные частоты колебаний поддресоренных масс системы тягач—полуприцеп.
3. Знание собственных частот определяет диапазон резонансных скоростей движения автопоезда.
4. Полученные результаты позволяют проводить при проектировании выбор жесткостей подвесок тягача и полуприцепа таким образом, чтобы резонансные скорости лежали вне диапазона эксплуатационных скоростей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
2. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. ОНТИ, 1936.

УДК 629.11.0.12.8

К расчету резинокордных упругих элементов пневматической подвески автомобиля

Канд. техн. наук **Б. Л. БУХИН**
НИИ Шинной промышленности

В ПОСЛЕДНИЕ годы в автомобильной промышленности заметно возрос интерес к пневматическим подвескам с резинокордной оболочкой вращения в качестве упругого элемента. В основном применяются и исследуются следующие типы элементов: двойные и тройные баллонные, одинарные диафрагменные и комбинированные (рис. 1).

Выбор типа и размера упругого элемента (под упругим элементом мы понимаем резинокордную оболочку совместно с арматурой, ограничивающей свободу ее деформации, — фланцами, кольцом, плунжером) определяется требованиями, предъявляемыми к подвеске автомобиля. Упругий элемент должен обеспечить заданные габариты, нагрузочную характеристику и жесткость подвески и иметь достаточные прочность и долговечность. Проектирование упругого элемента неразрывно связано с определением начального внутреннего давления и величины присоединенного к элементу дополнительного объема (ресивера).

В работе [1] был рассмотрен расчет семейства нагрузочных характеристик пневматической подвески с резинокордным упругим элементом заданной конструкции, т. е. характеристик, отвечающих различным величинам внутреннего давления и дополнительного объема и различным режимам изменения нагрузки (статическим и динамическим).

Рассмотрим обратную задачу — расчет величин внутреннего давления и дополнительного объема, а также основных геометрических характеристик упругого элемента, обеспечивающих заданные габариты, нагрузочные характеристики и жесткость подвески¹.

Семейство нагрузочных характеристик пневматической подвески описывается следующей системой уравнений [1]:

$$\left. \begin{aligned} Q &= pS; \quad S = \pi r_0^2; \\ \frac{dV}{df} &= -S \text{ или } V = V_0 - \int_0^f Sdf; \\ (p+1)V^n &= (p_0+1)V_0^n, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где Q — нагрузка;
 p — внутреннее давление в $кг/см^2$;
 S — эффективная площадь;
 V — внутренний объем системы подвески, состоящий из объема упругого элемента V_s и дополнительного объема V_p ;
 f — прогиб, отсчитываемый от положения подвески, принятого за начальное;
 p_0 и V_0 — внутреннее давление и объем системы в начальном положении;
 n — показатель политропы.

Первое уравнение — уравнение равновесия части резинокордной оболочки вместе с фланцем, вырезанной окружностью радиуса r_0 , проходящей через точки, в которых нормаль к оболочке параллельна оси вращения (рис. 2).

Второе уравнение выражает условие равенства работы внешних сил Qdf приращению потенциальной энергии сжатого воздуха $-pdV$. Изменением энергии деформации стенки оболочки пренебрегаем ввиду его малости.

Третье уравнение — уравнение политропы. Оно описывает изменение внутреннего давления в системе в связи с изменением объема при деформации.

Основной геометрической характеристикой упругого элемента является зависимость эффективной площади S или радиуса r_0 от прогиба.

Задачей расчета является определение этой зависимости по заданной нагрузочной характеристике подвески.

Несложные преобразования позволяют исключить из системы (1) величины V и S и получить прямую связь между давлением, нагрузкой и прогибом:

$$\Phi(p) = \Phi(p_0) + \frac{n}{V_0(p_0+1)^{\frac{1}{n}}} \int_0^f Qdf, \quad (2)$$

¹ Вопросы долговечности не рассматриваются.

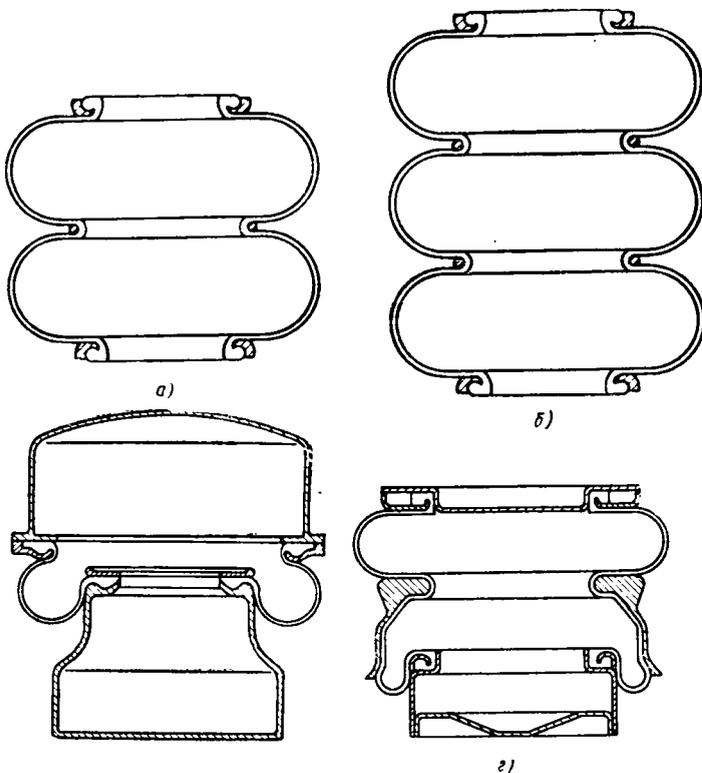


Рис. 1. Резинокордные упругие элементы:

а — двойной баллонный; б — тройной баллонный; в — диафрагменный; г — комбинированный.

$$\text{где } \Phi(p) = \int_0^p \frac{p dp}{(p+1)^{1+\frac{1}{n}}} = \begin{cases} \frac{n(p+1)^{-\frac{1}{n}} \left(\frac{p+1}{n-1} + 1 \right) - \frac{n^2}{n-1}}{n-1} & (n \neq 1) \\ \ln(p+1) + \frac{1}{p+1} - 1 & (n = 1) \end{cases}$$

Графики функции $\Phi(p)$ для $n=1$ (статическое нагружение) и $n=1,4$ (динамическое нагружение) приведены на рис. 3.

Соотношение (2) позволяет по заданной нагрузочной характеристике $Q(f)$ и выбранным значениям r_0 и V_0 рассчитать зависимость давления от прогиба. После этого по формулам (1) легко определить зависимости от прогиба эффективной площади, радиуса r_0 и объема.

Важнейшей характеристикой подвески является ее жесткость, которую определяют как производную нагрузки по прогибу:

$$c = \frac{dQ}{df} = \frac{n(p+1)S^2}{V} + p \frac{dS}{df} = \frac{n(p+1)S^2}{V} + p \cdot 2\pi r_0 \frac{dr_0}{df} \quad (3)$$

Из этой формулы следует, что на величину жесткости существенно влияет производная радиуса r_0 по прогибу $\left(\frac{dr_0}{df}\right)$.

Значение $\frac{dr_0}{df}$ в основном зависит от углов между нормальными к оболочке в точках контакта с фланцами и экваториальной плоскостью оболочки (рис. 2). Для вычисления $\frac{dr_0}{df}$ одинар-

ного элемента можно рекомендовать следующую приближенную формулу:

$$\frac{dr_0}{df} = \frac{\cos \bar{\varphi} - \bar{\varphi} \frac{\sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2}{\sin \bar{\varphi}}}{2(\sin \bar{\varphi} - \bar{\varphi} \cos \bar{\varphi})}; \quad \bar{\varphi} = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2} \quad (4)$$

Эта формула получена в предположении, что профиль резинокордной оболочки — окружность и что длина профиля при

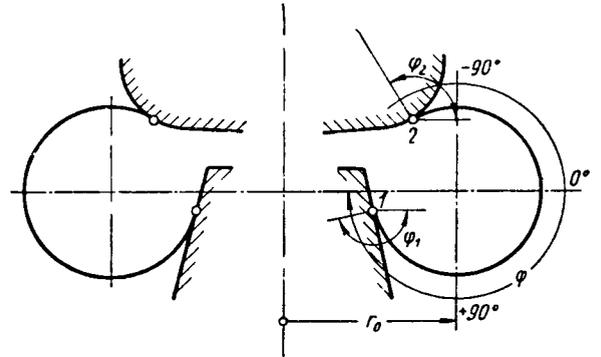


Рис. 2. Профиль упругого элемента:

1, 2 — точки контакта с фланцами.

деформации не меняется. Такие допущения грубы, поскольку в действительности профиль заметно отличается от окружности, и неизменной при деформации является длина нити, а не длина профиля. Однако частичный или полный отказ от этих до-

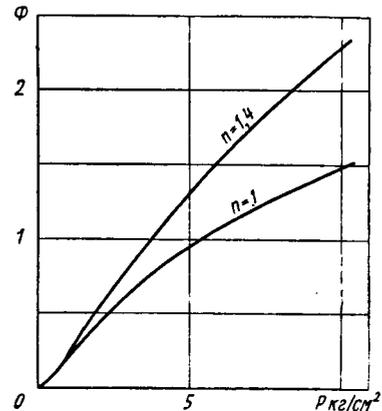


Рис. 3. Графики функции $\Phi(p)$.

пущений при определении $\frac{dr_0}{df}$ приводит к очень сложным выражениям, мало пригодным для практического использования.

Для упругого элемента, состоящего из нескольких секций, $\frac{dr_0}{df}$ является средним гармоническим значений производных $\left(\frac{dr_0}{df}\right)_1 \dots \left(\frac{dr_0}{df}\right)_m$ составляющих его секций, рассматриваемых как отдельные элементы:

$$\frac{1}{\frac{dr_0}{df}} = \frac{1}{\left(\frac{dr_0}{df}\right)_1} + \frac{1}{\left(\frac{dr_0}{df}\right)_2} + \dots + \frac{1}{\left(\frac{dr_0}{df}\right)_m} \quad (5)$$

При вычислении $\frac{dr_0}{df}$ по этой формуле следует помнить, что в нее входят величины производных, соответствующих одному и тому же значению r_0 .

Конкретные расчеты показывают, что значения $\frac{dr_0}{df}$ для одинарных баллонных элементов не могут быть меньше 0,3—0,4. Двойные и тройные баллоны позволяют снизить минимальные значения $\frac{dr_0}{df}$ соответственно в два и в три раза. Диафрагменные элементы могут обеспечить уменьшение $\frac{dr_0}{df}$ до —0,5÷—0,4.

Существенное различие между производными $\frac{dr_0}{df}$ для различных элементов позволяет принять в качестве основного критерия при выборе типа упругого элемента, обеспечивающего заданные характеристики подвески, значение этой величины в начальном положении подвески, где оно обычно минимально. Величина внутреннего давления в начальном положении p_0 определяет габариты упругого элемента. Из формул системы (1) следует, что при заданной нагрузке радиус r_0 обратно пропорционален корню квадратному из величины давления. Наружный радиус R упругого элемента обычно выбирается в определенном отношении к r_0 , причем отношение $\frac{R}{r_0}$ тем больше, чем больше должен быть ход элемента. Повышение начального давления ограничивается как мощностью компрессора, так и прочностью упругого элемента [1] и воздушной системы подвески.

Изменение внутреннего давления в процессе деформации элемента и достигаемые экстремальные значения легко определить по формуле (2).

Увеличение начального внутреннего давления при заданной грузоподъемности элемента в большинстве случаев не повышает его жесткости. Чем большее принимается давление, тем меньшей должна быть эффективная площадь. Применяя формулу (3) для начального состояния системы подвески и несколько преобразуя ее, получим

$$c_0 = \frac{n(p_0 + 1)Q_0^2}{p_0^2 V_0} + 2\sqrt{\pi p_0 Q_0} \left(\frac{dr_0}{df} \right)_0 \quad (6)$$

Первое слагаемое этой формулы с увеличением давления при постоянной нагрузке уменьшается, второе увеличивается по абсолютной величине.

Значение производной $\left(\frac{dr_0}{df} \right)_0$ при подобном изменении всех размеров элемента меняется несущественно. Поскольку у баллонных элементов $\left(\frac{dr_0}{df} \right)_0$ положительна, то уменьшение первого слагаемого компенсируется увеличением второго и жесткость c_0 меняется мало.

У диафрагменных элементов, характеризующихся отрицательными значениями $\left(\frac{dr_0}{df} \right)_0$ увеличение начального внутреннего давления при постоянной грузоподъемности и высоте элемента уменьшает его жесткость.

Наибольшее значение для получения заданной жесткости имеет правильный выбор величины начального объема системы V_0 , состоящего из внутреннего объема элемента в начальном положении V_{30} и объема присоединенного ресивера V_p . Из формулы (3) получаем

$$V_0 = \frac{n(p_0 + 1)S_0^2}{c_0 - p_0 2\pi r_0 \left(\frac{dr_0}{df} \right)_0} \quad (7)$$

Эта формула показывает, что при заданной характеристике и выбранном начальном давлении величина объема определяется только значением производной $\left(\frac{dr_0}{df} \right)_0$. Очевидно, что увеличение числа секций баллонных элементов и особенно применение диафрагменных элементов ведет к уменьшению начального объема. Во многих случаях максимально допустимая величина начального объема, т. е. максимально допустимые габариты ресивера, определяет выбор типа упругого элемента.

Однако уменьшение объема системы ограничивается требованиями прочности и необходимостью обеспечения заданной величины хода сжатия.

Чем меньше начальный объем, тем больше повышается давление при сжатии. Задавшись максимально допустимым давлением в системе, определим по формуле (2) минимально возможное значение объема

$$V_{0 \min} = \frac{n \int_0^{f_{сж}} Q df}{(p_0 + 1)^n [\Phi(p_{\max}) - \Phi(p_0)]} \quad (8)$$

где $f_{сж}$ — величина хода сжатия.

Требуемая величина хода сжатия может быть обеспечена лишь тогда, когда начальный объем элемента V_{30} значительно больше, чем изменение объема системы при деформации, которое легко определить по уравнению политропы.

В том случае, когда внутренний объем элемента и дополнительный объем конструктивно не разделены (диафрагменные элементы), их легко разделить условно, считая внутренним объемом элемента собственно полость оболочки и ту часть объема, где перемещается плунжер.

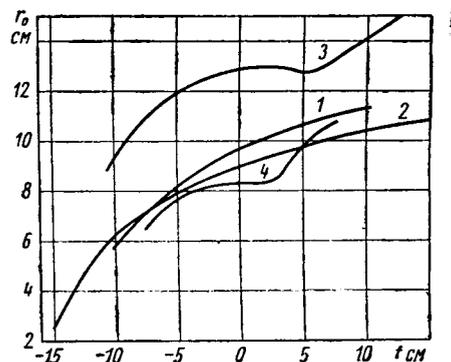


Рис. 4. Зависимость радиуса r_0 от прогиба:

1 — двойной баллонный элемент 250—200; 2 — тройной баллонный элемент 240—270; 3 — диафрагменный элемент 320—90; 4 — комбинированный элемент.

Величина хода подвески как при сжатии, так и при отбое ограничивается еще и размерами элемента, точнее полной длиной нитей корда в оболочке. Для увеличения хода следует увеличить длину нитей, что достигается увеличением наружного радиуса, увеличением угла между направлением нитей и меридианом оболочки, а также увеличением длины той части оболочки, которая прилегает в начальном положении к фланцам.

Здесь были рассмотрены основные соображения, определяющие выбор типа упругого элемента и величин начального давления и объема, обеспечивающих заданную нагрузочную характеристику пневматической подвески. Исходной зависимостью для подбора или проектирования упругого элемента является зависимость $r_0(f)$, рассчитываемая по заданной характеристике и выбранным значениям p_0 и V_0 по формулам (1) и (2).

Приведем также зависимости $r_0(f)$ для нескольких конструкций упругих элементов (рис. 4).

Элементы 250—200; 240—270; 320—90 спроектированы и изготовлены в НИИ Шинной промышленности, комбинированный элемент — фирмой Данлоп [2].

Зависимости $r_0(f)$ можно получить двумя путями: расчетным и экспериментальным. Расчетное определение $r_0(f)$ по заданной конструкции элемента с учетом удлинения нитей корда описано в работе [1].

Для изготовленного элемента зависимость $r_0(f)$ можно считать по экспериментально снятой нагрузочной характеристике по формулам, приведенным в данной статье. При расчете $r_0(f)$ по нагрузочным характеристикам можно пренебречь изменением длины нити при изменении начального давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. В и д е р м а н В. Л., Б у х и н Б. Л. Расчет резинокордных пневматических амортизаторов. Расчеты на прочность. Сб. статей, вып. 5, Машгиз, 1960.
2. "Automobile Engineer", XI, v. 50, p. 450, 1960.

К расчету проектируемых автомобилей на устойчивость движения

Канд. техн. наук Д. А. АНТОНОВ

В НАСТОЯЩЕЕ время проблема устойчивости движения усложнена требованием повышения проходимости. Введение односкатной ошиновки увеличило боковую эластичность колес задних осей и ухудшило качества автомобилей по устойчивости движения. В связи с этим проверка на устойчивость становится неперенным требованием к вновь выпускаемым конструкциям автомобилей. Обычно принятые методы проверки устойчивости движения базируются в настоящее время в основном на испытаниях изготовленного автомобиля. В некоторых случаях необходимость исправления и изменения конструкции автомобиля наталкивается на ряд трудностей, поэтому целесообразно предварительно оценивать устойчивость движения еще в процессе проектирования. Это даст возможность своевременным вмешательством и соответствующим воздействием на компоновку или конструкцию автомобиля изменять качества по устойчивости в желаемом направлении.

Предлагаемая методика построения диаграммы устойчивости несколько отличается от методики, предложенной в работе [1]. Она дает возможность строить диаграмму устойчивости для проектируемого автомобиля, используя лишь результаты стендовых испытаний шин. Другим отличием является специфический учет динамического перераспределения нормальных, боковых и тангенциальных нагрузок по колесам автомобиля.

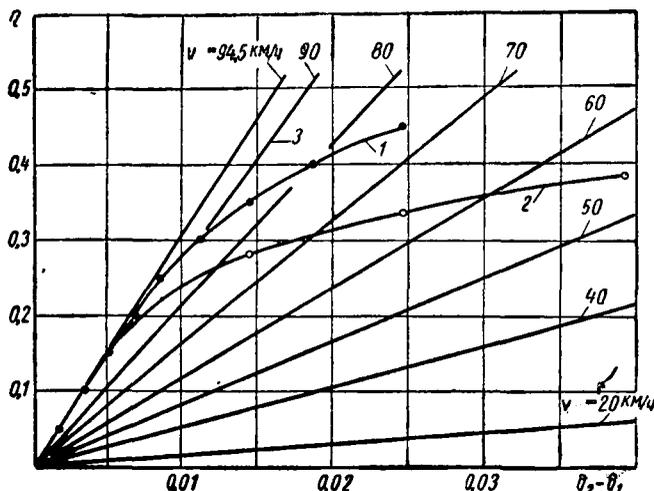


Рис. 1. Диаграмма устойчивости с учетом воздействия тангенциальных сил на задние ведущие колеса:

1 — кривая динамической поворачиваемости; 2 — граница устойчивого движения; 3 — луч, соответствующий максимальной скорости движения.

При построении диаграммы устойчивости предлагается сначала проводить предварительную оценку устойчивости при отсутствии воздействия тангенциальных сил и учитывать лишь перераспределение нормальных и боковых сил по колесам. Естественно, что наличие тангенциальных сил может существенно менять качества автомобиля по устойчивости. Например, наличие тангенциальных сил на ведущих колесах может либо улучшить (в случае привода на передние колеса), либо ухудшить (в случае привода на задние колеса) устойчивость движения. Поэтому после рекомендуемого построения диаграммы устойчивости надо провести дополнительную коррекцию ее с целью учета действующих тангенциальных сил и выявления истинных качеств по устойчивости в конкретных условиях движения.

Во всех случаях построения диаграммы устойчивости ставится цель сравнения зоны устойчивого движения (рис. 1), ограниченной кривой 2, являющейся границей устойчивого движения, и осью абсцисс, с зоной возможного движения ав-

томобиля, ограниченной лучом максимальной скорости движения и осью абсцисс. Если зона возможного движения автомобиля полностью лежит в зоне устойчивого движения, то автомобиль устойчив и случаев потери устойчивости быть не может.

Для построения диаграммы устойчивости по предлагаемой методу необходимо иметь серию экспериментальных характеристик, представляющих собой зависимость углов увода шины от величины боковой силы, действующей на колесо, при различных нормальных нагрузках на колесо. Эти характеристики легко получить на стенде для испытания шин [2].

В качестве примера для построения диаграммы устойчивости возьмем автомобиль со следующими параметрами: полный вес автомобиля $G_a = 1960$ кг, вес передних неподдресоренных масс автомобиля $G'_1 = 170$ кг, вес задних неподдресоренных масс автомобиля $G'_2 = 170$ кг, вес поддресоренных масс $C'_a = 1620$ кг, расстояние от центра тяжести до передней оси $a = 1215$ мм, расстояние от центра тяжести до задней оси $b = 1085$ мм, высота положения центра тяжести $h_g = 760$ мм, нагрузка на колеса передней оси $G_1 = 925$ кг, нагрузка на колеса задней оси $G_2 = 1035$ кг, колесная база $L = 2300$ мм, колея передних и задних колес $B = 1440$ мм, ширина установки передних рессор $B'_1 = 900$ мм, ширина установки задних рессор $B'_2 = 1120$ мм, высота положения центра тяжести передних и задних неподдресоренных масс $h_k = 368$ мм, расстояние от центра тяжести поддресоренных масс до центра тяжести неподдресоренных масс (по вертикали) $h'_d - h_k = 485$ мм, жесткость передней рессоры $C_1 = 34$ кг/см, жесткость задней рессоры $C_2 = 31$ кг/см, давление воздуха в шинах $p_{ш} = 2,2$ атм, размерность шин 6.50—16 модели Я-13. В этом случае можно воспользоваться приведенными на рис. 2 кривыми экспериментальных зависимостей боковой силы Y от угла увода δ при различных нормальных нагрузках на колесо. Чтобы воспользоваться этими кривыми, необходимо знать нормальную нагрузку на каждое колесо при воздействии боковой силы различной величины.

В настоящее время в литературе указано несколько методов определения динамического перераспределения нормальных нагрузок по колесам, поэтому, воспользовавшись любым из них, будем считать нормальные нагрузки известными для любого случая воздействия удельной боковой силы на автомобиль.

При расчете обычно задаются различными значениями величин удельной боковой силы $\eta = \frac{Y_a}{G_a}$ во всем диапазоне

возможного действия на автомобиль, боковой силы Y_a от нуля до ее максимального значения. По величине определяют боковую силу $Y_a = \eta G_a$, а также боковую силу, действующую

на поддресоренную массу $Y'_a = \frac{G'_a}{G_a} \cdot Y_a$. Используя эти

величины, а также учитывая угловую жесткость подвески при крене, определяют перераспределение момента крена по осям автомобиля и находят динамическое перераспределение нормальных нагрузок.

Нормальные реакции на колесах автомобиля с приведенными параметрами, например при $\eta = 0,3$ во время правого поворота, будут равны: на левом переднем $R_{1лев} = 622,5$ кг, на правом переднем $R_{1пр} = 302,5$ кг, на левом заднем $R_{2лев} = 720,5$ кг, на правом заднем $R_{2пр} = 314,5$ кг.

Боковые силы, действующие на переднюю и заднюю оси автомобиля, при этом: $Y_1 = \frac{b}{L} \cdot Y_a = 278$ кг; $Y_2 = \frac{a}{L} \times Y_a = 311$ кг.

В связи с тем, что на стенде шин обычно получают данные по эластичности одного колеса, а не всей оси, то необходимо оценить перераспределение боковых сил, действующих на оси, по левым и правым колесам.

Перераспределение боковых сил по левым и правым колесам может быть найдено следующим образом. При решении вопросов устойчивости без большой погрешности можно принять, что углы увода левого и правого колес, а следовательно, и самой оси одинаковы. Построим зеркальное изображение

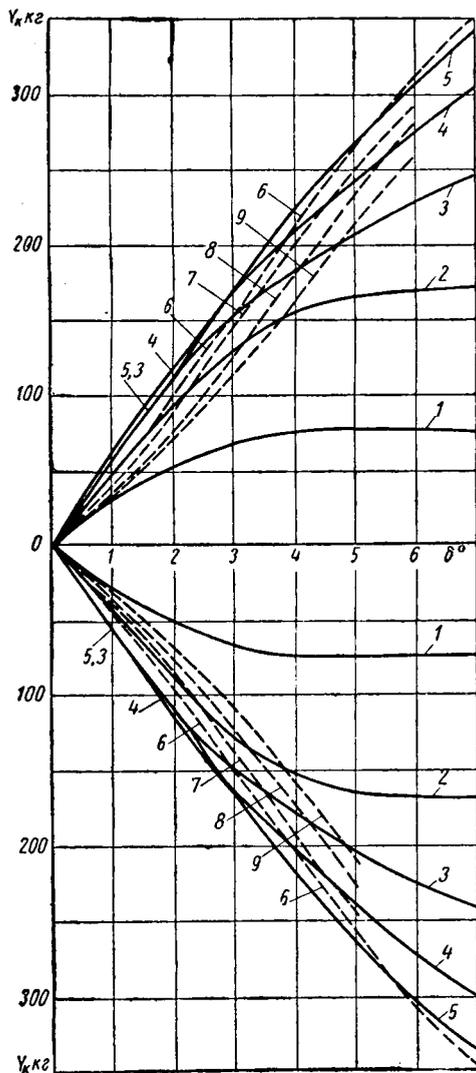


Рис. 2. Кривые зависимостей боковой силы от угла увода при различных нормальных нагрузках на колесо с шиной 6.50—16 модели Я-13. Давление воздуха в шине 2,2 атм. Поверхность опорная металлическая гладкая сухая (номера кривых соответствует нормальным нагрузкам в сотнях килограммов).

пучка кривых зависимостей боковой силы от угла увода при различных нормальных нагрузках на колесо и примем условно, что верхний пучок относится к левому, а нижний к правому колесам (рис. 2). На верхнем и нижнем пучках зависимостей выделим те кривые, которые соответствуют нормальным нагрузкам на правое и левое колеса, т. е. в данном случае при $\eta = 0,3$, $R_{1\text{ лев}} = 622,5 \text{ кг}$, $R_{1\text{ пр}} = 302,5 \text{ кг}$. Взяв в масштабе отрезок, равный по величине боковой силе Y_1 , действующей на всю ось, начинаем вдвигать его в «клин», образованный двумя выделенными кривыми, до тех пор, пока этот отрезок не совпадет крайними точками с верхней и нижней кривой (положение AB на рис. 3). Пересечение отрезка AB с осью абсцисс даст искомое значение угла увода передней оси δ_1 , а части отрезка AB сверху и снизу оси абсцисс будут равны по величине боковым силам, действующим на правое и левое колеса.

Определяя угол увода задней оси δ_2 таким же способом, можно было бы найти разность $\delta_2 - \delta_1$ и отложить отрезок, равный ей по величине, на строящемся графике диаграммы

устойчивости против соответствующей ординаты удельной боковой силы η , величина которой была задана в начале расчета. Таким образом, одна из точек кривой динамической поворачиваемости на диаграмме устойчивости была бы найдена. Но этот путь не дал бы практически желаемого результата, так как погрешности при графическом построении были бы велики (разница в углах увода крайних осей, особенно при воздействии незначительных по величине боковых сил, может быть очень мала — в несколько раз меньше той ошибки, которую допускаем, пользуясь графическим методом определения углов увода колес по величине боковой и нормальной нагрузки на колесо). В связи с этим предлагается прибегать к следующему методу определения разности углов увода крайних осей, который уменьшает погрешность.

Зная величину боковой силы, действующей на ось, например Y_1 , можем написать

$$Y_1 = \kappa_{1\text{ лев}} \delta_{1\text{ лев}} + \kappa_{1\text{ пр}} \delta_{1\text{ пр}} = \delta_1 (\kappa_{1\text{ лев}} + \kappa_{1\text{ пр}}),$$

где κ — коэффициент сопротивления уводу (индекс «1 лев» относится к переднему левому колесу, «1 пр» — к переднему правому колесу); δ — угол увода (индекс «1» относится к передней оси в целом, «1 лев» и «1 пр» — соответственно к левому и правому колесу передней оси).

Углы увода определяем из выражений:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{\kappa_{1\text{ лев}} + \kappa_{1\text{ пр}}}, \delta_2 = \frac{Y_2}{\kappa_{2\text{ лев}} + \kappa_{2\text{ пр}}};$$

здесь и в дальнейшем индекс «2» относится к задней оси, «2 лев» и «2 пр» — соответственно к левому и правому задним колесам.

Тогда

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{Y_2}{\Sigma \kappa_2} - \frac{Y_1}{\Sigma \kappa_1} = \frac{Y_a}{L} \left(\frac{a}{\Sigma \kappa_2} - \frac{b}{\Sigma \kappa_1} \right),$$

где $\Sigma \kappa_1$ и $\Sigma \kappa_2$ — суммы коэффициентов сопротивления уводу колес соответственно передней и задней осей.

Как видно из формулы, ошибка в определении разности углов увода крайних осей теперь может быть заключена лишь в определении коэффициентов κ сопротивления уводу, которые изменятся не столь существенно при отклонении (например, при ошибке) угла увода от истинного значения. Более того, несущественная ошибка в определении величин коэффициентов сопротивления уводу не будет оказывать сильного влияния, так как в зависимости от ошибки каждые величины, входящие в эту формулу, будут изменяться несущественно, а на конечный результат может повлиять лишь выражение, заключенное в скобках (a и b могут быть определены с любой требуемой степенью точности и во всяком случае при решении данной задачи будут оставаться постоянными).

Величины коэффициентов сопротивления уводу рекомендуется определять следующим образом. Экспериментальный

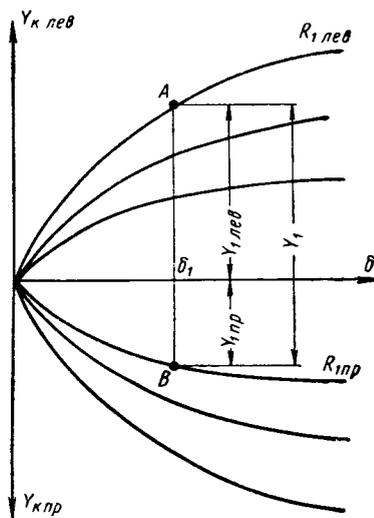


Рис. 3. Схема нахождения перераспределения боковых сил по левым и правым колесам по величине действующей боковой силы на ось, а также определения угла увода оси.

график зависимостей боковой силы от угла увода необходимо пересчитать и перестроить так, чтобы по оси ординат были отложены значения коэффициентов сопротивления уводу, а по оси абсцисс отложена величина нормальной нагрузки на колесо R_N , как показано на рис. 4. Для этого необходимо для каждого вертикального сечения пучка зависимостей $Y = f(\delta)$, приведенных на рис. 2, с постоянным выбранным значением угла увода δ построить зависимости $\kappa = f(R_N)$. В результате такого построения получим пучок зависимостей коэффициентов сопротивления уводу от нормальной нагрузки

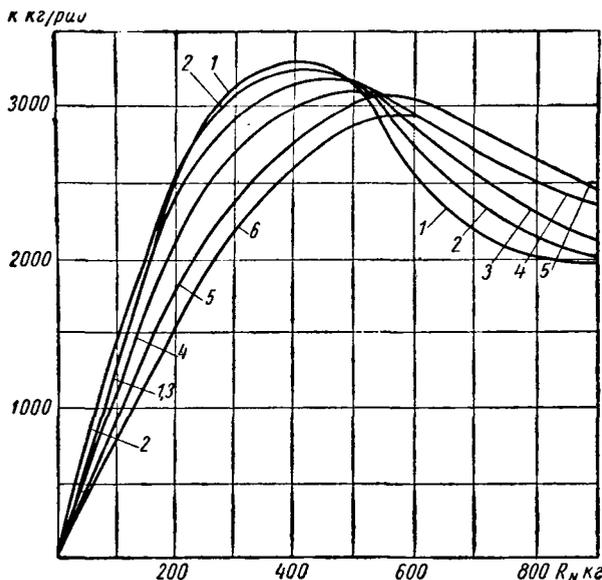


Рис. 4. Кривые зависимостей коэффициента сопротивления уводу шины 6,50—16 от нормальной нагрузки на колесо при различных углах увода (номера кривых соответствуют величине угла увода в градусах).

на колесо при различных значениях угла увода. На вновь построенном графике (рис. 4) выбирают кривую, соответствующую углу увода оси, определенному ориентировочно описанным образом, и по ней определяют величины коэффициентов сопротивления уводу, соответствующие фактически действующим нормальным нагрузкам на колесо. Если сумма полученных значений произведений $\kappa \delta$ правого и левого колеса равняется величине действующей на ось боковой силы, то величины коэффициентов сопротивления уводу определены правильно. В противном случае необходимо провести коррекцию.

Из пучка зависимостей $Y = \kappa \delta$, интерполируя, выделяем кривые, соответствующие нормальным нагрузкам при $\eta = 0,3$, $R_{1\text{лев}} = 622,5$ и $R_{1\text{пр}} = 302,5$ кг. Вдвигая в образованный этими кривыми «клин» отрезок, равный по величине боковой силе, действующей на переднюю ось, $Y_1 = 278$ кг, определяем ориентировочный угол увода δ_1 , который оказывается равным примерно $2,75^\circ$. Обращаясь к пучку зависимостей $\kappa = f(R_N)$, выделяем методом интерполяции кривую, соответствующую углу увода передней оси $\delta_1 = 2,75^\circ$, и по абсциссам, соответствующим нормальным нагрузкам на колесо $R_{1\text{лев}} = 622,5$ кг и $R_{1\text{пр}} = 302,5$ кг, определяем величины коэффициентов сопротивления уводу левого и правого колес, которые оказываются равными $\kappa_{1\text{лев}} = 2720$ кг/град и $\kappa_{1\text{пр}} = 3110$ кг/град.

Проведя такое же графическое определение угла увода задней оси по пучку зависимостей $Y = f(\delta)$, имея $Y_2 = 311$ кг, $R_{2\text{лев}} = 720,5$ кг, $R_{2\text{пр}} = 314,5$ кг, получим $\delta_2 = 3,25^\circ$. По пучку зависимостей $\kappa = f(R_N)$ определим значения коэффициентов сопротивления уводу по кривой, соответствующей углу увода $\delta_2 = 3,25^\circ$, $R_{2\text{лев}} = 720,5$ кг и $R_{2\text{пр}} = 314,5$ кг. Получим $\kappa_{2\text{лев}} = 2540$ кг/град и $\kappa_{2\text{пр}} = 2960$ кг/град.

Определим разность углов увода крайних осей при $\eta = 0,3$:

$$\delta_2 - \delta_1 = 0,00895 \text{ рад.}$$

Задавая различными значениями удельной боковой силы η и проводя расчеты, получим серию точек, характери-

зующихся абсциссами ($\delta_2 - \delta_1$) и ординатами η . Соединив их линией, получим кривую, характеризующую динамическую поворачиваемость автомобиля.

Если из начала координат диаграммы устойчивости провести луч, касательный к кривой динамической поворачиваемости, то он будет соответствовать лучу критической скорости прямолинейного движения. Для большей надежности и проверки полученных результатов рекомендуется наносить на график диаграммы устойчивости луч, соответствующий критической скорости, найденной расчетным путем.

Полученная кривая динамической поворачиваемости еще не является границей устойчивого движения, но она может служить исходным началом для построения кривой, характеризующей условия устойчивого движения автомобиля.

Если воспользоваться методом касательных [1] и найти точки, соответствующие критическим скоростям криволинейного движения во всем диапазоне значений удельной боковой силы для пучка прямых, соответствующих различным скоростям движения, то, соединив их непрерывной линией, получим кривую, представляющую собой границу устойчивого движения.

Полученная диаграмма устойчивости характеризует качества автомобиля по устойчивости, зависящие от распределения масс, компоновки, величины базы и колеи, размера и конструкции шин, давления воздуха в шинах, жесткости рессор, установки рессор и других конструктивных параметров.

Низко проходящая над абсциссой ветвь границы устойчивого движения показывает, что возможны условия движения, при которых устойчивость может быть потеряна. Следует заметить, что при резко сниженной величине коэффициента сцепления, например при гололеде, граница устойчивого движения может пройти настолько низко над абсциссой, что практически движение по дороге без создания аварийной обстановки окажется невозможным. Выявленные качества автомобиля по устойчивости могут быть исправлены либо перекомпоновкой, либо проведением специальных конструктивных мероприятий по изменению соотношения угловых жесткостей передней и задней подвесок при крене, изменением развески, назначением специально выбранных давлений воздуха в шинах передних и задних колес и т. д. Если ни одно из перечисленных мероприятий для улучшения качества по устойчивости провести не удастся, то необходимо оценить, какими качествами будет обладать автомобиль в реальных условиях движения, когда на ведущие колеса будут воздействовать тангенциальные силы.

Учтем влияние тангенциальных сил сначала на задних, а затем на передних ведущих колесах. Зададимся условиями движения при величинах коэффициента сопротивления качению $f = 0,025$ и коэффициента сцепления $\varphi = 0,7$.

Так как диаграмма устойчивости строится для всего диапазона скоростей, то, очевидно, для каждой скорости необходимо проводить свою коррекцию кривой из-за изменения сопротивления движению при изменении скорости движения.

Если привод осуществляется на задние ведущие колеса, то относительная величина силы сопротивления качению на передних неведущих колесах

$$\frac{R_{T1}}{\varphi R_{N1}} = \frac{f}{\varphi} = \frac{0,025}{0,7} = 0,0357,$$

где R_{T1} — тангенциальная сила на колесах передней оси;

R_{N1} — нормальная нагрузка на переднюю ось.

Обращаясь к формуле (1), можно видеть, что величина боковой силы при такой малой величине удельной тангенциальной силы составляет 99,933% от величины боковой силы, действующей при отсутствии тангенциальных сил. Следовательно, изменением характеристик по уводу из-за воздействия сил сопротивления движению на передних неведущих колесах в данном конкретном случае можно пренебречь. Тогда усугубление увода из-за воздействия тангенциальных сил будем учитывать только на ведущих колесах.

Определим уменьшение величины критической скорости прямолинейного движения при воздействии на задние колеса тангенциальных сил. Для этого необходимо знать изменение величины коэффициента сопротивления уводу задней оси, а следовательно, и величину тангенциальной силы, зависящей от скорости движения, которая является искомой. Чтобы обойти эти трудности, рекомендуется поступать следующим образом.

Задаваясь различными значениями скорости движения v_a , построим кривую зависимости силы сопротивления движению от скорости $R_T = f(v_a)$, пользуясь известным уравнением

$$R_T = fG_a + \frac{KFv_a^2}{13},$$

где KF — фактор обтекаемости;
 $K = 0,06$;
 $F = 2,92 \text{ м}^2$.

Зная величину тангенциальной силы R_T при любом значении скорости v_a , можно также определить величину относительной силы тяги $\frac{R_T}{\varphi R_N}$ на каждом из ведущих колес, соответствующую любому значению скорости v_a , а по формуле

$$q = \frac{\kappa_{RT} \neq 0}{\kappa_{RT} = 0} = \sqrt{1 - \left(\frac{R_T}{\varphi R_N}\right)^2}, \quad (1)$$

где q — коэффициент коррекции коэффициента сопротивления уводу при воздействии тангенциальных сил;
 $\kappa_{RT} \neq 0$ — коэффициент сопротивления уводу при воздействии тангенциальных сил на колеса автомобиля;
 $\kappa_{RT} = 0$ — то же при отсутствии воздействия тангенциальных сил,

можно определить величины коррекции $q = f(R_T) = f(v_a)$ (процентного изменения величины коэффициента сопротивления уводу k в зависимости от скорости движения). Зная величины коэффициентов коррекции коэффициента сопротивления уводу q_1 и q_2 соответственно передней и задней оси, пользуясь формулой

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{gL}{\frac{G_2}{q_2 \Sigma \kappa_2} - \frac{G_1}{q_1 \Sigma \kappa_1}}}, \quad (2)$$

где g — ускорение силы тяжести, можно определить величины критических скоростей прямолинейного движения $v_{кр} = f(q) = f(v_a)$ и построить кривую 1 (рис. 5) зависимости изменения величины критической скорости $v_{кр}$ от скорости движения v_a (фактически от силы тяги на ведущих колесах). Очевидно, что искомым решением будет то, где величина критической скорости становится равной фактической скорости, т. е. где кривая 1 перескается с прямой 2 ($v_{кр} = v_a$), в нашем примере 94,5 км/ч.

Итак, величина критической скорости прямолинейного движения при воздействии тангенциальных сил на задние ведущие колеса определена, а следовательно, известен тангенс угла наклона касательной к кривой динамической поворачиваемости на диаграмме устойчивости в начале координат

$$\text{равный величине } \frac{v_a^2}{gL}.$$

Чтобы определить дальнейший ход кривой динамической поворачиваемости, необходимо, задаваясь величинами η , отличными от нуля, определить разность углов увода крайних осей $\delta_2 - \delta_1$ с учетом изменения этой разности из-за влияния тангенциальной силы. Чтобы определить величину $\delta_2 - \delta_1$, необходимо знать величину действующей силы тяги, а следовательно, и величину скорости движения при критических условиях. Но при заданной величине η знать критическую скорость $v_{кр}$ — это значит знать разность $\delta_2 - \delta_1$, которая является искомой величиной. Для преодоления этой трудности рекомендуется поступать следующим образом. Величины Y_1 и δ_1 не будут отличаться от определенных ранее для случая отсутствия воздействия тангенциальных сил на колеса автомобиля (изменением величины коэффициента сопротивления уводу передней оси κ_1 пренебрегаем) и при выбранной постоянной величине удельной боковой силы η изменениям могут подвергаться лишь параметры, относящиеся к задней ведущей оси. В свою очередь, при заданной постоянной величине η и неизменных величинах Y_a и Y_1 должна оставаться постоянной также и величина боковой силы Y_2 , приложенной к колесам задней оси. Следовательно, изменение величины коэффициента сопротивления уводу κ_2 задней оси должно при неиз-

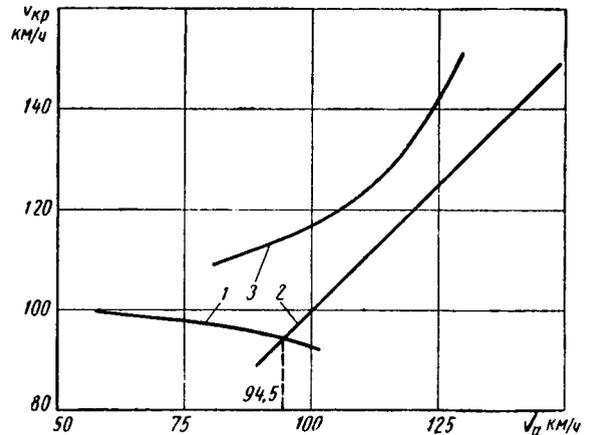


Рис. 5. График для определения величины критической скорости прямолинейного движения при воздействии тангенциальных сил.

менном значении Y_2 повлечь за собой соответствующее изменение величины угла увода δ_2 колес задней оси.

Итак, с одной стороны, имеем

$$\eta = \frac{v^2}{gL} \cdot \frac{L}{R},$$

откуда

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{L}{R} = \frac{\eta g L}{v^2} \quad (3)$$

где

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{Y_2}{q_{2 \text{ лев}} \kappa_{2 \text{ лев}} + q_{2 \text{ пр}} \kappa_{2 \text{ пр}}} - \frac{Y_1}{\Sigma \kappa_1},$$

где $q_{2 \text{ лев}}$ и $q_{2 \text{ пр}}$ — коэффициенты коррекции соответственно для левого и правого заднего колес.

Следовательно,

$$q_{2 \text{ лев}} \kappa_{2 \text{ лев}} + q_{2 \text{ пр}} \kappa_{2 \text{ пр}} = \frac{Y_2}{\frac{\eta g L}{v^2} + \frac{Y_1}{\Sigma \kappa_1}}. \quad (4)$$

С другой стороны, $q_{2 \text{ лев}} \cdot \kappa_{2 \text{ лев}}$ и $q_{2 \text{ пр}} \cdot \kappa_{2 \text{ пр}}$ являются функцией тангенциальной силы R_T :

$$q_{2 \text{ лев}} \kappa_{2 \text{ лев}} + q_{2 \text{ пр}} \kappa_{2 \text{ пр}} = \kappa_{2 \text{ лев}} \sqrt{1 - \left(\frac{R_{T 2 \text{ лев}}}{\varphi R_{N 2 \text{ лев}}}\right)^2} + \kappa_{2 \text{ пр}} \sqrt{1 - \left(\frac{R_{T 2 \text{ пр}}}{\varphi R_{N 2 \text{ пр}}}\right)^2}, \quad (5)$$

где индексация указывает принадлежность к определенному колесу, причём R_T является функцией скорости движения v_a , т. е. $R_T = f(v_a)$.

Пользуясь уравнениями (4) и (5), построим кривые

$$q_{2 \text{ лев}} \kappa_{2 \text{ лев}} + q_{2 \text{ пр}} \kappa_{2 \text{ пр}} = f(v_a),$$

задаваясь соответствующими значениями скорости движения v_a . На рис. 6 приведены кривые (штриховые), построенные по уравнению (4), и кривые (сплошные), построенные по уравнению (5), для различных значений удельной боковой силы η .

Точки пересечения этих кривых и будут искомым решением для заданного значения величины удельной боковой силы, например, для удельной боковой силы $\eta = 0,3$ величина искомой скорости $v_a = 88,5 \text{ км/ч}$.

Зная величину удельной боковой силы и величину скорости, можно нанести точку на диаграмму устойчивости, которая должна лежать на кривой динамической поворачиваемости при воздействии тангенциальных сил. Величина $\delta_2 - \delta_1$ легко находится при известных величинах η и v_a по уравнению (3).

Можно также определить положение точки и графическим путем. Для этого необходимо построить на диаграмме устойчивости луч, соответствующий найденной критической скорости (например, $v_a = 88,5$ км/ч для $\eta = 0,3$), имея в виду, что тангенс угла наклона луча должен быть равен $\frac{v^2}{gL}$, и на уровне соответствующей ординаты (в нашем случае $\eta = 0,3$) нанести точку.

Задаваясь различными значениями величины удельной боковой силы η во всем диапазоне

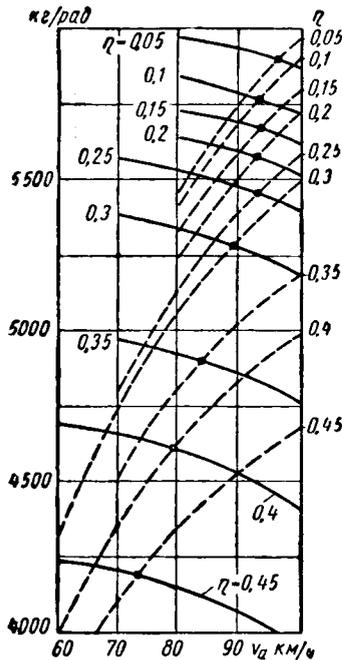


Рис. 6. График для определения величины критических скоростей криволинейного движения при воздействии тангенциальных сил (обозначения у кривых, соответствуют величинам удельных боковых сил).

автомобиля по его кинематическим и динамическим параметрам. Следовательно, возможны случаи потери устойчивости движения.

Для повышения качества автомобиля по устойчивости движения необходимо придать ему свойства отрицательной динамической поворачиваемости, либо в крайнем случае поднять величину критической скорости движения. Можно также, увеличив ординаты кривой, ограничивающей область устойчивого движения, добиться того, чтобы область возможного движения автомобиля по его кинематическим и динамическим параметрам полностью охватывалась областью устойчивого движения, т. е. находилась под кривой границы устойчивого движения. Этого можно достигнуть:

а) за счет установки более эластичных шин в боковом направлении на передних колесах по сравнению с задними или за счет установки более низкого давления в них;

б) за счет увеличения боковой силы, приложенной к передней части автомобиля, смещением положения центра тяжести ближе к передней оси (при наличии задних ведущих колес это имеет смысл делать в весьма ограниченных масштабах, так как можно чрезмерным смещением центра тяжести даже ухудшить устойчивость движения из-за искусственного увеличения удельной тангенциальной нагрузки $\frac{R_T}{\varphi R_N}$, а следовательно, искусственного уменьшения коэффициента коррекции q);

в) за счет увеличения динамического перераспределения нормальных и боковых нагрузок, действующих на левые и

правые колеса передних осей (это можно получить за счет большей угловой жесткости передней подвески при крене автомобиля при той же жесткости в вертикальном направлении, например, установкой рессор и амортизаторов на большей базе по ширине, установкой специальных устройств, увеличивающих перераспределение нормальных нагрузок на передних колесах — стабилизаторов поперечной устойчивости);

г) за счет уменьшения динамического перераспределения нормальных и боковых нагрузок, действующих на левые и правые колеса задних осей (это можно получить за счет меньшей угловой жесткости задней подвески при крене автомобиля при той же жесткости в вертикальном направлении, например, установкой рессор и амортизаторов на меньшей базе по ширине);

д) за счет уменьшения высоты положения центра тяжести;

е) за счет установки более узкой колеи передних колес по сравнению с задними;

ж) за счет установки сдвоенных шин на задних колесах автомобиля.

Несомненно, что при компоновке автомобиля встречается очень много трудно решаемых проблем, и поэтому не всякая из приведенных рекомендаций может быть принята. Более того, некоторые из них несущественно влияют на изменение качества по устойчивости движения. Поэтому следует оценить изменение качества по устойчивости движения введением привода на передние колеса вместо задних.

Решая задачу при прежних выбранных условиях таким же образом, как и при наличии привода на задние колеса, можно убедиться, что тот же автомобиль в случае привода на передние колеса не имеет критической скорости прямолинейного движения.

Кривая 3 на рис. 5, построенная по уравнению (2) при $q_2 = 1$, нигде не пересекается с кривой 2, построенной по уравнению $v_{кр} = v_a$, и, следовательно, совместное решение отсутствует. Значит, критической скорости не существует.

Проверочные расчеты при криволинейном движении в случае воздействия удельной боковой силы η различной величины дали также отсутствие пересечения кривых, построенных по уравнению

$$q_{1лев} \kappa_{1лев} + q_{1пр} \kappa_{1пр} = \frac{Y_1}{\frac{Y_2}{\Sigma \kappa_2} \frac{\eta g L}{v^2}}$$

и уравнению (5) с заменой индексов «2», относящихся ко второй оси, на индексы «1», относящихся к передней оси.

Таким образом, в случае привода на передние колеса автомобиля с приведенными параметрами не имеет критической скорости и при криволинейном движении. Следовательно, его качества в результате переноса привода на передние колеса стали таковы, что он стал обладать отрицательной динамической поворачиваемостью.

В случае решения задачи по устойчивости для автомобиля с приводом как на передние, так и на задние колеса, необходимо знать перераспределение тангенциальных сил по всем колесам автомобиля. Это может быть сделано легко при наличии межколесных или межосевых дифференциальных устройств. В случае блокировки дифференциалов или их отсутствия задача усложняется, так как необходимо будет находить величину циркуляционных моментов в контурах «грунт—колесо—трансмиссия—колесо—грунт». Это потребует проведения испытания шин не только на боковую, но и тангенциальную и радиальную эластичность. Не вдаваясь в количественную оценку, можно сказать, что качественно автомобиль, у которых тангенциальные силы на передних колесах больше, чем на задних, устойчивее в движении при прочих равных условиях. Очевидно также, что разрыв циркуляционного контура в приводе между средней и задней осью трехосного автомобиля должен повысить устойчивость его движения.

Для конкретного расчета необходимо пользоваться экспериментальными кривыми зависимостей боковой силы от угла увода при соответствующих давлениях воздуха в шинах и при соответствующих углах установки колес, учитывая возможное положение колеса при различных кренах автомобиля при воздействии боковой силы различной величины.

Выводы

1. Диаграмма устойчивости, предложенная Я. М. Певзнером, может быть построена для оценки качества по устойчивости движения проектируемого автомобиля, основываясь лишь на результатах стендовых испытаний шин.

2. Учет динамического перераспределения нормальных и боковых сил по колесам автомобиля, а также учет воздействия тангенциальных сил дает возможность с большей надежностью выявить качества по устойчивости движения и повышает практическую ценность диаграммы устойчивости.

3. Автомобили с наличием тангенциальных сил на передних колесах имеют явное преимущество с точки зрения устойчивости по сравнению с автомобилями, не имеющими тангенциальных сил на передних колесах. Автомобили с приводом на передние колеса более устойчивы в движении по сравнению с автомобилями с приводом на задние колеса.

4. Наличие циркуляционной мощности в приводе к задним мостам трехосных и четырехосных автомобилей ухудшает их устойчивость движения. Отключение привода к задним колесам улучшит устойчивость движения.

5. Динамическое перераспределение боковых и нормальных нагрузок по левым и правым колесам усугубляет увод оси, следовательно, введение большей угловой жесткости подвески (как рессор, так и амортизаторов) передних осей за счет более широкой установки рессор и амортизаторов, а также введения стабилизаторов на передних осях улучшит устойчивость движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Машгиз, 1947.
2. Антонов Д. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.

УДК 629.1.07.001.24:681.142

Анализ тяговых качеств автомобиля с помощью электронно-цифровых вычислительных машин

А. И. АХМЕДОВ

Институт комплексных транспортных проблем Госплана СССР

СУЩЕСТВУЮЩИЕ графические и графоаналитические методы расчетов не позволяют до проектирования автомобиля провести широкий анализ его тяговых качеств, так как тяговые расчеты очень трудоемки.

Для более глубокого анализа влияния изменения мощности двигателя, передаточных чисел трансмиссии и других параметров на тяговые качества автомобиля надо провести расчеты с переменными значениями этих параметров. Это даст возможность установить ряд вытекающих из такого анализа зависимостей и правильно выбрать значения параметров автомобиля путем сравнения динамических качеств. Такие расчеты можно проводить с применением электронных вычислительных машин.

Однако применяемые в настоящее время методы тяговых расчетов осложняют проведение их на быстродействующих электронных вычислительных машинах.

В связи с этим в Институте комплексных транспортных проблем под научным руководством проф. Д. П. Великанова был разработан аналитический метод тяговых расчетов, который позволил использовать электронные цифровые вычислительные машины (ЭЦВМ) при анализе тяговых качеств автомобиля. При разработке этой методики расчетов использовались работы проф. Г. В. Зимелева [1]. Сущность этой методики заключается в следующем.

Выразим все члены уравнения движения в функции скорости автомобиля.

Можно записать, что при движении автомобиля на *k*-й передаче тяговое усилие на ведущих колесах

$$P_k = 716,2 \frac{N_e i_k i_0^2}{n_e r_{ш}} \eta_{mp} \quad (1)$$

где N_e — мощность двигателя в л. с.;
 n_e — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;

i_k — передаточное число коробки передач;

i_0 — передаточное число главной передачи;

$r_{ш}$ — радиус качения колеса в м;

η_{mp} — механический к.п.д. силовой передачи (допущение $\eta_{mp,k} = \eta_{mp}$ не внесет ощутимых погрешностей в расчет).

Воспользовавшись формулой С. Р. Лейдермана для определения N_e при переменных значениях n_e (однако не исключаются

и другие методы [1]) и выражая величину n_e через скорость движения автомобиля на *k*-й передаче v_k , т. е. $n_e = \frac{v_k i_k i_0}{r_{ш}}$, находим по формуле (1):

$$P_k = 716,2 \frac{N_{max} i_k i_0}{n_{max} r_{ш}^2} \eta_{mp} \left(1 + 2,65 \frac{i_k i_0 v_k}{n_{max} r_{ш}} - 7,03 \frac{i_k^2 i_0^2 v_k^2}{n_{max}^2 r_{ш}^2} \right) \quad (2)$$

где n_{max} — число оборотов коленчатого вала двигателя при максимальной мощности N_{max} .

Уравнение (2) можно представить как квадратное уравнение типа

$$P_k = A_k + B_k v_k + C_k v_k^2, \quad (3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_k &= 716,2 \frac{N_{max} i_k i_0}{n_{max} r_{ш}} \eta_{mp}; \\ B_k &= 2,65 \cdot 716,2 \frac{N_{max} i_k^2 i_0^2}{n_{max}^2 r_{ш}^2} \eta_{mp}; \\ C_k &= 7,03 \cdot 716,2 \frac{N_{max} i_k^3 i_0^3}{n_{max}^3 r_{ш}^3} \eta_{mp}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

При заданном сопротивлении качению, если автомобиль движется по ровной горизонтальной дороге с установившейся максимальной скоростью, тяговое усилие на колесах при включении *k*-й передачи в коробке передач определяется по следующему выражению:

$$P_k = G_a f + \frac{\kappa F v_{max}^2}{3,62} \kappa z,$$

где f — коэффициент сопротивления качению;
 k — коэффициент обтекаемости в $\text{кг сек}^2/\text{м}^4$;
 F — лобовая площадь автомобиля в м^2 .

Тогда можно записать, что

$$A_k + B_k v_{\max} + C_k v_{\max}^2 = G_a f + \frac{\kappa F v_{\max}^2}{3,6^2}.$$

Обозначим

$$\left. \begin{aligned} A_k - G_a f &= A'_k; \\ B_k &= B'_k; \\ C_k - \frac{\kappa F}{3,6^2} &= C'_k. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Находим общее уравнение

$$A'_k + B'_k v_{\max} + C'_k v_{\max}^2 = 0.$$

Это уравнение имеет следующие корни:

$$\left. \begin{aligned} v_{\max} &= \frac{-B'_k + \sqrt{B'^2_k - 4A'_k C'_k}}{2C'_k}; \\ v''_{\max} &= \frac{-B'_k - \sqrt{B'^2_k - 4A'_k C'_k}}{2C'_k}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Так как C'_k — всегда отрицательная величина, а B'_k — положительная величина, то второй корень дает действительное значение максимальной скорости.

Время разгона в сек на k -й передаче можно определить, интегрируя дифференциальное уравнение движения:

$$T_k = \frac{\delta_k G_a}{3,6 C'_k} \cdot \frac{1}{v'_k - v''_k} \cdot \ln \frac{(v'_k - v_{\kappa n}) \cdot (v''_k - \bar{v}_{\kappa n})}{(v'_k - v_{\kappa n}) \cdot (v''_k - v_{\kappa n})},$$

где δ_k — коэффициент неустановившегося режима двигателя и вращающихся масс автомобиля;

$v_{\kappa n}$ — скорость, при которой начинается разгон;

$v_{\kappa m}$ — скорость в конце разгона на передаче;

$v'_k = v_{\max}$ и $v''_k = v''_{\max}$ определяются из уравнения (6).

Если обозначить коэффициент использования максимальной скорости на k -й передаче через γ_k , тогда

$$T_k = \frac{\delta_k G_a}{3,6 g C'_k} \cdot \frac{1}{v'_k - v''_k} \times \ln \frac{(v'_k - \gamma_k v''_k) \cdot (v''_k - \gamma_{k-1} v'_{k-1})}{(v'_k - \gamma_{k-1} v'_{k-1}) \cdot (v''_k - \gamma_k v''_k)}. \quad (7)$$

Время разгона автомобиля складывается из времени разгона на передачах и времени, затрачиваемом на переключение передач:

$$T = \sum_1^p T_k + \sum_1^{p-1} \tau_k, \quad (8)$$

где τ_k — время на переключение с k -й на $(k+1)$ передачу в сек ;

p — число ступеней в коробке передач.

В частном случае, когда на всех передачах установлены синхронизаторы одинаковой конструкции,

$$\sum_1^{p-1} \tau_k = (p-1) \tau,$$

где τ — среднее время, затрачиваемое на переключение передач, в сек .

Тогда можно записать, что общее время разгона на передачах

$$T = \frac{G_a}{3,6 g} \sum_1^p \frac{\delta_k}{C'_k (v'_k - v''_k)} \times \ln \frac{(v'_k - \gamma_k v''_k) \cdot (v''_k - \gamma_{k-1} v'_{k-1})}{(v'_k - \gamma_{k-1} v'_{k-1}) \cdot (v''_k - \gamma_k v''_k)} + (p-1) \tau. \quad (9)$$

Размещение промежуточных передач между выбранными пределами высшей и нижней передачи допускает бесчисленное множество решений, из которых надо выбрать наиболее рациональное.

Передаточные числа промежуточных передач в коробке передач определяются с учетом условия минимального времени разгона до заданной скорости. Одновременно определяются скорости, на которых переключаются передачи. Это позволит добиться высокого среднего ускорения разгона.

Меняя значения передаточных чисел, конечные скорости разгона на передаче и число передач, можно определить оптимальное число передач, ряд передаточных чисел в коробке передач, а также скорости, достигаемые автомобилем в конце разгона на каждой передаче, обеспечивающие наилучшую приемистость автомобиля, т. е. когда разгон автомобиля до заданной скорости будет совершаться за наименьшее время.

Значения δ_k в уравнении (9) определяются следующим образом [2]:

$$\delta_k = \frac{\delta_{вр.к}}{\delta_{н.к}}, \quad (10)$$

где $\delta_{н.к}$ — коэффициент учета неустановившегося режима двигателя на k -й передаче;

$\delta_{вр.к}$ — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля на k -й передаче.

Величина $\delta_{вр.к}$ находится из уравнения

$$\delta_{вр.к} = 1 + \frac{g \eta_{mp} J_{\kappa} i_{\kappa}^2 i_0^2}{G_a r_{ш}^2} + g \frac{\Sigma J_{ш}}{C_a r_{ш}^2},$$

где J_{κ} — суммарный момент инерции маховика и связанных с ним деталей;

$\Sigma J_{ш}$ — суммарный момент инерции колес автомобиля.

Для современных автомобилей $\frac{g \Sigma J_{ш}}{G_a r_{ш}^2} = 0,4$; $J_{\kappa} =$

$= 0,00604 \frac{M_{\max}}{z}$ (z — число цилиндров четырехтактного двигателя с равномерным чередованием вспышек).

Для карбюраторных четырехтактных двигателей может быть принято приблизительно, что отношение числа оборотов при M_{\max} к числу оборотов при n_{\max} равно 0,5. Выражая с помощью формулы С. Р. Лейдермана M_{\max} через N_{\max} и n_{\max} , получим

$$J_{\kappa} = 5,41 \frac{N_{\max}}{n_{\max}}, \quad (11)$$

тогда

$$\delta_{вр.к} = 1,04 + \frac{5,41 g N_{\max} \eta_{mp} i_{\kappa}^2 i_0^2}{z n_{\max} G_a r_{ш}^2}.$$

Для проведения анализа определяем и некоторые другие параметры автомобиля.

Путь разгона автомобиля на k -й передаче определяется по формуле, которая получена в результате интегрирования:

$$S_k = \frac{\delta_k G_a}{3,6^2 g C'_k} \cdot \frac{1}{v'_k - v''_k} \times \left(v'_k \ln \frac{v'_k - v_{\kappa n}}{v'_k - v_{\kappa n}} - v''_k \ln \frac{v''_k - v_{\kappa n}}{v''_k - v_{\kappa n}} \right).$$

Общий путь разгона

$$S = \sum_1^p S_k + \sum_1^{p-1} l_k,$$

где l_k — путь, проходимый автомобилем накатом за время переключения передач при переходе с k -й передачи на $(k+1)$ передачу в m .

В частном случае, когда $\tau_k = \tau$,

$$\sum_1^{p-1} l_k = \frac{\tau}{3,6} \sum_1^{p-1} \gamma_k v_k''.$$

По найденным значениям коэффициентов использования максимальной скорости и передаточных чисел промежуточных передач в коробке передач определяется общий путь разгона

$$S = \frac{G_a}{3,6^2 g} \sum_1^p \frac{\delta_k}{C_k' (v_k' - v_k'')} \times \left[v_k' \ln \frac{v_k' - \gamma_k v_k''}{v_k' - \gamma_{k-1} v_{k-1}''} - v_k'' \ln \frac{v_k'' (1 - \gamma_k)}{v_k'' - \gamma_{k-1} v_{k-1}''} \right] + \frac{\tau}{3,6} \sum_1^{p-1} \gamma_k v_k'' \quad (12)$$

Далее определяем среднюю скорость разгона в км/ч

$$v_{ср.р} = \frac{3,6 S}{T} \quad (13)$$

и среднее ускорение разгона в м/сек²

$$a_{ср.р} = \frac{\gamma_p v_p''}{3,6 T} \quad (14)$$

Для полноты анализа определяем подъемы, преодолеваемые автомобилем на каждой передаче, применяя следующую формулу:

$$\alpha_k = \arcsin \left[\frac{1}{G_a} \left(A_k - \frac{B_k^2}{2C_k'} \right) - f \right] \quad (15)$$

Эти подъемы затем проверяются по сцепному весу.

Тяговые расчеты существующих типов автомобилей по этим формулам показали, что их результаты мало (на 5—7%) отличаются от данных, полученных при их динамических испытаниях.

С помощью ЭЦВМ был проведен расчет перспективного городского автомобиля грузоподъемностью 1 т с трех- и четырехступенчатыми коробками передач при следующих значениях параметров: $G_a = 1800; 2000; 2200; 2400$ кг; $N_{max} = 60; 50; 40; 30$ л. с.; $n_{max} = 4500; 4000; 3500; 3000$ об/мин.

Максимальная скорость на высшей передаче v_p'' для этих автомобилей должна быть больше или равна 88 км/ч, $\gamma = v_p'' = 70$ км/ч.

Исходя из условия получения высокого к.п.д., передаточное число высшей передачи принималось равным 1,0.

По максимальной скорости автомобиля находились значения передаточного числа главной передачи. Из условия обеспечения высокой динамики разгона на высшей передаче и топливной экономичности принято $n_{v,max} = 1,1 n_{N,max}$; откуда $i_0 = 0,0052 n_{N,max}$.

Передаточное число низшей (первой) передачи выбрано по рекомендации д-ра техн. наук Б. В. Гольда [3] с учетом минимальной скорости движения. Минимальная скорость движения устанавливается из условий маневрирования при устойчивых числах оборотов вала двигателя, т. е. скорости 3,5—6,5 км/ч при 500 об/мин коленчатого вала двигателя:

$$i_1 = 75 \frac{r_{ш}}{i_0}$$

По аналогии с существующими автомобилями выбраны значения коэффициента обтекаемости ($k = 0,03$) и лобовая площадь автомобиля ($F = 1,75 \cdot 2,25 = 3,94$ м²).

Были заданы также значения коэффициента сопротивления качению $f = 0,015$, среднего времени, затрачиваемого на переключение передач, $\tau = 1$ сек и к.п.д. трансмиссии $\eta_{mp} = 0,92$.

Анализ основных параметров автомобиля с трехступенчатой коробкой передач проводился на ЭЦВМ (20 000 операций в 1 сек) методом перебора вариантов (различных значений) передаточных чисел промежуточных передач и коэффициентов использования максимальной скорости на передачах. Время расчета составило 30 мин.

Решение задачи для автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач методом прямого перебора с минимальным шагом варьируемого параметра потребовало бы слишком больших затрат машинного времени. Поэтому данная задача решалась методом последовательного сужения шага.

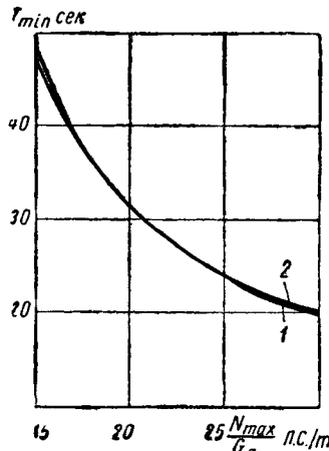


Рис. 1.

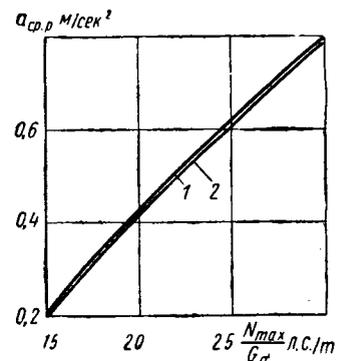


Рис. 2.

Автомобиль с четырехступенчатой коробкой передач рассчитывался на ЭЦВМ (10 000 операций в 1 сек). На решение задачи было затрачено около 6 ч машинного времени. Для обычного анализа основных параметров автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач потребовалась бы работа 30 вычислителей в течение полугода.

Таблица 1

Максимальная мощность двигателя в л. с.	Полный вес автомобиля в кг	Время разгона до скорости 70 км/ч в сек	Путь разгона в м	Средняя скорость разгона в км/ч	Среднее ускорение разгона в м/сек ²	Передаточные числа коробки передач			Максимальные подъемы, преодолеваемые на передачах, в град				Максимальные скорости на передачах в км/ч				Конечные скорости разгона на передачах в км/ч		
						I	II	III	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III
60	2000	20,14	312,0	55,7	0,97	3,6	2,1	1,4	32,6	17,8	11,2	7,4	32,0	53,8	76,6	96,5	22,4	37,6	61,3
50	2000	24,22	368,6	54,7	0,80	3,6	2,1	1,4	26,5	14,6	9,2	5,9	31,9	53,4	75,3	93,1	22,3	40,0	60,2
40	2000	31,37	471,4	54,1	0,62	3,6	2,0	1,3	20,7	10,8	6,4	4,5	31,8	53,1	77,1	88,2	23,8	41,3	61,6
30	2000	47,63	715,2	54,0	0,41	3,6	1,9	1,3	15,1	7,3	4,5	3,1	31,5	56,2	73,2	80,8	23,6	45,0	62,2
60	2400	23,71	358,5	54,4	0,82	3,6	2,1	1,4	26,5	14,6	9,2	6,0	32,0	53,6	76,1	95,6	22,4	37,5	60,9
50	2400	28,92	431,0	53,6	0,67	3,6	2,1	1,4	21,6	11,9	7,5	4,8	31,8	53,1	74,7	91,9	22,3	39,8	59,7
40	2400	38,31	567,9	53,3	0,51	3,6	1,9	1,3	17,0	8,3	5,2	3,6	31,7	57,2	76,2	86,8	23,7	42,9	61,0
30	2400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<80,0	—	—	—	

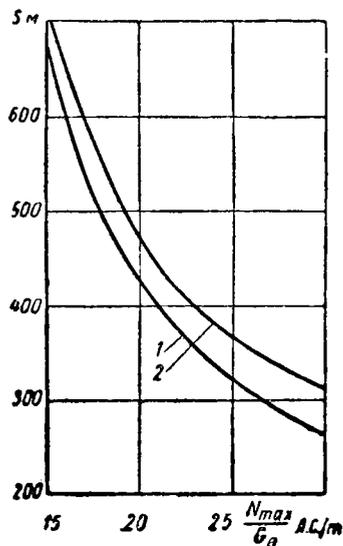


Рис. 3.

В таблице приведены результаты тяговых расчетов автомобилей при $G_a=1800$; 2400 кг; $N_{max}=60, 50, 40, 30$ л. с. и $n_{max}=400$ об/мин.

На рис. 1, 2 и 3 показаны зависимости времени разгона T_{min} , среднего ускорения разгона a_{cp} и пути разгона S от максимальной мощности на 1 т полного веса автомобиля (от удельной мощности) при трехступенчатой (кривые 1) и четырехступенчатой (кривые 2) коробках передач при $n_{max}=4000$ об/мин.

Применение ЭЦВМ позволяет проанализировать влияние изменения мощности двигателя, полного веса автомобиля на динамические качества автомобиля. Одновременно определяются передаточные числа промежуточных передач в коробке передач и конечные скорости разгона на передачах, дающие наиболее высокое среднее ускорение разгона. Это позволяет сделать вывод, что при проектировании автомобиля анализ и выбор его основных параметров надо производить с применением ЭЦВМ.

Предложенный метод анализа взаимной связи параметров автомобиля и выбора промежуточных передач проще в сравнении с существующими и требует значительно меньших материальных затрат и труда для получения необходимых результатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1959.
2. Лурье М. И. «Автомобильная промышленность», 1959, № 7.
3. Гольд Б. В. Проектирование автомобилей. Машгиз, 1956.

УДК 629.11.014.5:621.54

Пути усовершенствования тормозной системы с пневматическим приводом

В. В. ЛЮБУШКИН, канд. техн. наук В. Г. РОЗАНОВ
НАМИ

НА БОЛЬШЕГРУЗНЫХ автомобилях и автобусах большой вместимости широко применяется тормозная система с пневматическим приводом, которая является рациональной в силу обеспечения эффективности действия тормозов при достаточной надежности и простоте ее технического обслуживания. Поэтому особого внимания заслуживают вопросы дальнейшего совершенствования тормозных механизмов и пневматического привода к тормозам автомобилей, автобусов и автопоездов.

Прежде всего при торможении должен быть рационально использован сцепной вес. Для остановки автомобиля на минимальном отрезке пути с сохранением устойчивости движения и управляемости необходимо осуществить оптимальное распределение тормозных сил по осям автомобиля. При этом в каждый момент времени тормозные силы по осям должны соответствовать тому сцепному весу, который приходится на них.

Например, для двухосных грузовых автомобилей изменение величин тормозных сил по осям должно происходить по кривым, близким к показанным на рис. 1. Статическая характеристика тормозного крана определяется графоаналитическим путем¹, который заключается в установлении аналитической зависимости между величинами тормозных сил по колесам и давлениями воздуха в соответствующих рабочих аппаратах, а также между замедлением и силой на тормозной педали. В результате получим оптимальную статическую характеристику для аппаратов пневматического привода тормозов автомобиля (рис. 2). Требуемая статическая характеристика обеспечивается конструкцией тормозных кранов.

Тормозные краны обычной конструкции осуществляют подачу сжатого воздуха к тормозным механизмам колес передней и задней осей в прямолинейной зависимости от усилия, прилагаемого водителем к тормозной педали, или пропорционально ее перемещению. На приведенном графике характеристика, которую обеспечивает устанавливаемый на автомобилях комбинированный тормозной кран, показана штрихпунктирной линией.

¹ Розанов В. Г. Любушкин В. В. «Автомобильная промышленность», 1962, № 6.

В то же время величины тормозных сил, необходимых для подведения к каждой оси (при заданном коэффициенте сцепления шины с дорогой), в процессе торможения, например, при увеличении замедления, изменяются в криволинейной зависимости. В случае изменения нагрузки на автомобиль кривые роста тормозных сил на колесах изменяются как по величине, так и по виду. Подобное положение приводит либо к недоиспользованию сцепного веса при торможении, либо вызывает преждевременную блокировку колес той или иной оси, что нежелательно.

Обеспечение необходимого закона распределения приводных усилий, а следовательно, и тормозных сил по осям автомобиля как с учетом перераспределения веса при торможении, так и в зависимости от степени загрузки автомобиля достигается наличием отдельного привода к тормозам передней и задней осей автомобиля, а также путем управления давлениями воздуха к ним с обеспечением нужного закона его распределения.

Это может достигаться либо специальной конструкцией тормозного крана, либо введением в систему пневматического привода таких аппаратов, которые устанавливают пропорциональное изменение давления воздуха в функции прогиба элемента подвески автомобиля, либо введением в систему пневматического привода к тормозам автомобиля дополнительных аппаратов, позволяющих изменять характеристику или автоматически или по воле водителя.

Время срабатывания пневматического привода к тормозам снижается как за счет сокращения объемов рабочих аппаратов (при введении отдельного привода к тормозам передних и задних колес автомобиля), так и за счет больших проходных сечений клапанов тормозных кранов и воздухопроводов и частично за счет спрямления потока воздуха при его прохождении по магистралям привода.

Специальные новые распределительные тормозные аппараты, бесфлазцевые тормозные камеры с обжимными кольцами и оптимальные раскладка и параметры воздухопроводов — все это позволит иметь пневматический привод к тормозам грузовых автомобилей, который обеспечивает оптимальные характеристики во всех условиях работы тормозной системы.

Для усовершенствования тормозных механизмов рекомендуется установка на концах тормозных колодок роликовой опоры либо на втулке, либо на игольчатых подшипниках. Введение роликовой опоры колодок на скользящей втулке (по данным испытаний, проведенных в НАМИ) дает увеличение тормозного момента на 10—15% при всех прочих равных условиях.

Толщина тормозных накладок колесных механизмов по длине колодок у существующих тормозов сделана постоянной, тогда как износ накладки по ее длине происходит неравномерно. Результатом такого несоответствия являются большие потери средств, получающиеся из-за того, что около 50—60% фрикционного материала идет в отходы. Для максимального использования материала накладок их следует делать переменного профиля, соответствующего износу по длине колодки. При этом желательным условием является приклеивание накладок.

В дальнейшем имеет смысл заменять чугунные тормозные колодки колодками из пластмассы, что позволит снизить вес неподдрессоренных масс автомобиля на 45—50 кг. Пластмассовые колодки к тому же исключают возможность задира барабана в случае полного износа фрикционных накладок.

В тормозной механизм, кроме того, целесообразно ввести автоматическое приспособление, обеспечивающее постоянство зазора между барабаном и накладками по мере их износа.

Автоматическая регулировка зазора между барабаном и накладками, освобождая обслуживающий персонал от необходимости периодической регулировки тормозов, обеспечивает поддержание при рабочем аппарате диафрагменного типа (тормозной камере) постоянства величины приводного усилия в конечном его положении и сохраняет постоянным объем рабочих аппаратов, а следовательно, и время срабатывания привода к тормозам.

Введение приспособления для автоматической регулировки зазоров повышает эксплуатационные свойства автомобиля, а также улучшает технические показатели привода благодаря автоматическому поддержанию постоянного хода штока тор-

можной камеры, что обеспечивает уменьшение и постоянство времени срабатывания привода и усилия на штоке рабочего аппарата. При торможении усилие от штока рабочего аппарата передается на рычаг, который, зацепляясь по торцу с муфтой, поворачивает ее, а вместе с ней и вал разжимного кулака.

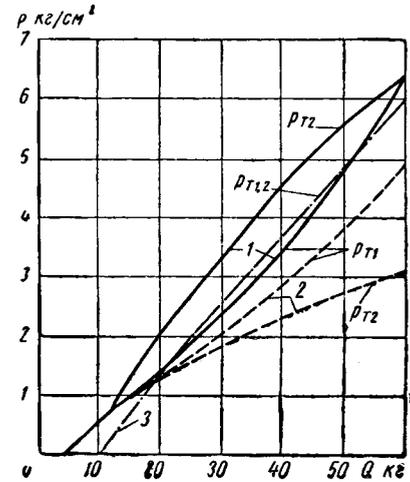


Рис. 2. Статические характеристики комбинированных тормозных кранов автомобилей:

1 — груженого; 2 — порожнего; 3 — действительная характеристика; p_{T1} , p_{T2} — соответственно давление воздуха в передних и задних рабочих аппаратах автомобиля.

При оттормаживании вал разжимного кулака поворачивается обратно только на величину угла, заранее конструктивно задаваемого, для обеспечения необходимого гарантированного зазора между барабаном и накладками колодок.

По мере износа накладок и барабана при торможении обеспечивается дальнейший поворот разжимного кулака за счет проскальзывания торцового зацепления обоймы муфты относительно неподвижной обоймы.

Благодаря этому осуществляется автоматически ступенчатая регулировка зазора, причем размеры ступеней должны

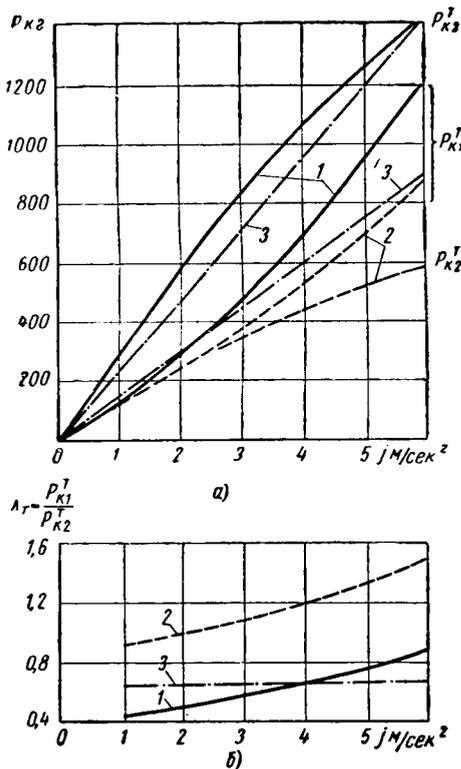


Рис. 1. Примерная характеристика торможения грузового двухосного автомобиля:

1 — груженого; 2 — порожнего; 3 — действительная характеристика; а — изменение тормозных сил по осям в функции замедления; б — изменение отношений тормозных сил в функции замедления P ; P_{K1}^T , P_{K2}^T — соответственно тормозные силы передних и задних колес автомобиля.

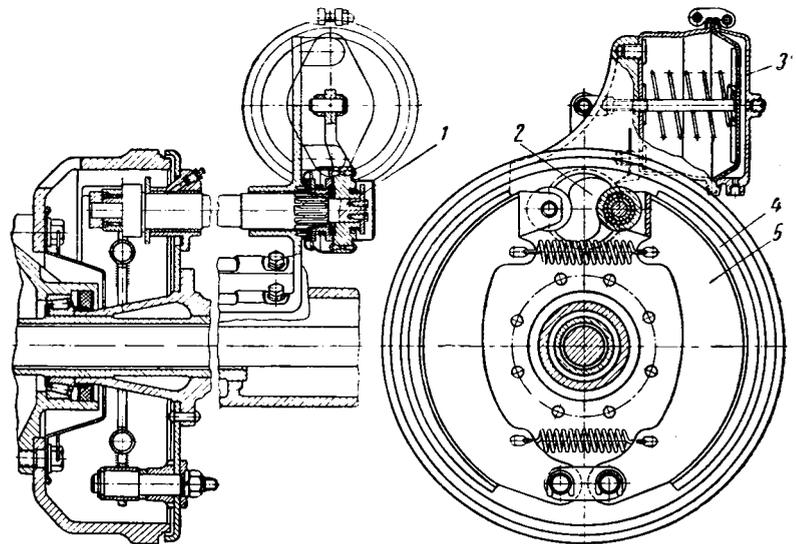


Рис. 3. Усовершенствованный тормозной механизм для грузовых автомобилей:

1 — приспособление автоматической регулировки зазора между барабаном и накладками; 2 — разжимной кулак с роликовой опорой колодок; 3 — тормозная камера бесфланцевая с обжимным кольцом; 4 — тормозная накладка переменного профиля; 5 — тормозная колодка сварная.

учитывать тепловое расширение барабана, чем исключается возможность заклинивания тормоза.

Применение подобного приспособления в сочетании с профилированными фрикционными накладками дает возможность полностью исключить регулировку опор колодок тормозов.

Введение в тормозной механизм автоматической регулировки зазора между барабаном и накладками, профилированных тормозных накладок, приклеенных к сварным или пластмассовым колодкам, а также роликовой опоры колодок на разжимной кулак — позволит существенно повысить эффективность действия тормозного механизма и резко снизить расходы на фрикционные материалы (рис. 3).

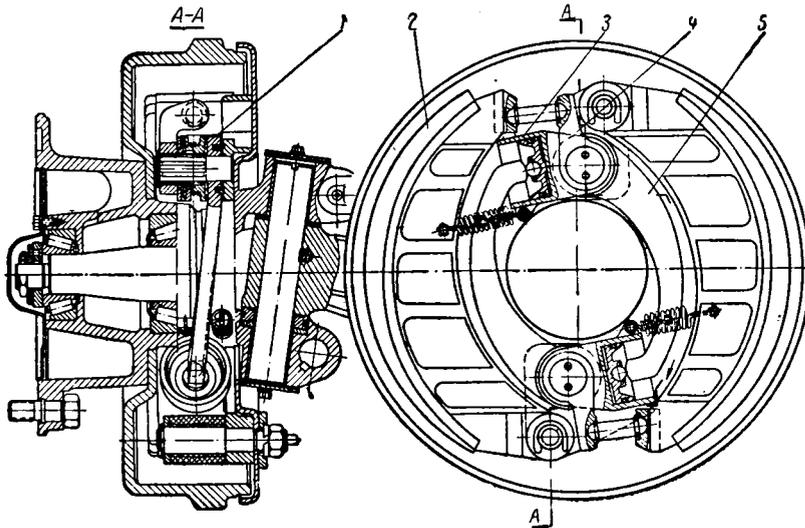


Рис. 4. Тормозной механизм с внутренним пневматическим приводом повышенного давления:

1 — приспособление автоматической регулировки зазора между барабаном и накладками; 2 — тормозная накладка переменного профиля; 3 — силовой цилиндр пневматического привода; 4 — рычаг (малый) тормозной колодки; 5 — рычаг (большой) силового цилиндра.

На грузовых автомобилях можно также применять новую тормозную систему с пневматическим приводом при повышенных величинах давления воздуха, порядка $12-14 \text{ кг/см}^2$, с использованием в качестве источника питания компрессора двухступенчатого сжатия. Компрессоры подобного типа получили некоторое распространение в автомобилестроении и широкое распространение в самолетостроении.

Переход работы пневматического привода с рабочих давлений $6-8 \text{ кг/см}^2$ на $12-14 \text{ кг/см}^2$ позволит резко сократить

габариты и вес большинства рабочих агрегатов и аппаратов. При этом потребуются пересмотреть конструкцию распределительного тормозного крана с целью сокращения параметров его следящего механизма и прочих габаритов.

Конструкции тормозных механизмов с пневматическим приводом в настоящее время сохранены такими же, как в случае механического привода, только на рычаги разжимных кулаков воздействуют пневматические рабочие аппараты. Подобные механизмы позволяют применять только одну схему тормоза, имеют весьма низкий к.п.д. (за счет больших потерь на трение в разжимном кулаке), значительный вес (за счет установки отдельных рабочих аппаратов и привода), большие габариты (за счет раздельной установки аппаратов значительных размеров) и обладают рядом других недостатков.

Применение пневматического привода с повышенным давлением воздуха позволяет ввести пневматические рабочие аппараты поршневого типа внутрь тормозного механизма и передавать приводное усилие на колодки через рычаги, внутри опор которых размещены приспособления с торцовым фиксированием для автоматической регулировки зазора между накладками и барабаном (рис. 4).

Использование тормозного механизма подобного типа дает возможность применить любую схему колодочного тормоза — обычную, с двумя заклиниваемыми колодками (с разнесенными опорами) или с двойным самоуслеснением; повысить к.п.д. механизма; уменьшить время срабатывания привода; снизить вес и уменьшить габариты механизма; разрешить вопрос о создании герметичного варианта тормоза с пневматическим приводом.

Расчеты показывают, что для грузовых автомобилей, при барабанах того же диаметра эффективность действия можно повысить более чем в 1,5 раза при равномерной нагрузке на каждую колодку с исключением радиальных нагрузок на подшипники колеса.

Давление воздуха $12-14 \text{ кг/см}^2$ является оптимальным и для применения пневматической подвески, баллоны которой свободно размещаются у осей, в случае применения тормозных механизмов подобного типа.

Усовершенствованные описанным способом тормозные системы для грузовых автомобилей как при обычном давлении ($6-8 \text{ кг/см}^2$), так и при повышенных давлениях воздуха ($12-14 \text{ кг/см}^2$) позволяют обеспечить работу их по оптимальным характеристикам, что даст возможность повысить эффективность действия тормозов и увеличить эксплуатационную производительность автомобильного транспорта.

УДК 621.438.045.712

Охлаждение спирали свечи накаливания потоком воздуха в камере сгорания газотурбинного двигателя

Канд. техн. наук А. С. ШТЕЙНБЕРГ

НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время свечи накаливания широко применяются в дизелях для подогрева воздуха в камере сгорания головки цилиндра при зимнем пуске двигателя. Свечи накаливания могут быть использованы также и для газотурбинного двигателя.

Условия работы свечи накаливания в камере сгорания газотурбинного двигателя осложняются тем, что скорость потока в этой камере достаточно высока, что приводит к интенсивному охлаждению спирали при пуске. Поэтому необходим дополнительный нагрев спирали в камере сгорания при пуске.

Полученные при исследовании значения коэффициентов теплоотдачи спирали могут быть использованы при расчете ее температуры в тех или иных условиях работы свечи.

Для исследования была выбрана двухпроводная свеча накаливания дизеля (рис. 1). Спираль накаливания 1 соединялась с сердечником свечи 2 и изолированной от него втулкой корпуса свечи 3. Ток подводится к свече с двух сторон изолятора 4, зажатого контактной гайкой 5.

Спираль состояла из 1,5 витков проволоки диаметром 2 мм. Радиус спирали 4 мм, длина спирали 14 мм, зазор между соседними витками 2 мм.

Материалом спирали являлся хромоалюминиевый сплав ОХ23Ю5 (ЭИ595) с высоким омическим сопротивлением, содержащий 23% хрома, 5% алюминия, 0,6% кремния и до 0,06% углерода.

Удельное электрическое сопротивление сплава

$$\rho = 1,35 + 5,1 \cdot 10^{-5} \text{ ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}.$$

Сопротивление спирали при 20° R=0,029 ом. Удельный вес сплава $\gamma=7,27 \text{ г/см}^3$, вес спирали 1,47 г. Оптимальная рабочая температура 1100°, предельная температура нагрева 1200°.

Питание свечи накаливания в опытах осуществлялось от сети переменного тока 220 в через реостат ЛАТР-1 и трансформатор с коэффициентом трансформации 1:10. Такая схема устраняла необходимость частой зарядки аккумуляторов и позволяла выдерживать постоянство режима при длительных испытаниях.

Температура спирали измерялась платино-платинородиевой термопарой диаметром 0,2 мм, зачеканенной в средней части спирали, а также с помощью оптического пирометра ОППИР-09.

Оптический пирометр был калиброван по стандартной лампе. Поправки на эмиссионную способность материала не производилось, так как она составляла всего 5—10°, что находилось в пределах точности измерений.

При температуре 1515°, определенной оптическим пирометром, происходило плавление спирали. Это совпадает с известной температурой плавления данного сплава (1500—1510°).

За счет зачеканки горячего спая в тело спирали удалось уменьшить теплоотдачу от спая в окружающую среду, поэтому погрешность при измерениях термопарой в широком диапазоне изменения температур не превышала 50°. В дальнейшем приводятся только значения температур, определенные оптическим пирометром.

Охлаждение спирали свечи накаливания исследовалось в камере сгорания 1 газотурбинного двигателя (рис. 2), смонтированной в кожухе 2. Свеча накаливания 3 с термопарой 4 монтировалась в специальном переходнике 5.

Диаметр камеры в миделевом сечении составлял 140 мм, длина 250 мм. Суммарная площадь отверстий в камере сгорания 71,5 см. Через лопаточный завихритель камеры 6, в центре которого находилась форсунка 7, поступало около 3,5% воздуха и через перфорированную головку 8 около 8%.

Температура воздуха, поступающего в камеру сгорания от центробежного компрессора, изменялась в зависимости от расхода воздуха в пределах 30—60°.

Выход из камеры был открытым, поэтому давление в ней мало отличалось от атмосферного.

Установившийся тепловой режим спирали в неподвижном воздухе. В процессе нагрева проводника тепло Q_0 , выделяемое проходящим током, расходуется на повышение температуры проводника и на теплоотдачу в воздух. После достижения установившегося теплового режима теллосодержание проводника остается постоянным и все тепло расходуется только на теплоотдачу в воздух.

Коэффициент теплоотдачи проводника воздуху определяется по формуле

$$\alpha_0 = \frac{Q_0}{F \Delta t} \text{ ккал/м}^2 \text{ ч}^\circ \text{С}, \quad (1)$$

где F — поверхность проводника в м^2 ;

Δt — разность температур проводника и окружающего воздуха в $^\circ \text{С}$.

Тепло Q_0 передается окружающему воздуху путем конвекции Q_k и путем лучеиспускания Q_λ .

Тепло

$$Q_0 = Q_k + Q_\lambda \text{ ккал/ч}. \quad (2)$$

Соответственно

$$\alpha_0 = \alpha_k + \alpha_\lambda \text{ ккал/м}^2 \text{ ч}^\circ \text{С}, \quad (3)$$

где α_k и α_λ — коэффициенты теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием.

При исследовании теплоотдачи спирали свечи теплопроводностью от спирали к корпусу свечи пренебрегаем вследствие большого отношения длины спирали к ее диаметру

$$\left(\frac{l}{d} = 32\right).$$

Интересно выявить долю тепла, отводимого от спирали путем конвекции и путем лучеиспускания.

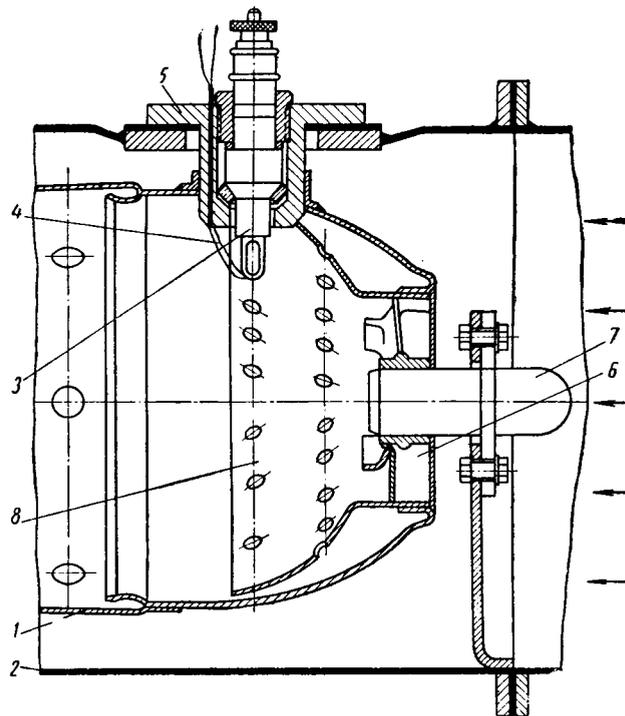


Рис. 2. Схема установки свечи накаливания в камере сгорания.

В таблице приведены результаты расчета теплоотдачи спирали, выполненного по обычным формулам теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k определялся по формуле

$$\alpha_k = \frac{Nu \lambda}{d} \text{ ккал/м}^2 \text{ ч}^\circ \text{С}, \quad (4)$$

где Nu — критерий Нуссельта;

λ — коэффициент теплопроводности воздуха в $\text{ккал/м ч}^\circ \text{С}$;

d — диаметр проволоки в м.

Критерий Нуссельта, в свою очередь, определялся по формуле

$$Nu = c (Gr Pr)^n, \quad (5)$$

где Gr — критерий Грасгофа;

Pr — критерий Прандтля;

c ; n — постоянные коэффициенты, зависящие от произведения $GrPr$.

Критерий Грасгофа рассчитывался по уравнению

$$Gr = \beta \frac{gd^3}{\nu^2} \Delta t, \quad (6)$$

где β — коэффициент объемного расширения воздуха;

g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 ;

Δt — разность температур проволоки и воздуха в $^\circ \text{С}$;

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха в $\text{м}^2/\text{сек}$.

Таблица 1

l в a	t_{cp} в $^{\circ}C$	$Q_0 = 0,86 P^2 R$ в $ккал/ч$	α_0 в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot ^{\circ}C$	$t_{cp} = \frac{1}{2}(t_{cp} + t_{\theta})$	λ_{cp} в 10^2 в $ккал/м \cdot ч \cdot ^{\circ}C$	ν_{cp} в 10^6 в $м^2/сек$	Pr_{cp}	Cr_{cp}	$(Cr Pr)_{cp}$	Nu	α_k в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot ^{\circ}C$	Q_k в $ккал/ч$	Q_{λ} в $ккал/ч$	α_{λ} в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot ^{\circ}C$
34,6	880	29,8	87,6	450	4,75	72	0,682	35,1	23,9	1,76	41,7	14,1	14,7	43
40,5	985	41,4	108	502	5,0	80	0,687	31,7	21,8	1,74	43,5	16,6	23,8	63,2
44,5	1060	50	121,2	540	6,2	87	0,693	29,1	20,15	1,71	44,5	19,3	32,9	79,8
51	1170	66,3	145,5	595	5,4	96	0,699	26,4	18,42	1,7	45,8	20,8	46,3	101
57	1245	82,6	171	632	5,55	100,5	0,7	25,8	18,05	1,74	48,5	23,5	58	118
63	1330	101,5	196	675	5,7	108	0,71	23,6	16,75	1,67	47,5	24,6	75	144
64	1325	104	201	673	5,7	108	0,71	23,5	16,7	1,67	47,5	24,5	81	156
70,5	1430	127	223,8	725	5,9	117	0,72	21,75	15,7	1,66	49,0	27,2	98,1	176,3
73	1460	136,5	236	740	5,95	120	0,72	21,05	15,15	1,65	49,1	27,8	111,2	194,2
75,5	1480	146	253	750	6,0	122	0,72	20,65	14,9	1,65	49,5	28,5	115,1	199
78	1500	156	267	760	6,05	124	0,72	20,28	14,6	1,65	50,0	28,8	134,4	229

и соответственно

$$\alpha_{\lambda} = \frac{Q_{\lambda}}{F \Delta t} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}C. \quad (10)$$

Для того чтобы оценить взаимное влияние витков спирали на коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием, был проведен опыт с нагретом прямой проволоки диаметром 2 мм и длиной 65 мм, выполненной из того же материала, что спираль (ЭИ595) с тем же сопротивлением (0,029 ом).

На рис. 3 приведены характеристики изменения коэффициентов теплоотдачи α_0 , α_k , $\alpha_{\lambda} f(^{\circ}C)$ для прямой проволоки 1 и спирали 2 в зависимости от температуры нагрева. Как видно из приведенных данных, коэффициенты теплоотдачи конвекцией для прямой проволоки и спирали имеют одинаковое значение, в то время как коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием спирали ниже, чем прямой проволоки. Это объясняется тем, что часть лучей попадает на соседние грани.

Режим обдува спирали потоком воздуха. Для исследования теплоотдачи спирали в потоке свеча с помощью специального кронштейна помещалась по оси трубы диаметром 300 мм, через которую продувался воздух. Скорость воздуха по оси трубы рассчитывалась по средней расходной скорости с учетом соотношения $\frac{W_{cp}}{W_{оси}} = f(Re)$, приведенного в опытах Никурадзе.

Вторая часть опытов проводилась с прямой проволокой, ось которой располагалась перпендикулярно оси трубы.

На рис. 4 даны характеристики изменения температуры прямой проволоки 1 и спирали 2 в зависимости от скорости обдува, построенные для постоянной силы тока $I=70 a$. Там же нанесены данные предыдущих опытов без обдува ($W=0$).

При увеличении скорости обдува от $W=0$ до $W=42,3 м/сек$ при постоянной силе тока температура спирали и прямой проволоки понижается примерно на одну и ту же величину — 600° , причем температура прямой проволоки оказалась на $75-100^{\circ}$ ниже температуры спирали.

На рис. 4 приведены также характеристики изменения коэффициента теплоотдачи α_0 и коэффициента теплоотдачи конвекцией α_k в зависимости от скорости обдува.

При расчетах коэффициентов теплоотдачи критерий Нуссельта для упрощения в обоих случаях определялся по известным формулам теплоотдачи при обтекании цилиндра:

$$Nu = 0,52 Re^{0,47} \text{ при } Re = 1,10^1 \div 1 \cdot 10^3;$$

$$Nu = 0,18 Re^{0,62} \text{ при } Re = 1,10^3 \div 2 \cdot 10^5.$$

При этом физические параметры для сухого воздуха, используемые в расчетах, соответствовали температуре, равной средней арифметической величине температуры нагревательного элемента и температуры воздуха.

Более высокие значения α_0 для прямой проволоки, чем для спирали, объясняются большей величиной ее коэффициента теплоотдачи излучением.

Рост величины α_0 с увеличением скорости обтекания происходит менее интенсивно, чем рост α_k , так как с увеличением скорости обтекания снижается температура проволоки и спирали и соответственно уменьшается значение α_{λ} .

Чтобы выявить особенности рабо-

Величины λ , ν , Pr брались для расчетной температуры, равной средней арифметической величине между температурой проволоки и температурой воздуха.

Количество тепла, переданного проволокой в воздух путем конвекции, рассчитывалось по уравнению

$$Q_k = \alpha_k F \Delta t \text{ ккал/ч.} \quad (7)$$

Количество тепла, переданного проволокой в воздух лучеиспусканием, определялось по формуле

$$Q_{\lambda} = \epsilon C_0 F \left[\left(\frac{T_{np}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\theta}}{100} \right)^4 \right] \text{ ккал/ч,} \quad (8)$$

где $C_0 = 4,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{K}^4$ — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела;

$\epsilon = 0,75$ — степень черноты проволоки.

Анализ данных, приведенных в таблице, показывает, что количество тепла, рассчитанное по закону Джоуля-Ленца ($Q_0 = 0,86 I^2 R$), практически равно количеству тепла, идущего на теплоотдачу конвекцией и лучеиспусканием ($Q_k + Q_{\lambda}$), рассчитанных по формулам (7) и (8).

Удовлетворительное совпадение этих данных подтверждает правильность выбранных коэффициентов при расчете теплоотдачи.

Количество тепла, отводимого путем лучеиспускания в дальнейшем определялось так:

$$Q_{\lambda} = Q_0 - Q_k \text{ ккал/ч} \quad (9)$$

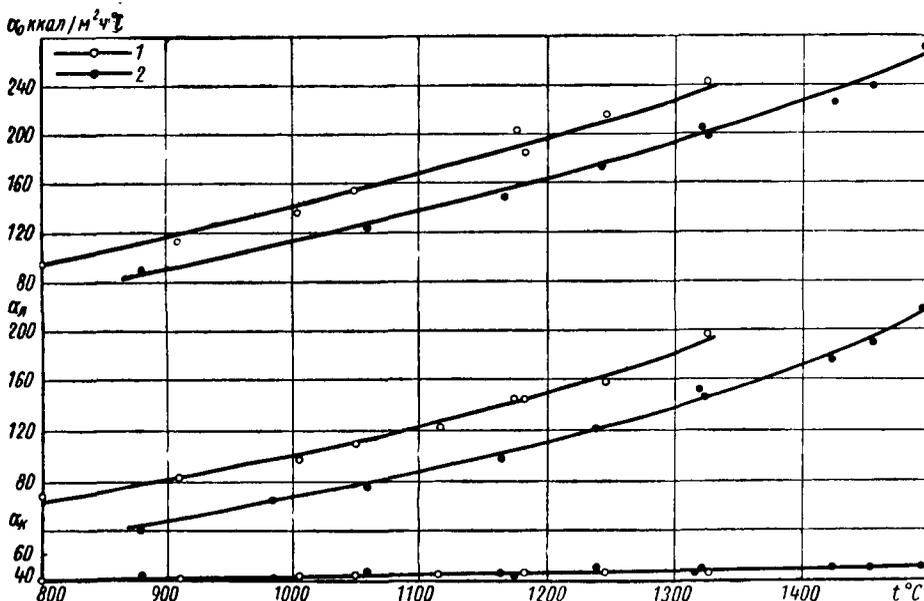


Рис. 3. Характеристики изменения коэффициентов теплоотдачи прямой проволоки 1 и спирали 2 в зависимости от температуры нагрева.

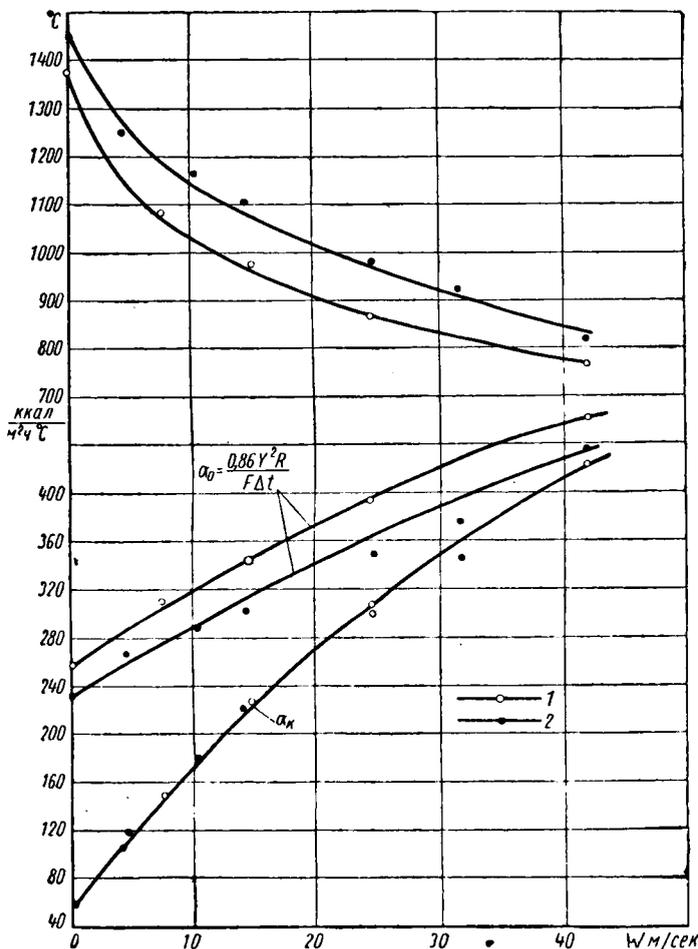


Рис. 4. Характеристики изменения коэффициентов теплоотдачи и температуры прямой проволоки и спирали в зависимости от скорости обдува в трубе при $I=70$ а.

ты свечи в камере сгорания, нужно провести сравнительный анализ нагрева спирали в трубе и в камере сгорания.

На рис. 5 приведены характеристики изменения α_0 и t_{cn} в зависимости от скорости потока при установке свечи в камере сгорания 1 ($h=25$ мм) и в трубе 2 при постоянной силе тока $I=70$ а. Скорость потока в камере сгорания определялась шаровым пятиканальным насадком.

Анализ характеристик α_0 , $t_{cn}=f(W)$, приведенных на рис. 5, показывает, что при одинаковой скорости обтекания спирали теплоотдача в камере сгорания протекает значительно интенсивнее, чем в трубе.

Так, при скорости обтекания 10 м/сек коэффициент α_0 в камере сгорания составляет 396 $\text{ккал}/\text{м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$, что на 40% выше значения α_0 в трубе; температура спирали в камере при этом была соответственно меньше на 300°.

Кроме того, характеристики α_0 , $t_{cn}=f(W)$ при обдуве свечи в камере протекают более круто, чем в трубе.

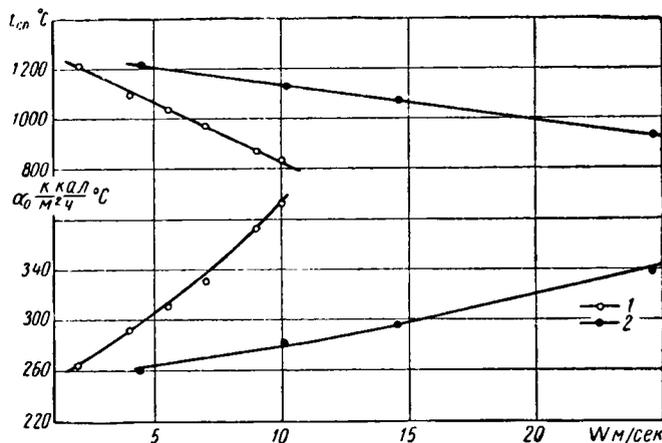


Рис. 5. Характеристики изменения α_0 и t_{cn} в зависимости от скорости обдува при установке свечи в камере сгорания и в трубе; $I=70$ а.

Известно, что в пределах практически применяемых чисел Рейнольдса для технически гладких труб значение интенсивности турбулентности не превышает 2—5%. В то же время в первичной зоне камеры сгорания в отдельных точках она может достигать величины 70—75%.

В данном случае турбулизация потока воздуха в камере, вызванная установкой завихрителя и парфаринованной головки, достигает значительно большей величины, чем в трубе, что вызывает рост α_0 и снижение t_{cn} в камере сгорания. Так, при увеличении скорости воздуха на каждый 1 м/сек температура спирали в трубе снижается на 13°, а в камере сгорания на 53°.

С указанным явлением следует считаться при установке свечи накаливания в камере газотурбинного двигателя, так как получение необходимой для воспламенения топлива температуры спирали потребует дополнительного увеличения силы тока.

Выводы

1. При определении температуры спирали оптический пирометр дает более правильные показания, чем термопара. Так, термопара с диаметром проволоки 0,2 мм дает показания на 50° ниже за счет теплоотдачи от горячего спая.
2. При постоянной силе тока температура спирали выше температуры эквивалентной прямой проволоки на 60—70° за счет меньшей величины коэффициента теплоотдачи спирали.
3. Теплоотдача спирали в камере сгорания значительно превосходит теплоотдачу в трубе вследствие интенсивной турбулизации потока в камере. Так, при скорости обтекания спирали 10 м/сек коэффициент теплоотдачи ее в трубе равен 280 $\text{ккал}/\text{м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$, а в камере около 400 $\text{ккал}/\text{м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$, или примерно на 40% выше.
4. Теплоотдача спирали в камере более резко изменяется с изменением скорости, чем в трубе. При этом увеличению скорости воздуха на 1 м/сек соответствует понижение температуры спирали на 13° в трубе и на 53° в камере сгорания.
5. В условиях пуска камеры сгорания газотурбинного двигателя свечой накаливания необходимо производить расчет потребной мощности нагрева с учетом падения температуры спирали при обдуве ее воздухом.

Отметчики пути с переменным масштабом записи

Н. М. СЕРГЕЕВ, П. И. ТАРАНЕНКО

Московский автодорожный институт, НАМИ

ИСПОЛЬЗУЕМЫЙ до сих пор способ измерения пути не точен, требует затраты значительного времени для расшифровки осциллограмм, а также расхода большого количества осциллографической ленты при испытании автомобиля на повышенных скоростях.

В Московском автодорожном институте разработан и использован более совершенный способ измерения пройденного пути, позволяющий повысить точность измерений и одновременно уменьшить расход ленты и трудоемкость обработки результатов испытаний. При помощи отметчиков пути с переменным масштабом записи на малых скоростях автомобиля можно наносить отметки через какую-либо долю оборота, а на повышенных — через оборот и несколько оборотов детали, приводящей в действие прерывателя.

Прерыватели (рис. 1) представляют собой несколько измененный автомобильный распределитель зажигания, тип которого выбирают в зависимости от того, с какой точностью необходимо измерение пути. Так, для нанесения отметок через $\frac{1}{8}$ оборота использован распределитель восьмицилиндрового двигателя. В конструкцию распределителя внесены небольшие изменения. Центробежный регулятор опережения зажигания заблокирован заваркой отверстий в траверсе, а вакуумный регулятор снят. Дополнительно к обычному прерывателю, замыкающему цепь через $\frac{1}{8}$ оборота, из деталей того же распределителя изготовлен второй прерыватель, дающий отметки через один оборот. В установленный на роторе 1 держатель 2 вставлен медно-графитовый контакт 3, который пружиной 4 прижат к кольцу 5, приклеенному к крышке 6 распределителя. Одна половина кольца выполнена из текстолита, а другая — из латуни, причем латунное полукольцо припаяно к боковым контактам крышки. После регулировки синхронности действия прерывателей подвижный диск распределителя застопорен винтом. Для уменьшения постоянной времени конденсатор отсоединен от контактов прерывателя.

Помимо отметок через $\frac{1}{8}$ оборота и один оборот прерыватели позволяют с помощью специальных схем наносить также отметки через четыре и два оборота.

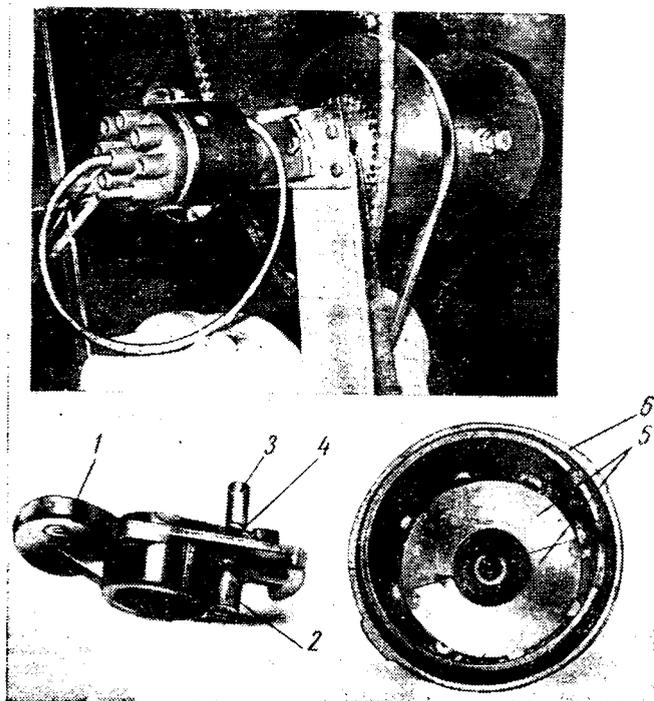


Рис. 1. Прерыватели.

На рис. 2 изображена схема отметчика пути, который использован в качестве стационарного отметчика при стендовых испытаниях автомобилей. Основным звеном отметчика служит шаговый искатель типа ШИ-50. Прерыватель $ПР \frac{1}{8}$, дающий отметки через $\frac{1}{8}$ оборота, включен в цепь шлейфа $Ш \frac{1}{8}$ через сопротивление R_2 и нормально закрытые контакты реле P .

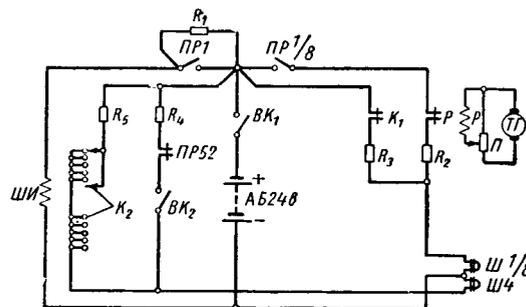


Рис. 2. Схема отметчика пути с шаговым искателем.

Обмотка реле P через потенциометр Π соединена с тахогенератором $ТГ$, вал которого жестко связан с валом беговых барабанов или колесом автомобиля. Прерыватель $ПР \frac{1}{8}$, дающий отметки через один оборот, включен в цепь обмотки шагового искателя $ШИ$, нормально закрытые контакты K_1 которого и сопротивление R_3 , а также контакты прерывателя $ПР \frac{1}{8}$, контакты реле P и сопротивление R_2 составляют две параллельные ветви. Параллельно контактам прерывателя $ПР \frac{1}{8}$ включено искрогасящее сопротивление R_1 .

Если медно-графитовый контакт в течение полуоборота находится на текстолитовой части кольца, то контакты K_1 шагового искателя замкнуты, а сопротивление R_3 включено параллельно сопротивлению R_2 . В результате световая точка шлейфа $Ш \frac{1}{8}$ несколько смещается по высоте и в течение полуоборота наносит четыре отметки через $\frac{1}{8}$ оборота. В следующую половину оборота прерыватель $ПР \frac{1}{8}$ включает обмотку $ШИ$ шагового искателя, вследствие чего его контакты K_1 размыкаются, выключая из цепи сопротивление R_3 . Световая точка перемещается в исходное положение, продолжая наносить отметки через $\frac{1}{8}$ оборота.

При скорости автомобиля 5—6 км/ч отметки на ленте, перемещающейся со скоростью 2,5—3 мм/сек, выглядят в виде засвеченной полосы. Для устранения этого недостатка служит реле P , которое в этом случае размыкает свои нормально закрытые контакты P и выключает прерыватель $ПР \frac{1}{8}$ из цепи. Другой же прерыватель продолжает наносить отметки через один оборот.

Подвижные и неподвижные контакты K_2 шагового искателя $ШИ$ и сопротивление R_5 включены в цепь шлейфа $Ш4$, посредством которого наносят отметки через четыре, а в случае необходимости и через 52 оборота. Для нанесения отметок через четыре оборота неподвижные контакты искателя через четыре контакта соединены между собой. Отметки через 52 оборота получают с помощью прерывателя $ПР52$, приводимого в действие кулачком на валике искателя. Контакты прерывателя $ПР52$ и сопротивление R_4 присоединены параллельно контактам K_2 и сопротивлению R_5 .

На рис. 3 в качестве примера приведена осциллограмма разгона и выбега автомобиля с отметками пройденного пути.

Более доступна вторая схема (рис. 4), собранная на телефонных реле и позволяющая в своем простейшем виде наносить отметки через один и два оборота колеса или беговых барабанов. Схема представляет собой несколько видоизмененную схему кольцевого счетчика. Отметчик пути этого типа предназначен для грузовых автомобилей и автобусов.

На малых скоростях автомобиля напряжения тахогенератора $ТГ$, подводимое через потенциометр Π к обмотке реле управления IPY , мало и нормально открытые контакты этого

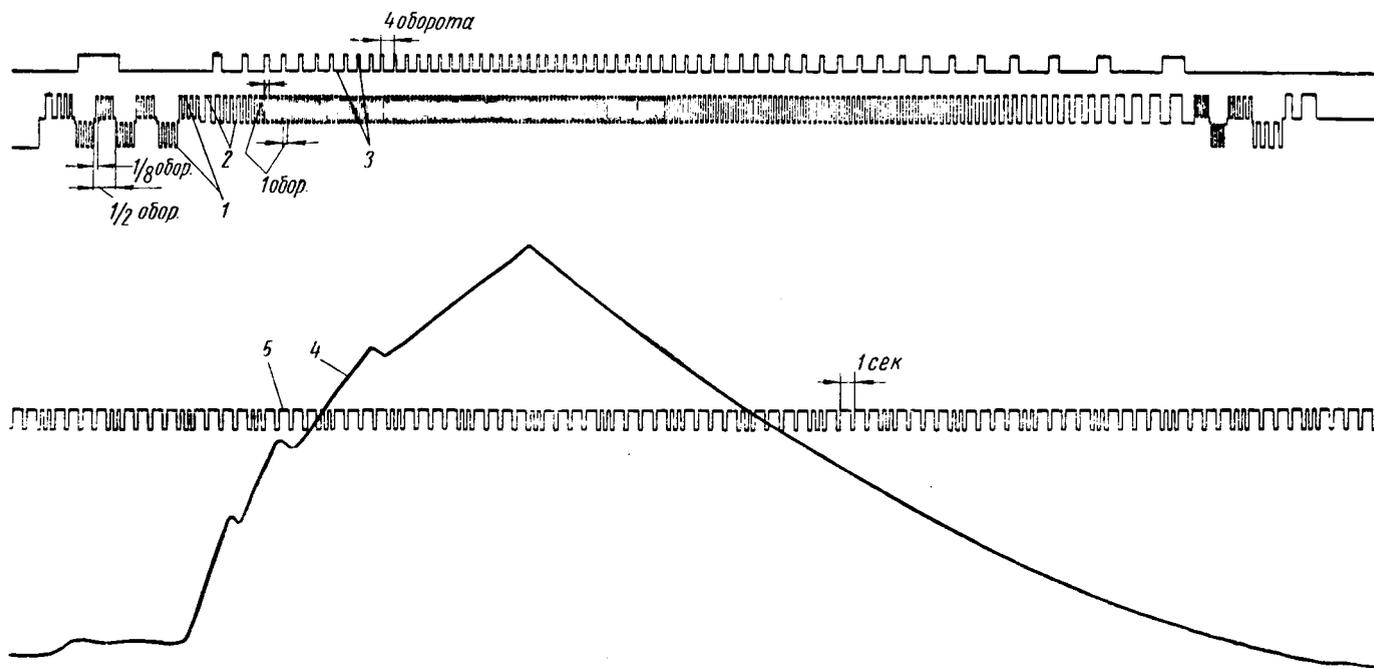


Рис. 3. Осциллограмма разгона и выбега автомобиля:

1 — отметки пути через $\frac{1}{8}$ оборота беговых барабанов; 2 — через один оборот; 3 — через четыре оборота; 4 — скорость; 5 — отметки времени.

реле разомкнуты, а нормально закрытые — замкнуты. Прерыватель *ПР1*, дающий отметки через один оборот, включен непосредственно в цепь шлейфа *Ш*, с помощью которого наносят отметки через один и два оборота. При увеличении скорости автомобиля реле *1РУ* размыкает свои нормально закрытые контакты и выключает прерыватель *ПР1*. Одновременно оно замыкает свои нормально открытые контакты и включает прерыватель в цепь реле управления *2РУ*.

При каждом включении реле *2РУ* нормально открытые контакты этого реле, замыкаясь, позволяют подвести напряжение к реле *1Р* и *3Р*, а при каждом выключении нормально закрытые контакты его, замыкаясь, дают возможность подвести напряжение к реле *2Р* и *4Р*.

Реле *1Р—4Р* соединены между собой в кольцевую схему. При включении реле *1Р* замыкаются контакты *1Р₁*, включенные в цепь шлейфа *Ш*, а также контакты *1Р₂* и *1Р₃*, которые соответственно блокируют нормально открытые контакты реле *2РУ* и подготавливают к включению реле *2Р*. Затем включается реле *2Р*, которое замыканием своих контактов *2Р₁* и *2Р₂* соответственно блокирует контакты *1Р₃* и подготавливает к включению реле *3Р*, а размыканием нормально закрытых контактов *2Р* выключает реле *1Р*. Точно так же продолжают работать реле *3Р* и *4Р*.

Через полтора оборота включается реле *4Р*, которое замыкает свои контакты *4Р₂* и подготавливает к включению реле *1Р*. В начале третьего оборота снова включается реле *1Р*, нанося отметку на ленте, и одновременно, размыкая нормально закрытые контакты *1Р*, выключает реле *4Р*, а, замыкая контакты *1Р₄*, блокирует контакты *4Р*, вследствие чего реле *1Р* не выключается при выключении реле *4Р*. Затем процесс по-

вторяется сначала. Для упрощения на схеме не показан отметчик пути, дающий отметки через $\frac{1}{8}$ оборота. Его схема аналогична схеме, показанной на рис. 2.

Отметчики пути надежно работают на больших скоростях автомобиля. Отметчик пути с шаговым искателем бесперебойно

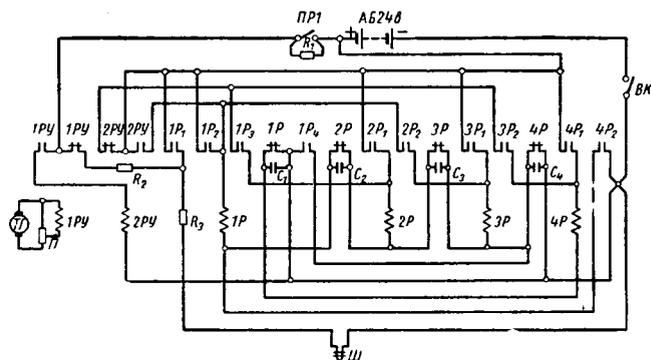


Рис. 4. Схема отметчика пути с использованием телефонных реле.

работал на скоростях, доходящих до 125—130 км/ч, которые для него не являются предельными, а отметчик, собранный на телефонных реле, — до 80 км/ч.



Производство стальных поршневых колец на базе комплексной автоматизации технологических процессов

Канд. техн. наук М. И. БАСОВ

НИИТАвтомпром

3 А ПОСЛЕДНИЕ годы в Советском Союзе и за рубежом к вопросам широкого применения стальных поршневых колец в автомобильных двигателях и расширению объемов их производства привлечено большое внимание.

Стальные компрессионные и маслосъемные кольца производятся на Мичуринском заводе имени Ленина, который за последние три года выпустил в запасные части более 1 млн. комплектов, или около 25 млн. стальных колец, в основном для двигателей ЗИЛ-120 и ГАЗ-51.

Производство стальных поршневых колец для автомобильных и тракторных двигателей организуется также на Макинском и Ставропольском заводах поршневых колец. Уже в текущем году на созданных Мичуринским и Макинским заводами участках производство автомобильных витых колец может быть увеличено до 1750 тыс. комплектов, или 35 млн. стальных колец.

Увеличивающиеся объемы производства и применения стальных поршневых колец, особенно в изношенных двигателях, объясняются тем, что чугунные кольца, как бы точно они не были изготовлены, при установке в изношенные цилиндры двигателей перестают удовлетворительно выполнять свои функ-

ции вследствие плохого прилегания и медленной прирабатываемости к стенкам изношенной и потерявшей правильную геометрическую форму поверхности цилиндров. Это несоответствие чугунных поршневых колец условиям работы в изношенных двигателях приводит к резкому сокращению сроков службы чугунных колец, значительному перерасходу масла в угар, к более частой переборке и смене колец.

Исследованиями, проведенными НАМИ, установлено, что средние сроки службы чугунных колец в изношенных цилиндрах двигателей снижаются по сравнению со сроком службы в новых цилиндрах по двигателю ЗИЛ-120 в 2,5 раза (с 35 тыс. до 14 тыс. км) и по двигателю ГАЗ-51 — в 1,4 раза (с 41,3 тыс. до 29,5 тыс. км).

Средний ежегодный расход чугунных колец по стране составляет два комплекта на каждый автомобиль.

Недостатки чугунных поршневых колец, выявляемые при эксплуатации их в изношенных цилиндрах двигателей, в значительной части устраняются применением стальных витых поршневых компрессионных и маслосъемных колец, устанавливаемых в соответствующих канавках поршня по указанной на рис. 1 схеме, при этом в верхнюю канавку поршня во всех случаях ставится чугунное компрессионное кольцо.

Преимущество стальных витых поршневых колец перед чугунными состоит в том, что установленные по несколько сегментов в одну канавку, они перекрывают возникающие «просветные зоны» и обеспечивают хорошее прилегание к стенкам изношенного цилиндра. Кроме того, наличие на стальных кольцах закругленной кромки способствует быстрой и хорошей прирабатываемости колец к стенкам цилиндров. Кольца легко приспособляются к их форме, благодаря чему уже через 2 ч работы на холостом ходу или при малой нагрузке расход топлива, показатели мощности двигателя и расход масла на угар достигают нормы.

Данные сравнительных стендовых и эксплуатационных испытаний большого количества двигателей с комплектами стальных и чугунных колец показывают, что средний срок службы стальных поршневых колец, по сравнению со сроком службы чугунных, при работе в изношенных цилиндрах двигателей увеличивается по двигателю ЗИЛ-120 с 14,0 тыс. до 30,0 тыс. км; по двигателю ГАЗ-51 с 29,5 тыс. до 34,0 тыс. км, при этом снятые стальные кольца на двигателях ГАЗ-51 имели неиспользованный ресурс около 15 тыс. км.

Преимущество стальных колец по расходу масла особенно сказывается при работе в изношенных двигателях. Испытаниями установлено, что расход масла на угар при работе двигателей ЗИЛ-120 на стальных кольцах за пробег до первого капитального ремонта уменьшается в 2 раза по сравнению с пробегом чугунных колец и составляет в среднем 0,255 л на 100 км против 0,512 л и по двигателям ГАЗ-51 в 1,75 раза — 0,313 л на 100 км против 0,522 л. Аналогичные результаты по расходу масла наблюдаются и при испытании стальных маслосъемных колец и на других типах двигателей.

Хотя при работе со стальными кольцами в двигателе ЗИЛ-120 отмечается несколько повышенный износ цилиндров, последние работают дольше, чем менее изношенные цилиндры с чугунными кольцами. При этом экономится один комплект чугунных колец и в 2 раза снижается расход масла, а разница в износе цилиндров не отражается на сроках службы блока, так как расточка цилиндров при работе с чугунными и стальными кольцами производится на один общий ремонтный размер.

Подсчитано, что комплект стальных колец при работе в изношенных двигателях дает в народном хозяйстве большую эко-

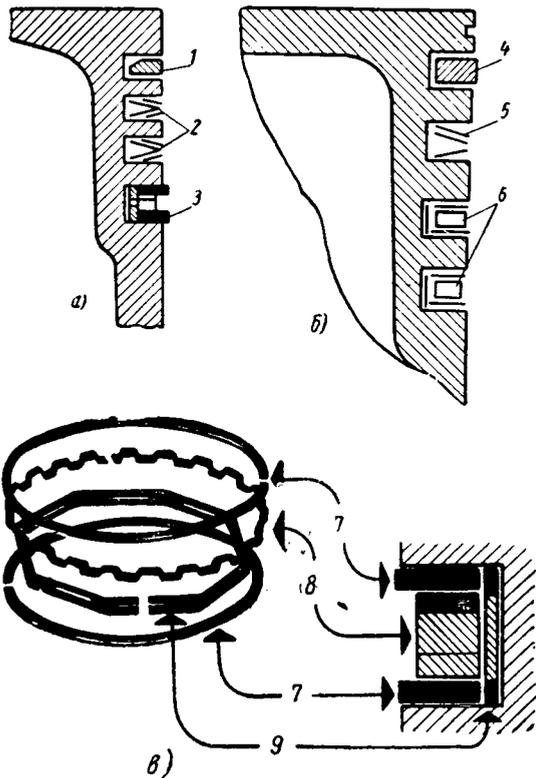


Рис. 1. Схема установки стальных витых колец в канавках поршня автомобилей:

а — ЗИЛ-150; б — ГАЗ-52; в — маслосъемное кольцо; 1 — верхнее компрессионное чугунное кольцо; 2 — компрессионное кольцо из стальной ленты, состоящее из четырех сегментов; 3 — маслосъемное кольцо; 4 — верхнее компрессионное чугунное кольцо; 5 — компрессионное кольцо из стальной ленты, состоящее из сегментов; 6 — маслосъемное кольцо; 7 — кольца-сегменты; 8 — осевой расширитель; 9 — радиальный расширитель.

ному, составляющую 17 руб. на комплект колец автомобиля ЗИЛ-120 и 5,91 руб. на комплект колец автомобиля ГАЗ-51.

В современных шести- и восьмицилиндровых двигателях количество чугунных колец, входящих в комплект, составляет от 18 до 30 шт. Так как каждое стальное кольцо комплектуется из нескольких отдельных деталей: компрессионное из трех-четырех сегментов, а маслоотъемное из двух сегментов и двух расширителей — общее количество элементов, входящих в комплект стальных колец, на двигатель достигает 72 шт., что по сравнению с чугунными в 2—3 раза увеличивает массу выпуска деталей, комплектующих стальные кольца.

Производство стальных колец на созданном участке было освоено Мичуринским заводом имени Ленина в течение 2—3 мес., включая отладку процесса и новых станков, обучение кадров рабочих, наладчиков и ОТК. Участок с самого начала пуска обеспечивал высокое качество колец и в течение трех лет непрерывно увеличивал выпуск: с 2,4 млн. колец в 1960 г. до 8,1 млн. в 1961 г. и 11,7 млн. в 1962 г.

Уже на начальной стадии при сравнительно невысоком уровне организации производства на участке оснащение технологического процесса высокопроизводительным автоматическим оборудованием позволило достичь высоких технико-экономических показателей. Трудоемкость изготовления одного комплекта стальных колец снизилась в 3,5 раза и составляет 4,75 мин при 16,4 мин в случае изготовления чугунных колец.

Приблизительно в 3 раза по сравнению с производством чугунных колец увеличилась и производительность труда на участке.

Оснащение производства универсальным автоматическим оборудованием позволило резко снизить номенклатуру технологического оборудования при широкой номенклатуре выпускаемых колец.

Простая переналадка универсальных автоматов за счет смены несложной оснастки указывает на применимость созданного оборудования как при массовом, так и серийном выпуске стальных колец. Длительная эксплуатация оборудования позволила внести ряд улучшений в конструкцию автоматов в направлении повышения их производительности и создания условий для встраивания в автоматические линии. Значительному усовершенствованию подверглись также и методы навивки сегментов и расширителей и термофиксации.

Полный комплекс универсального оборудования для стальных колец состоит всего из четырех единиц: навивочного автомата для сегментов маслоотъемных и компрессионных колец; автомата для изготовления радиальных расширителей; автомата для осевых расширителей и печи для термофиксации.

Для навивки сегментов предназначается автомат (рис. 2), на котором выполняется принудительная подача ленты специаль-

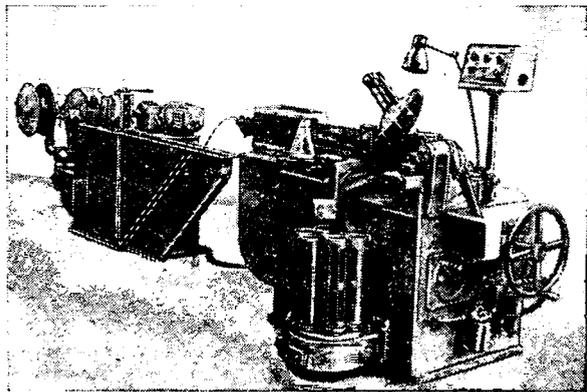


Рис. 2. Автомат для навивки компрессионных и маслоотъемных сегментов.

ным автоматическим устройством, навивка круглого сегмента или по форме кольца в свободном состоянии, отделение и ориентация сегментов и укладка на технологические оправки в ориентированном положении. Производительность автомата 5200 сегментов в час. Автомат обеспечивает точную подачу ленты, соответствующую периметру кольца.

На рис. 3 приведены сравнительные данные, характеризующие точности сегментов, навитых по форме круглого кольца и кольца в свободном состоянии. Из графика следует, что 90% общего количества сегментов, навитых по форме кольца в свободном состоянии, укладываются по просвету в пределах 0,02—0,04 мм при 80% сегментов, навитых по форме круглого кольца с последующей термофиксацией в пределах 0,01—0,05 мм.

Однако навивка сегментов по форме кольца в свободном состоянии более чувствительна к качеству ленты и дает менее стабильные результаты по упругости, хотя общее рассеивание упругости находится в пределах допуска.

Термофиксация стальных колец осуществляется в специальной печи проходного типа высокой производительности (до 35—40 тыс. сегментов в час).

Термофиксацией колец достигается стабилизация структуры материала, определяющая термостойкость кольца, и заданная форма, обеспечивающая равномерное давление кольца на стенки цилиндра. Определение температуры термофиксации основывалось на экспериментах по изучению релаксационных свойств колец в зависимости от температуры термофиксации.

Эксперименты показали, что при низких температурах термофиксации до 300° наблюдается значительное изменение замка вследствие потери упругих свойств кольца.

Термофиксация стальных колец в воздушной среде при температуре выше 380° ведет к образованию на поверхности колец слоя окалины, недопустимой по условиям эксплуатации.

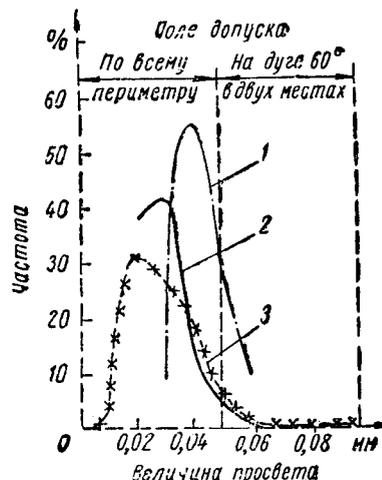


Рис. 3. График рассеивания размеров величины максимального просвета сегментов, навитых копирным методом по форме в свободном состоянии и методом термофиксации:

1 — изготовление копирным методом до термофиксации; 2 — изготовление копирным методом после термофиксации; 3 — изготовление бескопирным методом после термофиксации.

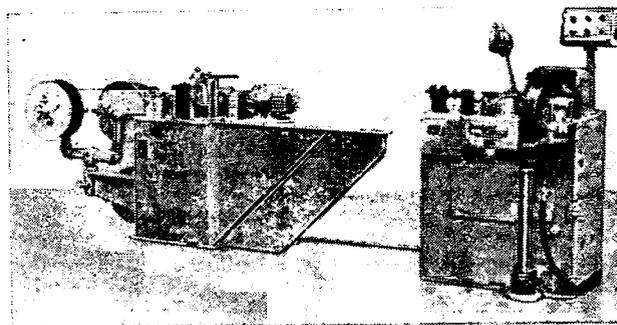


Рис. 4. Автомат для изготовления осевых расширителей.

Допустимая температура термофиксации стальных колец находится в зоне 350°. Кольца из стали У8А, зафиксированные при указанной температуре, имели релаксационные свойства и термостойкость, аналогичные свойствам лучших колец иностранных фирм.

Осевые расширители маслоотъемных колец изготавливаются на универсальном автомате (рис. 4), на котором за одну операцию осуществляется автоматическая подача ленты, гофрирование ленты с образованием волн нужных размеров по высоте и шагу, навивка в кольцо, отделение и ориентированная укладка готовых расширителей. Производительность автомата 3600 расширителей в час.

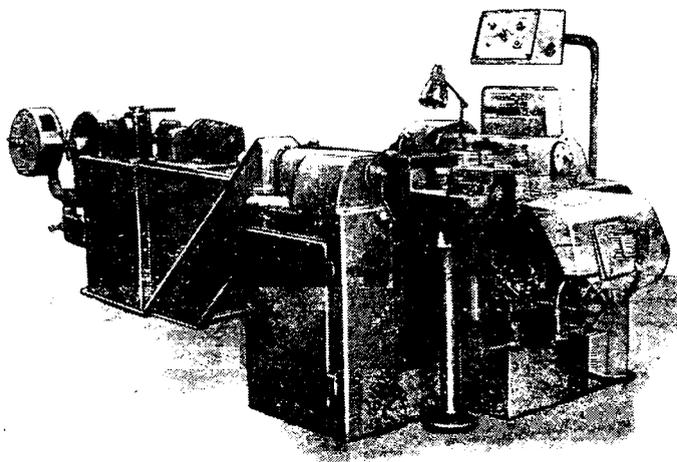


Рис. 5. Автомат для изготовления радиальных расширителей.

Для изготовления радиальных расширителей применяется автомат, последовательно формирующий элементы профиля: гибку волны, пробивку окна, определение и ориентированную укладку расширителей (рис. 5). Производительность автомата 1800 расширителей в час.

Обеспечение заданных технических требований по упругости радиальных расширителей является основным условием, от точного выполнения которого зависит работоспособность масло-съемных колец в двигателе. Проведенные исследования показали, что упругость радиального расширителя зависит в основном от механических свойств ленты и точности размеров радиусов и прогиба волны, поэтому в автомате применены такие методы формообразования и штамп, которые позволяют регулировать размеры радиусов и прогиба волны и устранять влияние неточности изготовления ленты и нестабильности ее механических свойств на упругость радиальных расширителей.

Производство стальных колец базируется на поставках металлургической промышленности плоской ленты, от точности и качества изготовления которой в значительной степени зависит точность формы и качество стального кольца. Кольца изготавливаются из термически обработанной стальной ленты. Предел прочности этой ленты должен находиться в интервале 161—180 кг/мм² при относительном удлинении не менее 2,5%. Лента должна иметь высокую стабильность механических свойств структуры и пружинения. Допускаемые изменения по твердости в партии не более 40 единиц по Виккерсу и в бунте не более 20 единиц.

Высокие требования предъявляются и к точности изготовления ленты. Допуск по ширине ленты не должен превышать 0,03 мм в одном бунте и до 0,1 мм в партии, а по толщине — в пределах до 0,03 мм.

Исследования показали, что просвет и упругость сегментов стальных колец, изготовленных из ленты, поставляемой с отклонением от указанных требований, ухудшаются примерно в 2 раза, в связи с чем повышение точности размеров и стабильности механических свойств ленты является задачей, имеющей первостепенное значение для развития нового производства. Технологические процессы и оборудование для изготовления стальных колец и намечаемые большие объемы их производства создали необходимые условия для комплексной автоматизации всего производства от навивки до консервации и установки колец.

В созданном производстве операции комплектации, консервации и упаковки стальных колец выполнялись вручную и требовали большой затраты труда. Из общей расчетной трудоемкости комплекта стальных колец, составляющей 2,85—1,78 мин, 60% затрачивается на ручную консервацию, отсчет и комплектную упаковку колец. Поэтому одной из главных задач комплексной автоматизации производства стальных колец являлось создание машины-автомата для операций отсчета, комплектации, консервации и упаковки колец.

В комплект поставляемых в запасные части колец, подлежащих отсчету, консервации и упаковке, входят верхние чугунные кольца (их количество зависит от числа цилиндров в двигателе), сегменты компрессионных и масло-съемных колец (количество которых зависит от числа комплектующих канавок

поршня и количества цилиндров в двигателе), радиальные и осевые расширители.

Для автоматизации процесса консервации и упаковки деталей исследовались качество и технология консервации колец в бумаге, пропитанной летучими ингибиторами. Как показали исследования, такая консервация обеспечивает надежную защиту колец от коррозии в течение более 1 года, легко автоматизируется и позволяет совместить в одну операцию процесс консервации и упаковки колец. Применение консервации в бумаге, пропитанной летучими ингибиторами, по сравнению с консервацией в масле, значительно улучшает условия труда и повышает культуру производства. Кольца, законсервированные летучими ингибиторами, не требуют расконсервации перед осмотром или сборкой в двигатель, что особенно важно при поставках колец для комплектации при сборке новых двигателей.

Вторая не менее сложная задача, определявшаяся трудностью автоматического отсчета, укладки и комплектного транспортирования на участок, упаковки колец таких легко перепутывающихся деталей, как расширители, заключалась в выборе варианта отсчета и комплектования расширителей непосредственно на автоматах или путем подключения к автоматам дополнительных устройств, автоматически связывающих комплектованные расширители. Транспортирование связанных комплектов расширителей на участок упаковки в автоматизированном производстве особых трудностей не вызывает.

Сегменты масло-съемных и компрессионных колец на участок консервации и упаковки поступают в ориентированном положении и по сравнению с расширителями более легко могут отсчитываться и укладываться в комплект автоматически. Это же относится и к чугунным кольцам, входящим в общий комплект.

Этим определилась конструкция установки для отсчета, комплектной укладки и упаковки колец (рис. 6). На установке чугунные кольца и сегменты, уложенные на предназначенные для каждого изделия оправки в требуемом количестве, автоматически отсчитываются и последовательно укладываются в стаканы цепного транспортера. Радиальные и осевые расширители, укомплектованные ранее непосредственно на автоматических линиях, укладываются в стаканы вручную. Уложенные кольца автоматически упаковываются в два слоя бумаги: ингибированную (внутренний слой) и парафинированную (внешний слой).

Полуавтомат обеспечивает упаковку высокого качества при производительности 240 комплектов в час и трудоемкости 0,5 мин. Организация автоматизированной комплектации и упаковки колец определила и структуру автоматических линий, изготавливающих сегменты масло-съемных и компрессионных колец и расширители.

Созданный комплект типовых переналаживаемых автоматических линий включает три линии: автоматическую линию с гибкой связью для изготовления сегментов компрессионных и масло-съемных колец, автоматическую линию для изготовления осевых расширителей и автоматическую линию для радиальных расширителей.

Основная автоматическая линия для изготовления сегментов поршневых колец состоит из трех навивочных автоматов, печи

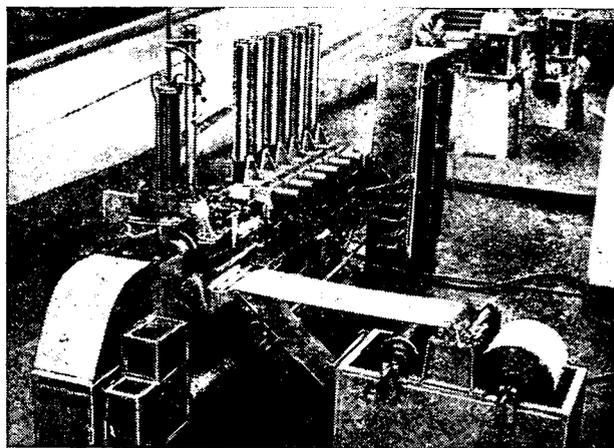


Рис. 6. Автоматическая установка для упаковки колец комплектом на двигатель

для термофиксации и одного полуавтомата для консервации и упаковки. Так как печь имеет очень высокую производительность, она обслуживает две автоматические линии, состоящие из шести навивочных автоматов. Навитые сегменты транспортируются в печь на оправках, навешиваемых вручную на подвижной непрерывно движущийся конвейер, проходящий над рабочими местами станков. Конвейер служит местом сосредоточения межоперационных заделов сегментов: до термофиксации на 1,5 ч и перед консервацией и упаковкой на 1 ч. После термофиксации сегменты проходят в камеры подстуживания и на участке комплектации снимаются с оправок и поступают на загрузочные позиции упаковочного полуавтомата. Все оборудование линии, за исключением специальных упаковочных полуавтоматов, легко переналаживается в соответствии с размерами сегментов, имеющих диаметры от 65 до 108 мм. Производительность линии 25 000 сегментов, или 7500 комплектов колец в час.

Выбору гибкой связи на линии производства сегментов предшествовала проработка варианта линии с жесткой связью при небольших межоперационных заделах между станками.

Анализ такой линии показал, что отсутствие заделов на операциях термообработки и упаковки колец резко снижает коэффициент использования линии с 0,85 до 0,50—0,55 и ведет к значительному увеличению простоев оборудования. В табл. 1 приведены расчетные данные основных технико-экономических показателей работы различных вариантов автоматических линий для производства сегментов с жесткой и гибкой связью.

Таблица 1

Показатели	Линия	
	с гибкой связью	с жесткой связью
Производительность линии в час:		
сегментов	25 000	25 000
комплектов колец	7 500	7 500
Количество единиц оборудования	9	15
Производственная площадь в м ²	180×2	250×2
Количество рабочих в две смены	14	12
Стоимость оборудования	85	129
Стоимость оборудования, отнесенная на 1000 сегментов, в коп.	22,5	24,9 (+10%)

Из таблицы видно, что принятый вариант линий с гибкой связью состоит из девяти единиц оборудования и обеспечивает производительность (с учетом коэффициента использования $K=0,8$) 25 000 сегментов в час при обслуживании семью рабочими.

Линия, построенная на базе этих же автоматов, но жестко связанных друг с другом, обеспечивает ту же часовую производительность, но при шестнадцати единицах оборудования, так как коэффициент использования ее составляет 0,5.

Удельные затраты по зарплате производственных рабочих и амортизационным отчислениям на 10% выше при работе на линиях с жесткой связью. Кроме этого, для размещения производства на базе таких линий потребовалось бы производственных площадей на 30—40% больше, чем при использовании линий с гибкой связью.

Не менее решающим преимуществом автоматической линии с гибкой связью при наличии встроенного в них универсального оборудования является сравнительно простая технологическая

переналадка их на выпуск колец других размеров без замены оборудования и средств транспортирования.

Компоновка двух линий с печью высокой производительности, обслуживающей одновременно шесть навивочных автоматов, дала возможность уложиться в требуемый по времени цикл операции термофиксации — 60 мин без снижения производительности навивочных автоматов.

Вторая и третья автоматические линии для изготовления осевых и радиальных расширителей представляют собой короткие линии с жесткой связью. Каждая линия состоит из трех автоматов: автомата навивки и формообразования расширителя с узлом комплектации и отчета, шивочного автомата и контрольных весов, проверяющих количество расширителей в комплекте. Необходимости иметь большие промежуточные заделы перед каждой позицией этих коротких линий нет, и поэтому жесткая связь этих автоматов на понижение производительности навивочных автоматов существенно отражаться не будет. Производительность автоматической линии для осевых расширителей 3600 шт/ч, а радиальных расширителей 1800 шт/ч.

Таблица 2

Показатели	Поршневые кольца	
	чугунные	из стальной ленты
Количество автоматических линий	—	24
Количество станков в них	463	86
Количество производственных рабочих	1000	96
Производственные площади в м ²	9250	2596
Трудоемкость изготовления комплекта в мин	16,14	1,47
Стоимость оборудования в млн. руб.	2,3	0,60
Выпуск на одного производственного рабочего в тыс. комплектов в год	6	62,5
Съем с 1 м ² производственной площади в тыс. комплектов в год	0,65	2,31

В табл. 2 приведены сравнительные данные по основным технико-экономическим показателям производства стальных и чугунных поршневых колец на выпуск в запасные части 6 млн. комплектов колец для двигателей ЗИЛ-120.

Расчеты показывают, что при одном и том же выпуске 6 млн. комплектов колец новое производство требует всего 86 единиц оборудования вместо 463 единиц при изготовлении такого же количества чугунных колец.

Трудоемкость изготовления одного комплекта стальных колец на двигатель уменьшается в 11 раз. Производительность труда, выраженная в натуральных показателях (выпуск в год на одного рабочего в тыс. комплектов) увеличивается в 10 раз. Выпуск с 1 м² площади возрастает при производстве стальных колец в 4 раза.

В целом конструкция стальных поршневых колец и организация массового производства их на базе комплексной автоматизации технологических процессов дают народному хозяйству страны большую экономию, составляющую только по эксплуатации 6 млн. комплектов свыше 100 млн. руб. в год.

Новое производство при обеспечении его лентой хорошего качества и созданным оборудованием может дать в течение двух-трех лет удвоение мощностей специализированных заводов по производству поршневых колец для автомобильных и тракторных двигателей. Оно не будет связано с большими капитальными затратами на строительство производственных корпусов и оборудования.

Пневмоустановка для сборки сальника

А. С. ИЛЬИНСКИЙ

Ульяновский автозавод

СБОРКА сальников автомобилей ГАЗ-69 и УАЗ-450 (рис. 1), выпускаемых Ульяновским автозаводом, производилась с помощью штампов в прессовом цехе. На трех операциях сборки были заняты три эксцентриковых прессы усилием 18 т при остром недостатке прессового оборудования, который ощущался в цехе.

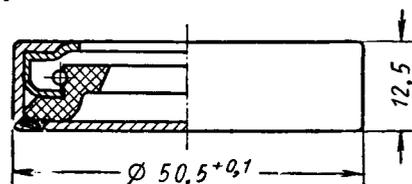


Рис. 1.

На рис. 2 показана пневмоустановка револьверного типа для сборки сальника, позволявшая совершенно отказаться от применения прессового оборудования. Установка состоит из стола 1; пневмоцилиндра 2, обеспечивающего необходимые усилия для работы штампов; тормозного механизма 3; фиксирующего механизма 4; двух направляющих 5; траверсы 6, к которой прикрепляются рабочие пуансоны; револьверного

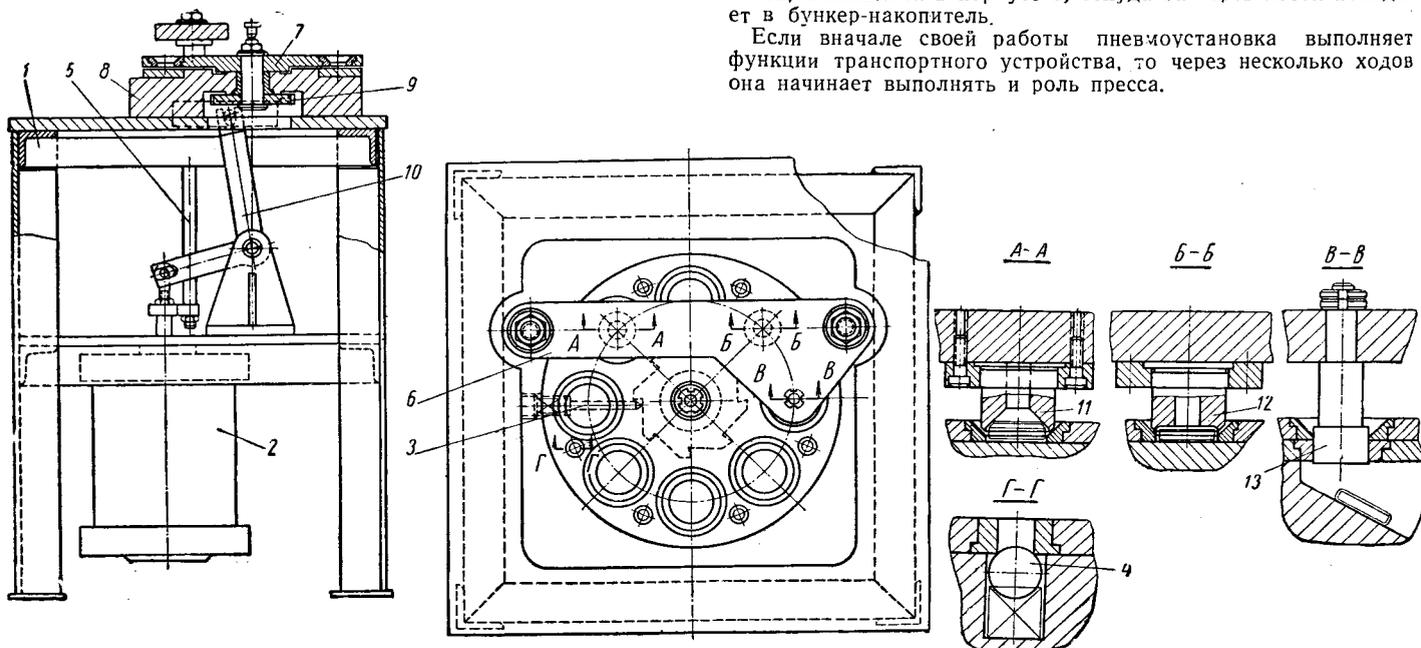


Рис. 2.

диска 7, где расположены матрицы; корпуса 8; храповика 9; системы рычагов 10, обеспечивающих вращательное движение револьверного диска и рабочих пуансонов 11, 12 и 13.

Установка управляется с помощью ножного переключателя. В пневмоцилиндр 2 от общезаводской сети подводится сжатый воздух с рабочим давлением 5—6 кг/см². Пневмоцилиндр жестко прикреплен к столу 1 установки. Усилие, развиваемое пневмоцилиндром, достигает 2400 кг.

Сборщик укладывает заготовки сальника в гнездо револьверного диска 7, откуда сальник передвигается в следующую позицию. За каждый рабочий ход установки он продвигается на один шаг по направлению к рабочим пуансонам 11, 12 и 13. При движении штока цилиндра 2 вверх рычаг 10, шарнир-

но закрепленный со штоком, двигает в горизонтальной плоскости ползушку, к которой прикреплена собачка. Она при движении вращает храповик 9. Храповик соединен с револьверным диском 7, тем самым осуществляется движение револьверного диска, в котором запрессованы вставки-матрицы. При возвратном движении штока цилиндра 2 ползушка возвращается в исходное положение и собачка проскальзывает по храповику, оставляя диск 7 на месте. В установке имеются два механизма 3 и 4 для фиксации положения револьверного диска. При движении его возникают силы инерции, которые гасятся механизмом 3.

Механизм 3 по конструкции прост и состоит из пальца, пружины и регулируемого винта. Точное расположение револьверного диска обеспечивается фиксирующим механизмом 4, которое состоит из шарика и пружины. В револьверном диске 7 запрессованы втулки. Благодаря этим втулкам обеспечивается надежное фиксирование диска в требуемом положении. По мере продвижения сальника диск попадает в зону действия пуансонов 11; 12 и 13. Первоначально пуансон 11 подгибает корпус сальника, затем вступает в действие пуансон 12, который окончательно изгибает его по всему периметру. Калибровочный пуансон 13 действует на сальник, проталкивая его через калибрующую матрицу, а она находится в корпусе 8. Оттуда собранный сальник скользит по наклонной плоскости, имеющейся в корпусе 8, откуда он через лоток попадает в бункер-накопитель.

Если вначале своей работы пневмоустановка выполняет функции транспортного устройства, то через несколько ходов она начинает выполнять и роль прессы.

Траверса 6 движется благодаря двум цилиндрическим направляющим 5. Они жестко соединены со штоком цилиндра 2 и траверсой 6. Чтобы обеспечить надлежащую точность движения траверсы 6, к которой прикреплены пуансоны 11; 12 и 13, в корпусе 8 предусмотрены две направляющие втулки, по которым двигаются цилиндрические направляющие 5.

Внедрение в производство пневмоустановки для сборки сальника позволило высвободить прессовое оборудование, улучшить условия труда по технике безопасности, более чем в 3 раза поднять производительность труда, облегчить труд сборщика. Экономия материальных средств составила 1200 руб. Производительность установки 30 деталей в минуту.

Универсальная пневматическая подача ленточного материала в рабочее пространство пресса

А. А. ЕВГРАШИН

НИИТракторосельхозмаш

В НАСТОЯЩЕЕ время в серийном и массовом производстве при изготовлении деталей методом холодной штамповки из легкого материала применяются пневматические подачи. Пневматические подачи имеют следующие преимущества по сравнению с механическими подачами:

- 1) простота конструкции;
- 2) возможность сравнительно просто осуществить автоматичность работы;
- 3) быстрота срабатывания этих устройств;
- 4) специфичность самого сжатого воздуха как рабочего тела (воздух может вступать в непосредственный контакт с обрабатываемым материалом, не нарушая его механических, химических и других свойств);
- 5) малая металлоемкость.

В НИИТракторосельхозмаше была спроектирована пневматическая подача, выполненная по пневматической схеме. Эта подача имеет захватный орган диафрагменного типа. Пневматическая подача относится к группе толкающих подач и становится со стороны входа материала в штамп.

Техническая характеристика подачи приведена ниже.

Ширина подаваемой ленты в мм	До 150
Шаг подачи в мм	150
Толщина ленты в мм	2

На рис. 1 показан общий вид пневматической подачи. На Г-образной плите 1 расположен пневматический цилиндр двухстороннего действия. С передней стороны цилиндра к швеллеру 2 с помощью фланца 3 и четырех стяжных шпилек при-

жима 17, стянуты четырем болтами 21 при помощи шайб и гаек 22.

Возвратно-поступательное движение подвижной зажимной камеры вместе с поршнем 24 осуществляется по направляющим во втулках 23, запрессованных в корпус камеры, через шток 10, поперечину 12 и тягу 11.

Зажим подаваемой ленты в камерах происходит следующим образом. Сжатый воздух, поданный в камеру корпуса 15 через отверстие 25, воздействует на резиновую диафрагму 16, которая, в свою очередь, через прижим 17 прижимает подаваемую ленту 26 к упорной планке 20.

При сообщении камеры с атмосферой под действием веса прижима 17 диафрагма 16 прогибается и освобождает прижатую ленту 26.

Пневматическая подача работает так: сжатый воздух одновременно подается в неподвижную зажимную камеру 8 и в цилиндр с левой стороны поршня 24, что вызывает зажим подаваемой ленты в неподвижной зажимной камере и движение поршня 24 и подвижной зажимной камеры 9 вправо.

Рабочим ходом подачи считается тот ход, во время которого происходит непосредственная подача ленты в штамп, т. е. движение подвижной зажимной камеры 9 и поршня 24 влево.

Рабочий ход подачи начинается с пневматической команды, поступающей через клапан, на который периодически нажимает вращающийся кулачок, связанный с рабочим валом пресса (пневматический клапан на общем виде не показан).

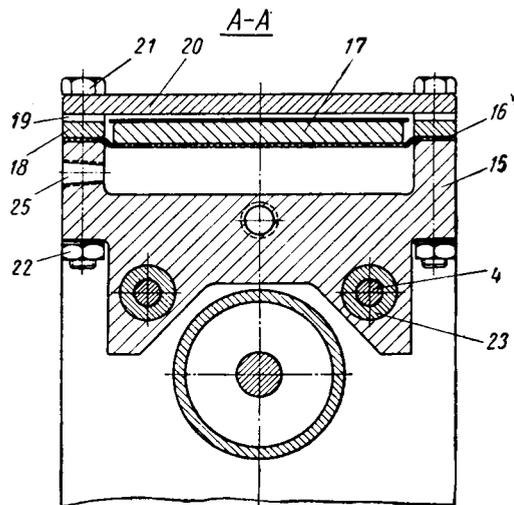
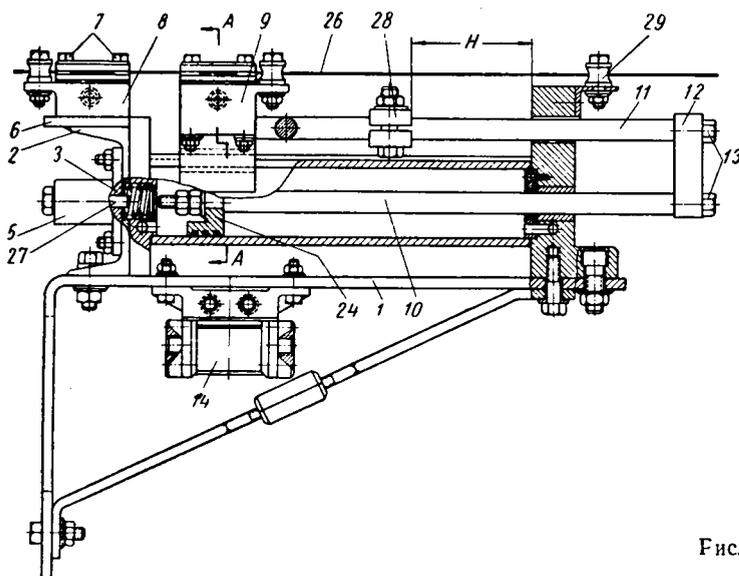


Рис. 1.

креплен пневматический трехходовой клапан 5 типа БВ76-21.

К планке 6, приваренной сверху к швеллеру 2, при помощи винтов 7 присоединена неподвижная зажимная камера 8.

Две верхние стяжные шпильки 4 служат одновременно и направляющими для подвижной зажимной камеры 9, крепление которой на направляющих осуществляется по ходовой посадке. Подвижная зажимная камера 9 жестко связана со штоком 10 через тягу 11, поперечину 12 и два винта 13.

Снизу к плите при помощи винтов прикреплены два воздухораспределителя 14 с пневматическим управлением типа ВБ3-1 (монтажная схема подвода воздуха не показана).

Зажимная камера (подвижная и неподвижная) состоит из корпуса 15, резиновой диафрагмы 16, прижима 17, рамки 18, четырех шайб 19 и упорной планки 20. Все эти детали, кроме

После пневматической команды сжатый воздух одновременно подается в подвижную зажимную камеру 9 и в цилиндр с правой стороны поршня 24. Это вызывает зажим подаваемой ленты и одновременное движение влево зажимной камеры с зажатой подаваемой лентой и поршня 24. Происходит рабочий ход.

В крайнем левом положении шток 10 нажимает на штифт 27 пневматического трехходового клапана 5, который дает команду на переключение подачи воздуха. После нажатия штифта 27 срабатывает пневмопривод подачи, и сжатый воздух подается в неподвижную зажимную камеру и в цилиндр с левой стороны поршня 24.

На тяге 11 смонтирован хомутик 28, при помощи которого регулируется шаг подачи. Шаг подачи характеризуется расстоянием H при нажатом штифте 27 штоком 10. Для точного

направления подаваемой ленты применены ролики 29, которыми можно регулировать ширину подаваемой ленты до 150 мм.

Подачу легко монтировать и демонтировать и можно очень быстро переместить с одного пресса на другой. Для возмож-

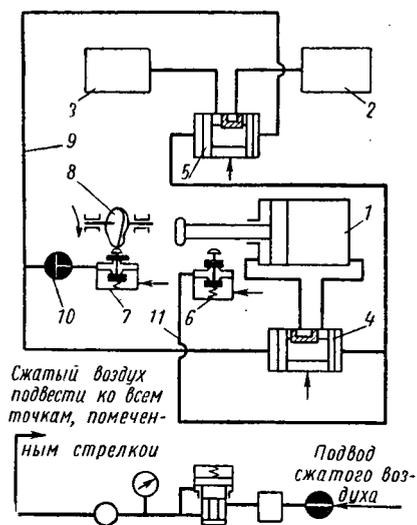


Рис. 2.

ности перемещения ленты в штамп различной высоты пневматическая подача имеет соответствующую регулировку.

Синхронизация работы подачи с работой пресса производится пневмоприводом подачи. На рис. 2 показана схема

пневмопривода с цилиндром и двумя зажимными камерами. Цикл работы пневмопривода следующий: 1) при ходе штока цилиндра 1 вправо происходит зажим подаваемой ленты в подвижной зажимной камере 2; 2) при ходе штока цилиндра 1 влево происходит зажим подаваемой ленты в неподвижной зажимной камере 3.

Цикл работы привода обеспечивается двумя воздухораспределителями 4 и 5 типа Б63-1 и двумя трехходовыми клапанами 6 и 7 типа БВ76-21 и Б76-21 и начинается с пневматической команды. Команда поступает через клапан 8, который периодически нажимает вращающийся кулачок 8, связанный с рабочим валом пресса, благодаря чему трубопровод 9 сообщается через пусковой клапан 10 то с магистралью сжатого воздуха, то с атмосферой. Пусковым клапаном 10 исполнения типа ДВ76-21 даются команды «Пуск» и «Предварительный стоп».

При переводе рукоятки клапана 10 по часовой стрелке в положение «Пуск» в трубопровод 9 поступает сжатый воздух через нажатый кулачком клапан 7. Золотник воздухораспределителя 4 перемещается вправо, что вызывает движение штока вправо в цилиндре 1, а золотник воздухораспределителя 5 перемещается влево, открывая свободный доступ сжатого воздуха в подвижную зажимную камеру.

В конце рабочего хода кулачок на штоке нажимает на клапан 6 и в трубопровод 11 начинает поступать сжатый воздух. Золотник воздухораспределителя 4, а за ним и шток в цилиндре 1 перемещаются влево, а золотник воздухораспределителя 5 — вправо, открывая свободный доступ сжатому воздуху в подвижную зажимную камеру.

Цикл работы пневмопривода обеспечивает возвратно-поступательное движение штока цилиндра 1. Количество двойных ходов поршня цилиндра 1 в единицу времени зависит от скорости вращения кулачка 8. Цикл работы будет повторяться до тех пор, пока пусковой клапан 10 не будет поставлен в положение «Предварительный стоп».

УДК 831.875:621.979

Механизация подачи заготовок от нагревательной печи на штамп

Г. И. КАЛАШНИКОВ

Ярославский моторный завод

МЕХАНИЗАЦИЯ и автоматизация отдельных операций горячей штамповки позволяет намного повысить производительность оборудования, трудоемкость штамповки, облегчить условия труда и повысить культуру производства.

Одной из наиболее трудоемких операций в кузнечном производстве является подача нагретых заготовок из нагревательной печи в ручей штампа. Длительное время на Ярославском моторном заводе подача крупных заготовок весом

10—25 кг на штамп осуществлялась специальным подсобным рабочим. Более мелкие заготовки 2—10 кг передавались с помощью пластинчатого транспортера к молоту и падали на специальный столик или на пол. Штамповщик брал клещами заготовку и укладывал в ручей штампа. Такая организация работы приводила к преждевременной усталости штамповщика и сказывалась на производительности труда. Чтобы механизировать эту трудоемкую операцию, на заводе спроектирована и внедрена в производство установка для механизированной подачи заготовок от печи в ручей штампа.

Установка состоит из цепного транспортера 1 (рис. 1) и подъемного стола 2 с неподвижно укрепленным на нем наклонным лотком 3 и пневмоцилиндром подачи 4. Заготовки на штамп подаются следующим образом. Нагревательщик вытаскивает из печи заготовку на наклонный цепной транспортер 1. С транс-

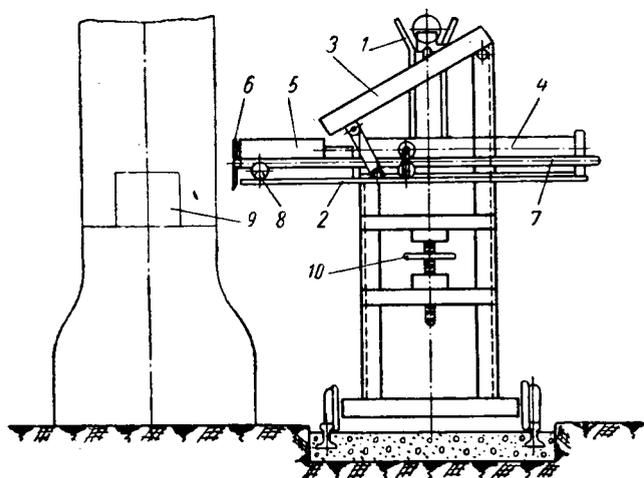


Рис. 1. Установка для механизированной подачи заготовок.

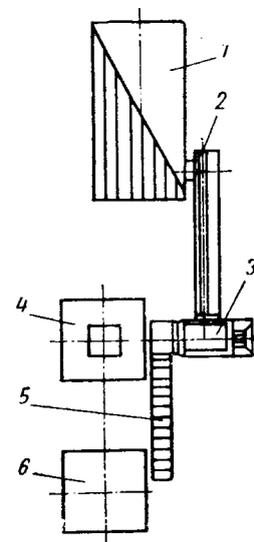


Рис. 2. Планировка технологического оборудования:

1 — нагревательная печь;
2 — цепной транспортер;
3 — подающее устройство;
4 — молот; 5 — пластинчатый транспортер; 6 — обрезной пресс.

пóртера заготовка по специальным склизам падает на наклонный лоток 3, с которого скатывается на подвижной лоток 5, закрепленный на штоке пневмоцилиндра 4. Чтобы заготовка не соскальзывала с подвижного лотка на пол, на лотке 5 установлен самооткидывающийся ограничитель 6, который открывается только над поверхностью штампа. Для направления движения лотка служат направляющие штанги 7, катающиеся по роликам 8. Заготовки подаются при нажатии штамповщиком на педаль, включающим пневмоцилиндр подачи 4. Подвижной лоток входит в зону штамповки, ограничитель 6 откидывается, и заготовка падает в ручей

штампа 9, а подвижной лоток занимает исходное положение. Вся установка смонтирована на колесах и при наладке и смене штампов может откатываться в сторону. Для регулировки высоты стола предусмотрено подъемное устройство 10. Данная установка является универсальной по своей конструкции, т. е. она дает возможность передавать заготовки весом от 2 до 30 кг. Планировка технологического оборудования показана на рис. 2.

Внедрение установки в производство позволило высвободить подсобного рабочего, облегчить условия труда, поднять производительность и повысить культуру производства.

УДК 621.785.52

Высокотемпературная газовая цементация природным газом

Я. Н. ФУНШТЕЙН, Б. Я. ГОТЛЕЙБ, С. К. КРУЧИНА

Минский автозавод

На МИНСКОМ автозаводе, начиная с 1959 г., операцию газовой цементации в шахтных печах типа Ц-105 производят при температуре 1000°, что позволило общую продолжительность технологического цикла сократить в 1,5—2 раза.

В настоящее время на большинстве машиностроительных заводов для газовой цементации применяют атмосферы, создаваемые введением в печь жидких карбюризаторов, таких как: бензол, пиробензол, синтин, различные сорта керосинов и масел. Все эти карбюризаторы, за исключением синтиза, обладают таким недостатком, как чрезмерное образование сажи и кокса в муфеле цементационных печей, что снижает скорость цементации, создает затруднения при очистке деталей после цементации и закалки, снижает срок службы оборудования и т. д., а наличие серы в керосине и маслах способствует разрыхлению поверхности деталей, что приводит к окончательному браку.

Наилучшим карбюризатором для газовой цементации является природный газ. С появлением в г. Минске природного газа Дашавского месторождения появилась возможность проведения исследования с целью использования этого газа в качестве карбюризатора для высокотемпературной газовой цементации в печах типа Ц-105 и Ц-60.

Опыты проводились в производственных условиях в печах типа Ц-105 и Ц-60. Первые опытные садки осуществлялись на бракованных по механической обработке шестернях. Одновременно с шестернями закладывались образцы — «свидетели» для производства послойного химического анализа. Образцы были изготовлены из стали 25ХГТ (0,25% С; 0,95% Мп; 0,24% Si; 1,13% Cr; 0,1% Ti), из которой изготавливают ведомые и ведущие шестерни редуктора заднего моста автомобилей МАЗ-205 и МАЗ-200.

Образцы для послойного химического анализа имели диаметр 23 мм, длину 120 мм, а образцы для металлографического анализа — диаметр 23 мм, длину 20 мм.

В печь типа Ц-105 в каждую корзину (в печь загружались четыре корзины) закладывали по одному образцу на послойный химический анализ и по одному — для металлографического исследования, а в печь Ц-60 — по два образца сверху и по два снизу корзины.

Одновременно с указанными образцами укладывались и омедненные образцы из стали 25ХГГ (диаметр 23 мм, длина 120 мм) для изучения действия природного газа на слой электролитической меди. Омеднение образцов производилось в производственных условиях в гальваническом цехе по принятому технологическому процессу на толщину 27 мк для предохранения от цементации.

Весь садок составлял для печей типа Ц-105 400—675 кг, а для печи Ц-60 — 182 кг.

Природный газ подавался через ротометр типа РС-3 с металлическим поплавком в печь Ц-105 в количестве 1,0—1,3 м³/ч, в печь Ц-60 0,8—1,0 м³/ч.

Химический состав природного газа Дашавского месторождения следующий: 92,6—94,3% СН₄; 0,30—0,32% С_nH_{2n}; 0,32—0,5% СО₂; 0,25—0,3% СО; 0,51—0,58 О₂; 0,19—0,80% Н₂; 4,11—5,0% N₂. Влажность 0,02%. Теплотворная способность газа превышает 8000 кал/м³.

Цементация в печи Ц-105 производилась при температуре 1000°, продолжительность процесса 9 ч (нагрев до температуры 1000° — 3 ч, выдержка при температуре 1000° — 3 ч и подстуживание с 1000 до 900° — 3 ч), а в печи Ц-60 — при температуре 960° продолжительность процесса 11 ч (на глубину цементации 1,0—1,3 мм).

В процессе цементации от каждой садки печи Ц-105 были отобраны три пробы отходящих газов для химического анализа. Результаты химического анализа отходящих газов приведены в таблице.

После цементации корзины с образцами — «свидетелями» и деталями охлаждались на воздухе. После охлаждения шестерни подвергались закалке в масле после нагрева до 830° и отпуску при 180°. Твердость цементованного слоя зуба была в пределах HRC 59—62, а твердость сердцевины зуба HRC 32—37,5.

Глубины цементованного слоя как на образцах — «свидетелях», так и на шестернях были идентичны и равнялись 1,0—1,3 мм, если вес садки был более 600 кг, и 1,4—1,6 мм, если вес садки был менее 450 кг.

Микроанализ образцов и деталей (шестерен) показал, что структура поверхностного слоя после цементации состоит из перлита, на некоторых образцах — «свидетелях» наблюдалась тонкая разорванная сетка цементита.

Для определения концентрации углерода было проведено послойное исследование диффузионного слоя. Для этого из образцов диаметром 23 мм и длиной 120 мм из стали 25ХГТ брали стружку глубиной 0,2 мм, в которой определяли содержание углерода.

Результаты послойного определения содержания углерода в цементованных образцах в зависимости от веса садки и температуры цементации приведены на рис. 1 и 2.

Рис. 1 и 2 и микроанализ образцов и производственных деталей (шестерен) показывает, что глубина диффузионного слоя при газовой цементации природным газом зависит от температуры процесса, веса садки и количества газа подаваемого в печь. Кроме того, в процессе экспериментов было выявлено, что на деталях наблюдается поверхностное обезуглерожива-

Стадия отбора пробы	Температура печи в °С	Химический состав отходящих газов в процессе цементации в %					
		СО ₂	О ₂	СО	Н ₂	СН ₄	N ₂
Конец подогрева	970—990	1—1,9	0,6—1,5	3,8—11,5	68,3—74,9	4,0—6,2	11,5—15,0
Выдержка	1000—995	0,3—1,5	0,5—2,9	7,1—9,0	70,2—71,1	0—7,4	12—21,2
Подстуживание	880—920	0,6—1,4	1,0—1,4	2,9—5,9	76,6—81,7	6,7—7,4	1,4—5,2

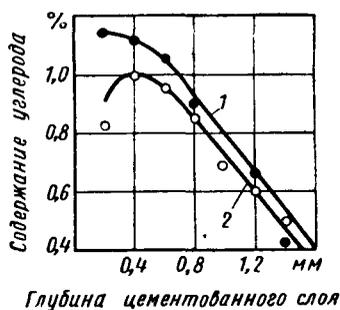
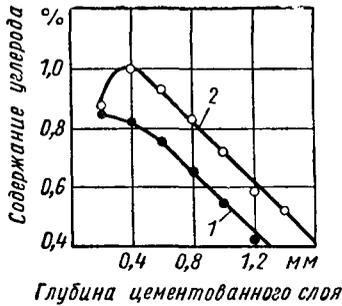


Рис. 1. Распределение углерода в диффузионном слое при цементации природным газом стали 25ХГТ при температуре 1000° общей длительностью процесса 9 ч в печах Ц-105: 1 — при загрузке деталей более 600 кг; 2 — при загрузке менее 450 кг.

Рис. 2. Распределение углерода в диффузионном слое при цементации природным газом стали 25ХГТ при температуре 960° общей длительностью 11 ч в печи Ц-60: 1 — при подаче газа 0,8 м³/ч; 2 — при подаче газа 0,6 м³/ч.

ние глубиной до 0,1 мм, если в конце процесса за 2 ч до выгрузки деталей не увеличивалась подача газа до 1,2—1,3 м³/ч.

Металлографические исследования омедненных образцов показали, что электролитическое омеднение толщиной до 27 мк хорошо предохраняет от диффузии углерода при высокотемпературной цементации природным газом.

В результате этой работы был отработан и принят следующий технологический процесс высокотемпературной газовой цементации природным газом. Для печи Ц-105 (на глубину слоя 1,0—1,3 мм, вес садки без корзин 600—700 кг):

1) нагрев до 1000° в течение 3 ч; по истечении 1,5-часового разогрева садки деталей газ подается в количестве 0,6—0,8 м³ в течение 1 ч, после чего подача газа в печь увеличивается до 0,9—1,0 м³/ч;

2) выдержка при температуре 1000° в течение 2—2,5 ч, при этом продолжается подача газа в количестве 0,9—1,0 м³/ч;

3) печь выключается на 3 ч, одновременно с процессом цементации в печи идет подслуживание деталей до 900°; за 2 ч до выгрузки деталей подача газа увеличивается до 1,2—1,3 м³/ч, после подстуживания корзины с деталями из печи выгружаются и охлаждаются на воздухе, за исключением деталей, идущих на механическую обработку. Такие детали охлаждаются в колодцах.

Для получения глубины слоя 1,3—1,6 мм выдержка при 1000° увеличивается на 1 ч, а для получения глубины слоя 1,6—1,9 мм до 3—3,5 ч. Давление в печи в процессе цементации должно быть не ниже 10 мм вод. ст.

Для печей Ц-60 принят следующий технологический процесс (на глубину слоя 1,0—1,3 мм):

1) нагрев до 960° в течение 2,5—3 ч;

2) выдержка при 960° в течение 8 ч.

По истечении 1,5-часового разогрева садки деталей газ подается в количестве 0,5—0,6 м³/ч в течение 1 ч, после чего подача газа в печь увеличивается до 0,8 м³/ч.

Корзина с деталями после 8-часовой выдержки при 960° выгружается из печи и охлаждается на воздухе.

По указанной технологии в термическом цехе Минского автозавода работает более десяти печей в течение года.

Практика работы термического цеха Минского автозавода подтверждает, что применение при цементации природного газа Дашавского месторождения является вполне приемлемым, экономичным и стабильным процессом и способствует получению хорошего качества деталей.

На основании положительного опыта термического цеха Минского автозавода ряд машиностроительных заводов Белорусского экономического района (Минский тракторный завод, Минский завод запчастей) проводит работу по применению процесса газовой цементации природного Дашавского газа вместо применяемого до сих пор жидкого карбюризатора — керосина и синтина.

Выводы

1. Высокотемпературная газовая цементация в шахтных печах типа Ц-105 с применением природного Дашавского газа обеспечивает стабильность процесса (за счет точной дозировки подачи природного газа в печь) и получение упрочненного слоя вполне удовлетворительного качества с плавным переходом содержания углерода от поверхности к сердцевине.

2. Печи типа Ц-105 не требуют сложной переделки при переводе процесса газовой цементации на природный газ.

3. Улучшаются условия труда рабочих, занятых цементацией, отпадает необходимость в транспортировке и сохранении жидких карбюризаторов в зимнее время.

4. Применение природного газа для газовой цементации дает возможность снизить удельный расход электроэнергии до 650 квт·ч/т, удешевить себестоимость выпускаемой продукции и получить годовую экономию более 20 тыс. руб.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 519. 24/29:338.581

Применение методов математической статистики для контроля производственных затрат¹

ПРИМЕНЕНИЕ методов математической статистики для контроля качества завоевало общее признание и нашло широкое распространение за рубежом.

Новым объектом применения методов математической статистики может явиться контроль производственных затрат, что позволит своевременно принимать меры по поддержанию этих расходов на уровне, не выходящем за пределы, установленные сметой.

Поскольку методы такого контроля не отличаются принципиально от методов, применяемых для контроля качества, с

целью их разработки могут привлекаться те же работники отделов контроля качества продукции.

Необходимым условием применения методов математической статистики для контроля производственных расходов является наличие единого знаменателя для всех указанных расходов. Таким единым знаменателем могут служить расходы за оплату основного труда. С этой целью определяется удельный вес затрат на основной труд в процентах ко всем остальным расходам. Например, затраты на основной труд запланированы в 80 долл., а все остальные затраты на производство составляют 1000 долл. В этом случае удельный вес затрат на основной труд составит 8%.

Чтобы обеспечить действенность статистических методов контроля производственных расходов, эти расходы должны систематически анализироваться. Кроме того, сами расходы должны быть закреплены за определенными ответственными лицами. Например, мастер отделения может быть ответственным за следующие расходы:

1. На оплату вспомогательного труда — затраченное время или деньги, которые способствуют непосредственному изготовлению продукции, но не могут быть распределены на стоимость каждого агрегата или отдельного вида продукции.

2. На доплаты — разницу (время или деньги) между фактической заработной

¹ О. V. Irving. "Tool and Manufacturing Engineer", august, 1961.

платой работников основного труда и гарантированной ставкой зарплаты (в тех случаях, когда рабочие не выполнили минимального количества, требуемого сдельной работой).

3. На работу по восстановлению брака — время или деньги, затраченные на переделку или изготовление новых деталей взамен забракованных, с тем, чтобы они соответствовали размерам, указанным в спецификациях.

4. На подготовительно-заключительные работы — время или деньги, затраченные на переналадку (станка или инструмента), не включенные в основной труд.

5. На контроль за качеством — время или деньги, затраченные на контроль за соблюдением технических условий.

6. На перевозку материалов — время или деньги, затраченные на перевозку материалов, исключая время или деньги, предусмотренные для основного труда.

7. На простои (по организационно-техническим причинам) — время или деньги, затраченные на оплату простоя рабочих, за который они не отвечают.

8. На разные оплаты — всякие расходы, которые могут быть сгруппированы вместе или рассмотрены отдельно, включая оплату контролеров и учетчиков, поставщиков, ремонты и обслуживание, инструмент, штампы и формы, надзор, материалы и энергия, страхование, техническое руководство.

Предположим, что каким-либо предприятием запланированы еженедельные производственные расходы, которые приведены в таблице. В этом случае должны существовать границы отклонений, указанные на рисунке и в таблице.

Пределы отклонений рассчитываются от среднего значения затрат на оплату основного труда. В данном случае от 8,19%. Сам расчет допустимых отклонений ведется по формуле, принятой для расчетов при контроле качества:

$$3\sigma = \frac{3\sqrt{p(1-p)}}{\sqrt{T_n}} \cdot 100^*,$$

где 3σ — допустимые отклонения для верхнего и нижнего предела от принятой средней в %;

p — удельный вес расходов на основную зарплату в долях единицы;

T_n — сумма всех дополнительных производственных расходов в долл. (помимо основной зарплаты).

В качестве примера рассмотрим определение допустимых пределов отклонений от установленных расходов для первой недели (см. таблицу):

$$\begin{aligned} 3\sigma &= \frac{3\sqrt{0,0819(1,0 - 0,0819)}}{\sqrt{1000}} \cdot 100 = \\ &= \frac{3\sqrt{0,0819 \cdot 0,9181}}{31,7} \cdot 100 = \\ &= \frac{3 \cdot 0,272}{31,7} \cdot 100 = 2,57\%. \end{aligned}$$

* По-видимому, формула эмпирическая.

№ недели	Окончание недели	Затраты без основного труда в долл.	Расходы в долл. на основной труд	Затраты основного труда в % к основным затратам	Отклонения 3σ	Контрольный предел	
						нижний	верхний
1	11 апреля	1000	80	8,0	2,57	5,62	10,76
2	18 апреля	1100	85	7,73	2,41	5,78	10,60
3	25 апреля	900	75	8,33	2,76	5,43	10,95
4	2 мая	1150	70	6,09	2,12	6,07	10,31
5	9 мая	950	90	9,47	2,88	5,34	10,04
6	16 мая	1050	95	9,05	2,66	5,53	10,85
7	23 мая	1230	100	8,13	2,34	5,85	10,53
8	30 мая	1075	120	11,16	2,88	5,31	11,07
9	6 июня	950	65	6,84	2,46	5,73	10,65
10	13 июня	1100	80	7,27	2,35	5,84	10,54
Итого		10505	860	8,19*			

* Среднее значение, по которому устанавливается предел.

На рисунке приведены допустимые отклонения и фактическая величина отклонений за 10 недель. Как видно из этих данных, на седьмой неделе расходы превысили допустимые отклонения.

После того как установлена желаемая цифра расходов, можно построить на графике линии перехода к новым уменьшенным затратам. Так, если расходы снижаются до 5% вместо 8,19%, то по

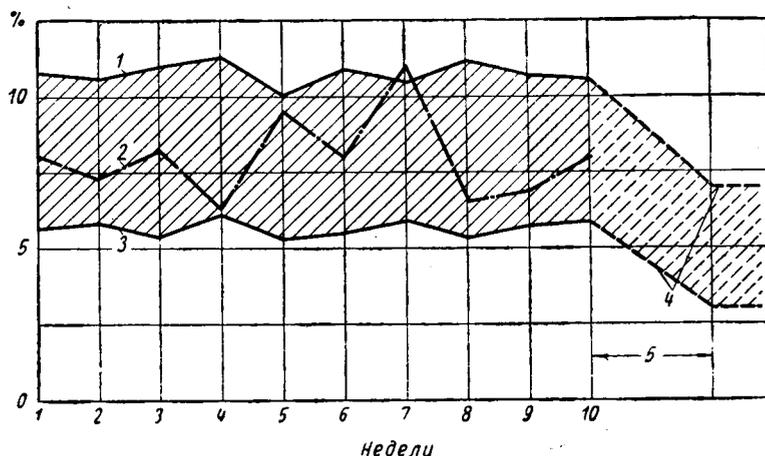


График статистического контроля расходов:

1 — допустимое верхнее отклонение; 2 — фактические; 3 — допустимое нижнее отклонение; 4 — проектируемые пределы отклонений; 5 — период перехода к новым условиям.

Используя методы статистического контроля, можно также добиться снижения расходов другим приемом. Для этого устанавливается допустимая и желательная величина в каждой области расходов, которая может быть достигнута к определенному периоду. Например, удельный вес расходов на основной труд намечено довести в какой-то период времени до 5% при сохранении среднего расхода прежним, равным 8,19%, что даст экономию по этим затратам 3,19%.

Цифры, аналогичные указанным, устанавливаются обычно на основе определения их экономической необходимости и данных условий работы.

Новые величины расходов можно также устанавливать на основе анализа (как среднее) лучших показателей за восемь месяцев прошлого года или десяти лучших показателей за прошедшие тринадцать недель. Другой метод получения желаемых показателей — это исключение из отчетных данных наиболее высоких и внеконтрольных точек и получение новых средних.

приведенной выше формуле определяют новые допустимые отклонения (3σ), которые в данном случае равны 2,02%. Соответственно новые пределы составят: нижний 2,98% и верхний 7,02%.

Желаемая величина расхода и его соответствующие пределы могут обсуждаться заинтересованным персоналом предприятия. При встрече персонала определяется разница между действительными и желаемыми затратами, предусматриваются необходимые изменения расходов и устанавливаются их источники и источники снижения расходов до установленной желаемой величины.

При следующей встрече персонала в ближайшие 1-2 дня можно условиться, с какого времени следует ввести в диаграмму желаемые пределы.

При этой встрече также должны устанавливаться сроки по времени, требуемые для сокращения расходов до желаемого уровня. Затем на диаграмме можно вычерчивать линии переходов, чтобы показать, что должно быть сделано к намеченной дате. Указанные линии (теоретические) показаны на рисунке.

Необходимо иметь в виду, что при пользовании приведенной выше формулой, величина p должна быть меньше единицы или соответственно меньше 100%.

При контроле сметных расходов, связанных с различными доплатами, которые при нормальных условиях работы не должны производиться, расчеты для возникающих частичных отклонений ведутся с учетом того, что эти доплаты не превышают 50% от затрат на прямой труд.

Например, стоимость установочных работ в цехах или на предприятиях единичного и мелкосерийного производства могла составлять 300 долл. в неделю по сравнению с затратами в 150 долл. за ту же неделю на основной труд. В данном случае расходы составляют 200% от основного труда. Нередки случаи, когда эти расходы достигают 500% и более, и тогда формулу для 3σ нельзя использовать, так как она включает в себя квадратный корень отрицательного числа. При использовании формулы максимальное значение отклонения при $p=50\%$ равно 1,50. Однако когда $p>50\%$, раз-

меры значения 3σ можно определить путем использования этого значения при 50%. Это значение 3σ получается путем деления 1% на 50 и умножения на 1,5 (т. е. на величину отклонения при 50%).

Результат подставляется в числитель формулы. Например, при $p=60\%$

$$3\sigma = \frac{1,5 \frac{60}{50}}{\sqrt{T_k}} = 1,8.$$

Контроль расходов методом математической статистики можно воплотить наиболее эффективно при учете следующих факторов:

1. Контролируемые данные должны браться по всем таким расчетам, как повторная работа, контроль, брак и убытки. Тогда можно определить, как изменилось число работающих, выпуск, производственные отклонения и другие причины, влияющие на эти расчеты.

2. Линии перехода можно вычерчивать на основе существующих или рассчитываемых желаемых допусков.

3. Должны обрабатываться доступные данные по другим накладным расходам, чтобы определить, какие расходы на линии, изменяются ли они выше статистических контрольных пределов и может ли систематический статистический подход к снижению стоимости дать результат для солидной экономии. Изучение должно проводиться для того, чтобы определить, какие расходы в различных цехах заводов являются причиной наиболее высоких перерасходов.

4. Контрольные графики следует устанавливать на полгода (26 недель) на основе 8- или 10-недельного базисного периода.

Правильное представление отчетных данных обеспечивает хорошие результаты применения предлагаемого метода для снижения расходов в производстве. Наибольшая польза метода заключается в том, что он дает возможность систематического наблюдения и способствует более целенаправленной экономической работе предприятия.

А. П. БОРОДИНА, В. И. ПРОЧКО

УДК 629.11.012.8(73)

Регулятор положения кузова для пневматической подвески

В НАСТОЯЩЕЕ время представляют интерес регуляторы положения кузова, изготовляемые в США фирмой Делько (по патенту Джиэмси). Отличительной особенностью этих регуляторов является их малый вес и небольшие габаритные размеры, которые получены за счет:

1) применения для основных деталей легких металлов и пластмассы (корпус регулятора, корпус разобщающего механизма, поршень гидравлического замедлителя и др.);

2) применения в регуляторе клапанов (впуска, выпуска и обратного клапана) минимальных размеров; эти клапаны шинного типа;

3) применения малого диаметра воздухопроводов (наружный диаметр воздухопроводов равен 6,35 мм), что позволило уменьшить размеры присоединительной арматуры;

4) компактного размещения узлов регулятора — разобщающий механизм является частью рычага, привод к гидравлическому замедлителю выполнен в виде стержня.

Регулятор Джиэмси-Делько (см. рисунок) имеет габариты 80×85×95 и вес 760 г.

Наиболее распространенные регуляторы, выпускаемые в ФРГ с гидравлическим замедлителем Вестингауз, Кнорр-Бремзе и Бош имеют соответственно габариты 90×95×150 (разобщающий механизм — вне регулятора), 115×100×147 и 115×92×132 мм. Веса этих регуляторов соответственно 3300, 2100 (алюминиевый корпус) и 2770 г.

Даже регулятор английской формы Денлоп, имеющий так же как регулятор

Джиэмси-Делько клапаны шинного типа и корпус из алюминия, весит вдвое больше и имеет большие габариты (73×82×165).

В регуляторе Джиэмси-Делько применена конструкция разобщающего механизма, обеспечивающая надежную работу регулятора и его долговечность.

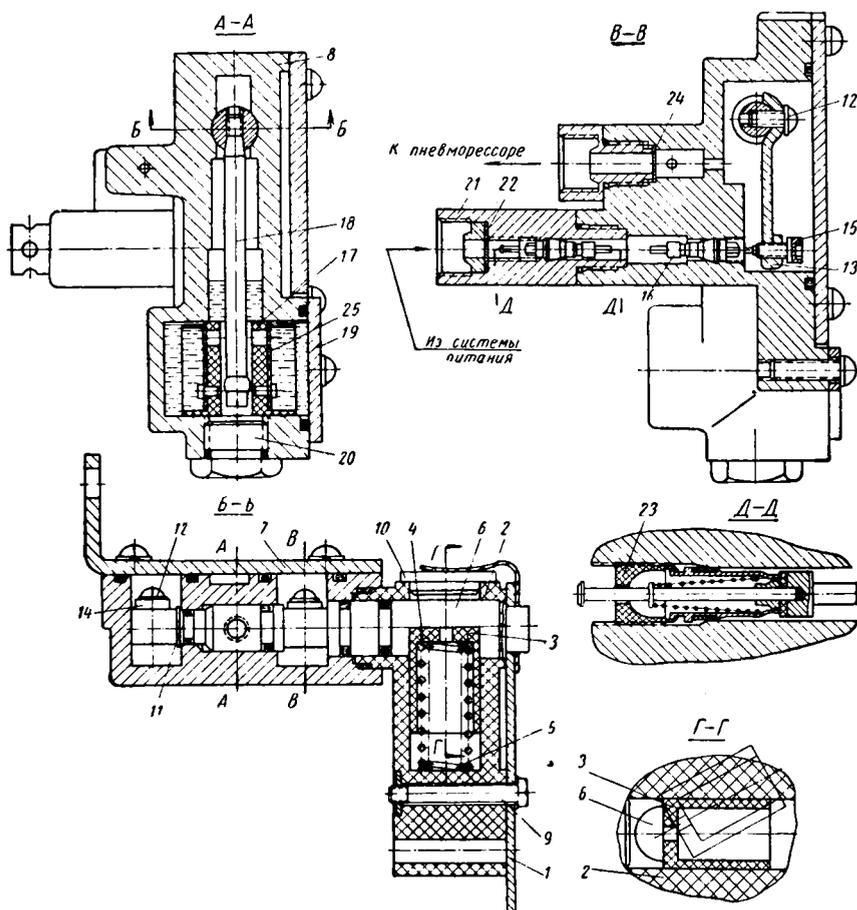
Детали разобщающего механизма прикрепляются на конце рычага 1 (см. рисунок) регулятора (корпус 2, поршень 3, пружины 4 и 5). При динамических нагрузках на рычаг 1 происходит вращение рычага, а валик 6 регулятора остается неподвижным (тонкой линией на разрезе ГГ показано отклонение рычага от нейтрального положения). Такая конструкция обеспечивает малый износ валика и сопряженных с ним деталей, что особенно важно для расположенных на валике резиновых колец. Резиновые кольца изолируют впускной клапан от выпускного, а также оба эти клапана от пространства, заполненного жидкостью гидравлического замедлителя. При износе резиновых колец наблюдается проникновение воздуха в полость, наполненную жидкостью, и постепенное перетекание воздуха из пневматических упругих элементов в атмосферу.

Изготовление этого клапана требует высокой культуры производства: прецизионного литья, высокой точности и чистоты обработки. За рубежом регуляторы положения кузова выпускают заводы топливной и тормозной аппаратуры (фирмы Бош, Кнорр-Бремзе, Вестингауз и др.).

На рисунке показаны основные узлы регулятора Джиэмси-Делько. Регулятор прикрепляется к раме с помощью крыш-

ки 7 и соединяется с неподдрессированными массами рычагом 1 привода.

Валик 6 установлен в верхней части корпуса 8 регулятора. На его наружном конце предусмотрена лыска, в которую входит поршень 3 разобщающего механизма, прижимаемый пружинами 4 и 5. Корпус 2 разобщающего механизма установлен на валике 6 и уплотняется по внутренней поверхности резиновым O-образным кольцом (круглого сечения), а по наружной поверхности резиновым сальником. Поршень и корпус разобщающего механизма изготовлены из нейлона. Рычаг 1 круглым отверстием садится на выступ корпуса 2 и прикрепляется болтом 9. Отверстие в рычаге под болт имеет в вертикальной плоскости овальную форму, что позволяет регулировать вертикальное положение рычага относительно корпуса регулятора, т. е. регулировать положение кузова по высоте. Такая регулировка значительно проще применяемой на немецких регуляторах, в которых регулирование высоты кузова достигается изменением длины тяги, соединяющей рычаг регулятора с неподдрессированными частями. Отверстие в корпусе 2 закрывается резиновой пробкой 10, прижимаемой пружинным фиксатором, надетым на выступ корпуса и одновременно фиксирующим рычаг привода. Корпус 2 заполнен внутри консистентной смазкой. Валик 6 фиксируется в осевом направлении стопорным кольцом 11. К валику 6 винтами 12 прикрепляются рычаги привода впускного 13 и выпускного 14 клапанов. Эти клапаны расположены в прямоугольных камерах корпуса 8 регулятора. Рычаг 13 впускного клапана с помощью регулировочного



винта 15 при повороте валика по часовой стрелке открывает впускной клапан 16 (разрез *ВВ*). При повороте валика против часовой стрелки рычаг 14 выпускного клапана открывает выпускной клапан. Регулировочным винтом 15 впускного клапана 16 и подобным винтом на рычаге 14 выпускного клапана регулируется зона нечувствительности регулятора на впуск и на выпуск — зазоры между винтами и толкателями клапанов, которые определяют период замедления регулятора. Камеры в корпусе регулятора закрыты крышкой 7, являющейся одновременно и кронштейном для крепления регулятора к раме. В местах разъема камеры уплотняются *О*-образными кольцами. В нижней части корпуса регулятора перпендикулярно валу помешен нейлоновый поршень 17 замедлителя, который связан с валиком 6 стержнем 18, ввернутым в валик и имеющим сферический поясок в нижней части. Отверстие в корпусе под поршень закрыто крышкой 19, уплотняемой круглым резиновым *О*-образным кольцом. Цилиндр поршня заполнен жидкостью, способствующей гашению колебаний, которая заливается через отверстие в нижней части корпуса, закрываемое

резьбовой пробкой 20. Уплотнение осуществляется также резиновым кольцом. Камеры, соединяющиеся с впускным и выпускным клапанами и соединенные между собой сверлением, отделены от центральной части валика, соединенной со стержнем замедлителя, резиновыми уплотнительными кольцами.

Регулятор работает следующим образом. При увеличении статической нагрузки кузов опускается и рычаг привода поворачивается. Поршень замедлителя препятствует повороту валика 6 одновременно с поворотом рычага и поэтому поршень 3 разобщающего механизма выходит из контакта с лыской валика, причем рычаг 1 и детали разобщающего механизма поворачиваются относительно валика 6, и поршень 3 сжимает пружины 4 и 5. На валик действует поворачивающий момент, который заставляет поршень 17 замедлителя вытеснять жидкость, гасящую колебания, из левой части цилиндра по кольцевому зазору между поршнем и цилиндром в его правую часть. При этом происходит поворот валика 6 и рычаг 13 впускного клапана, поворачивающийся одновременно с валиком, нажимает на стержень впускного клапана 16 и открывает его. Воздух,

подводимый из системы питания подвески к корпусу 21 обратного клапана, проходит через сетчатый фильтр 22, открывает обратный клапан 23 и через открытый впускной клапан 16 попадает в камеру корпуса. Далее воздух проходит через канал в корпусе и сетчатый фильтр 24 к пневматическому упругому элементу.

По мере выравнивания положения кузова рычаг привода поворачивается обратно к нейтральному положению и одновременно с ним поворачивается валик 6 и рычаг привода впускного клапана, так как поршень замедлителя свободно возвращается в среднее положение. Это достигается тем, что размер верхней части поршня и диаметр отверстия в корпусе под стержень 18 примерно одинаковы и поэтому при небольшом сдвиге поршня 17 в одну сторону цилиндра с другой его стороны соединяется с отверстием под стержень. При перемещении поршня к среднему положению жидкость в правой части цилиндра не сжимается поршнем, а свободно перетекает в пространство над поршнем. За противоположную сторону поршня жидкость поступает из пространства над ним через пластинчатый клапан 25. Такое устройство обеспечивает большую точность регулирования высоты кузова в пределах зоны нечувствительности регулятора, так как устраняет возможность перерегулирования высоты за счет большей скорости наполнения пневмоэлементов подвески, чем скорость возвращения поршня замедлителя в его среднее положение. При перерегулировании клапаны регулятора перекрываются, после того как достигнута заданная статическая высота кузова, это может вызвать колебания кузова около статического положения.

При уменьшении статической нагрузки кузов поднимается и конец рычага 1 привода опускается. После периода замедления рычаг 14 выпускного клапана откроет этот клапан. Воздух из пневмоэлемента проходит в камеру рычага впускного клапана и через сверление в корпусе, соединяющее камеры, поступает в камеру рычага выпускного клапана и далее через открытый выпускной клапан и фильтр, изготовленный из спеченных шариков, выходит в атмосферу.

При стендовых испытаниях¹ регуляторов данной конструкции, установленных на тягаче ДЛР-800 (фирма Джизмси), определены следующие их параметры: зона нечувствительности — $\pm 5 \div 6$ мм; время замедления на впуск или выпуск при $t = 20^\circ$ — 4 сек; максимальный расход воздуха при выпуске и впуске 125 л/мин.

Канд. техн. наук

А. М. ГОРЕЛИК, А. А. БАРАНОВ

¹ Горелик А. М., Певзнер Я. М. «Автомобильная промышленность», 1962, № 10.

Чехословацкие городские автобусы

В НАСТОЯЩЕЕ время в ЧССР производством автобусов занято автомобильное объединение «Кароса», состоящее из восьми небольших заводов.

Объединение «Кароса» выпускает три модификации автобусов на базе городского автобуса Шкода 706 РТО М: туристский или междугородный, пригородный и городской (рис. 1). Эти модификации отличаются друг от друга только

не позволяет наладить рентабельного производства специальных автобусных агрегатов.

Двигатель автобуса Шкода 706 РТ дизельный, четырехтактный, рядный вертикальный, шестицилиндровый. Литраж двигателя 11 781 см³. Развиваемая максимальная мощность 160 л. с. при 1900 об/мин*. Максимальный крутящий момент 70 кгм при 1200 об/мин. Удельный расход топлива 170 г/л.с.ч. Охлаждение водяное. Коленчатый вал двигателя установлен на семи роликоподшипниках.

Коробка передач — механическая, с пятью скоростями вперед и одной назад.

Коробка передач и задний мост взяты от автомобиля Шкода 706 РТ, с измененным передаточным отношением главной передачи. Изменяя число зубьев шестерен двух ступеней (коническая и цилиндрическая пары), можно получить три значения скорости для различных модификаций автобуса. Максимальная скорость для автобусов пригородных и междугородных соответственно 75 и 90 км/ч.

Подвеска автобуса выполнена на продольных полuelliptических рессорах с гидравлическими рычажными амортизаторами.

Рулевое управление оборудовано пневмоусилителем, передаточное отношение рулевого механизма (червяк с червячным сегментом) составляет 1:21.

Система колесных тормозов пневматическая, ручной тормоз действует на задние колеса. Торможение автобуса может осуществляться двигателем ручным управлением.

Электрооборудование автобуса на 24 в. Генератор мощностью 800 вт, аккумуляторы — два 12 в, емкостью 165 ач.

Автобус Шкода 706 РТО — рамный, разведенной силовой схемы, с несущим кузовом. По технологическому принципу кузов можно назвать панельно-каркасным. Кузов расчленен на два больших узла по подоконному поясу: верхнюю часть — облицованная панелями крыша с оконными проемами, нижнюю часть — собранные в общий узел каркасы боковин и основания.

Нижняя часть кузова облицовывается стальными панелями после установки кузова на шасси. Панели крепятся сваркой. Задняя и передняя части кузова унифицированы между собой.

Уровень пола находится на расстоянии 885 мм от земли. Высота кузова в ходе 1900 мм.

* Ввиду повышенного износа подшипников коленчатого вала максимальные показатели числа оборотов и мощности снижены до 148 л. с. при 1750 об/мин.

Автобус имеет значительную остекленную поверхность. Лобовые стекла типа «триплекс» — панорамные. Скаты крыши остеклены дымчатым стеклом типа «сталинит» только у моделей люкс. В нижней части боковые окна выполнены глухими, в верхней — с откидывающимися внутрь форточками.

Вентиляция кузова осуществляется при помощи двух потолочных люков, которые могут устанавливаться для отсоса воздуха из салона. Однако на некоторых автобусах применяется схема продувки воздуха по потолочному каналу с перфорацией.

Отопление салона автобуса осуществляется от отопителя-вентилятора типа 12АКН, производительностью 12 000 ккал/ч. Отопитель работает на дизельном топливе. Он расположен в базе под полом. Теплый воздух разводится в обе стороны по левому борту кузова. Ветровое стекло в зимнее время может обдуваться теплым воздухом, поступающим от двух водяных радиаторов системы охлаждения двигателя с теплоотворной способностью по 1000 ккал/ч каждый.

Внутренняя облицовка салона выполняется в нескольких вариантах, в зависимости от требования заказчика. Для экспортных автобусов применяется слоистый пластик, наклеиваемый на твердую древесно-волоконную плиту, с последующим креплением к кузову. Такой метод отделки салона хотя и дорог, но позволяет достичь изящного вида салона и ликвидации шума.

Для более дешевых автобусов боковины и потолок облицовываются древесно-волоконной плитой, покрытой в листах молотковой эмалью или полихлорвиниловой пленкой на тканной хлопчатобумажной основе.

Пол в салоне автобуса настилается из досок и покрывается резином или резиновыми гладкими коврами. Штабики пола и ступени выполнены из резиновых профилей. Между внутренней и наружной облицовками кузова предусмотрена термоизоляция (гофрированная бумага).

Двигатель автобуса, выступающий над полом в передней части салона, прикрыт откидывающимся капотом, который имеет термозумоизоляцию в виде двойных стенок (внутренняя стенка выполнена с перфорацией).

Место водителя, даже в городском варианте автобуса, не отделяется глухой перегородкой от салона, но по левому борту кузова имеется дверь для водителя. Водительское сиденье — с гидроамортизатором.

Пассажиры сиденья обычной конструкции: трубчатый каркас для городских автобусов и штампованный стальной осто для откидывающихся сидений автобусов люкс.

Пассажиры двери расположены с правой стороны. Для пригородных и междугородных автобусов предусмотрено по одной пассажирской двери, расположенной в базе. В первом случае одностворчатая, во втором — двухстворчатая.



Рис. 1.

оборудованием и устройством кузова, приспособленного в каждом отдельном случае для тех или иных условий эксплуатации, а также максимальной скоростью движения.

Краткая техническая характеристика автобуса Шкода 706 РТО М

Тип	Вагонный, с передним расположением двигателя
Число пассажирских мест: для сидения	29
общее	70
Габаритные размеры в мм:	
длина	10840
ширина	2500
высота (в нагруженном состоянии)	2980
База в мм	5450
Колея колес в мм:	
передних	1927
задних	1751
Передний свес в мм	1570
Задний свес в мм	3500
Дорожный просвет (минимальный) в мм	260
Шины	11.00×20**
Вес автобуса в кг:	
снаряженный	8900
полный, максимально-допустимый	14400
Распределение полного, максимально-допустимого веса автобуса на ось в кг:	
переднюю	5200
заднюю	9200
Максимальная скорость в км/ч	60
Удельная мощность двигателя на 1 т полного веса автобуса в л. с./т	11
Удельный крутящий момент двигателя на 1 т полного веса автобуса в кгм.т	4,85

На автобусах Шкода 706 РТО М широко используются агрегаты грузового автомобиля Шкода 706 РТ. Это объясняется не только желанием добиться максимальной унификации между автомобилями, но и незначительной программой выпуска автобусов. Объединение «Кароса» выпускает 4 автобуса в сутки при двухсменной работе, что

тая с пневмоэлектроприводом. Городской автобус оборудован двумя двухстворчатыми дверьми, из которых одна расположена в базе, а другая — в заднем свесе. Ширина дверного проема 950 мм. Высота подножки дверей 380 мм, первая и вторая ступеньки соответственно 255 и 250 мм.

В текущем году все перспективные работы в автобустроении ЧССР ведутся согласно утвержденного типажа автобусов. Все автобусы, предусмотренные типажом (городской, пригородный, междугородный и сочлененный), унифицированы между собой не только по агрегатам и узлам ходовой части, но и по кузову. За базовую модель принят городской автобус Шкода М11, который проходит заводские испытания (рис. 2).

Краткая техническая характеристика автобуса Шкода М11

Тип	Вагонный, с расположением двигателя под полом в базе
Число пассажирских мест:	
для сидения	29
общее	104
Габаритные размеры в мм:	
длина	10 965
ширина	2 500
высота (в нагруженном состоянии)	2 950
База в мм	5 500
Передний свес в мм	2 220
Задний свес в мм	3 245
Шины	10,00×20"
Снаряженный вес автобуса в кг	7 500
Полный вес автобуса в кг	14 830
Распределение полного веса автобуса на оси в кг:	
переднюю	5 120
заднюю	9 710
Максимальная скорость в км/ч	60
Удельная мощность двигателя на 1 т полного веса автобуса в л. с./т	11,8
Удельный крутящий момент двигателя на 1 т полного веса автобуса в кгм/т	4,72

На автобусе Шкода М11 установлен четырехтактный шестицилиндровый горизонтальный дизельный двигатель. Литраж двигателя 10,5 л. Развиваемая максимальная мощность 175 л. с. при 2200 об/мин. Максимальный крутящий момент 70 кгм при 1400 об/мин, удельный расход топлива 170 г/л.с.ч.

Коробка передач гидромеханическая. Задний мост — специальный автобусный.

Подвеска автобуса пневматическая, на передней оси — независимая по схеме

параллелограмма, что является следствием унификации с автобусами пригородным и междугородным. Система тормозов пневматическая. Колесные тормоза барабанного типа, но предполагается, что ко времени серийного производства

осуществлять принудительной продувкой свежего воздуха по потолочному каналу с перфорацией.

Отопление салона осуществляется по схеме, применяемой на серийных автобусах.



Рис. 2.

автобусов будут закончены работы с дисковыми тормозами, которыми и будут оборудованы автобусы. Рулевое управление имеет гидроусилитель.

Конструкция кузова выполнена с несущим основанием из стальных прямоугольных труб с толщиной стенки 2,5 мм.

Кузов автобуса расчленен на узлы: средняя часть крыши, верхние части боковин от подоконного пояса до крыши, нижние части боковин, передняя и задняя части кузова.

Кузов собирается в целое из указанных узлов при использовании заклепок и болтов.

Передняя и задняя части кузова унифицированы между собой.

Пол салона автобуса предполагается застелить резином с приклеенной подкладкой из пробки или другого легкого термошумоизоляционного материала. Штабики пола и ступеней так же, как и на серийном автобусе, изготовлены из резиновых профилей. Внутренняя облицовка салона — слоистый пластик на древесно-волоконистой плите.

Пассажирские двери четырехстворчатые. Скаты крыши застеклены детермальным стеклом. Боковые окна имеют в верхней части сдвижные форточки.

Вентиляцию кузова предполагается

В качестве термошумоизоляционного материала кузова будет применяться состав на основе полиуретана, наносимый на отдельные детали и узлы из pulverизатора.

У автобуса предусмотрено три двери: узкая передняя — входная, две широкие — выходные. Механизм открывания дверей электропневматический.

В описанных характеристиках городских автобусов Шкода 706 РТОМ и Шкода М11 полная номинальная вместимость приводится из расчета существующих в ЧССР номинальных норм полезной площади пола на одного сидящего (0,315 м²) и стоящего (0,15 м²) пассажира. Допустимая норма площади на одного стоящего пассажира при перегрузке транспорта в часы «пик» составляет 0,1 м².

Однако Пражский институт транспорта рекомендует при проектных расчетах городских автобусов пользоваться нормой площади на одного стоящего пассажира, равной 0,125 м², так как допустимая норма площади, равная 0,1 м², имеет место при кратковременных перегрузках в часы «пик» и не может оказывать существенного влияния на конструктивные и эксплуатационные качества автобуса.

Е. С. МАЙОРОВ

ПОПРАВКА

В № 6 журнала «Автомобильная промышленность» за 1963 год на стр. 8 заголовок статьи следует читать так: «Ходовая лаборатория для статистических исследований режимов работы механизмов автомобиля».

П. М. Хельдт «Автомобильные сцепления и коробки передач», изд. 2, перевод с англ., Машгиз, 1960.

РАССМАТРИВАЕМОЕ второе издание книги П. М. Хельдта¹ по сравнению с первым значительно дополнено в соответствии с изменениями, происшедшими за истекшее время в автомобилестроении. Появилась новая глава, посвященная описанию гидродинамических передач, получивших за это время широкое распространение на американских, главным образом, легковых, автомобилях. Переработке подверглись некоторые главы.

Отдельные главы значительно отличаются по характеру подхода к излагаемому вопросу, а также по глубине и подробности проработки. Так, главы, посвященные сцеплениям неавтоматических трансмиссий и вальным (не планетарным) коробкам передач, проработаны более тщательно. Конструкции агрегатов этих трансмиссий описаны более обобщенно и подробно, чем в других главах. Это достигнуто за счет приведения наиболее характерных типовых примеров. Для остальных, менее характерных конструкций, даются только отличительные подробности. В обзорах конструкций автор анализирует их и часто делает критические замечания по поводу недостатков или рациональности отдельных узлов и целых систем. Эти главы содержат много указаний об установившейся практике рационального конструирования сцеплений и вальных коробок передач.

Это касается в основном рекомендаций о соотношении размеров основных параметров агрегатов, связи этих размеров с передаваемым моментом, рекомендаций опробованных величин напряженности как отдельных деталей, так и узлов, указаний об установившейся на американских заводах практике применения материалов для основных деталей и о их термической обработке. В отдельных случаях автор приводит даже наиболее употребительные числа зубьев некоторых шестерен и описывает рациональную форму деталей.

Именно эти главы представляют наибольший интерес для конструкторов-практиков. Конечно, данный материал не может являться исчерпывающим для работы по проектированию. В каждом конкретном случае он должен рассматриваться критически и тщательно проверяться с точки зрения поставленных условий и подвергаться теоретически обоснованной

¹ В предисловии к рецензируемой книге не отмечено, что в пятом американском издании текст некоторых глав был сохранен Хельдтом без изменений; поэтому во втором русском издании эти главы также не изменены; из них V, VI (частично) и VII главы были отредактированы А. В. Осипяном, а введение и главы I, VI (частично), XIX — С. А. Лаптевым. Подстрочные примечания А. В. Осипяна к отредактированным им главам первого русского издания книги использованы во втором русском издании без соответствующих сносок. *Прим. редакции.*

проверке, а практическая сторона вопроса должна решаться на основании установившихся для нашей промышленности норм.

Нечто совсем другое представляют собой главы, в которых автор излагает основные теоретические положения приведенных им методов расчета. Это касается раздела, посвященного выбору передаточных отношений коробок передач и связи этих параметров с динамикой автомобиля, раздела выбора параметров зуба шестерен и теории эвольвентного зубчатого зацепления, и главы «Основные положения гидродинамики», предпосланной описанию гидродинамических передач.

Все вопросы теории автор старается предельно упростить и изложить их как бы с прикладной точки зрения. В своих упрощениях он иногда доходит до примитивности, а зачастую и до нестрогих положений. Надо отдать должное товарищам, редактировавшим эту книгу. Как в первом, так и во втором издании, во всех местах, где встречаются в оригинале упомянутые неточности, в переводе сделаны сноски и даны примечания с уточнениями и исправлениями.

Эти разделы книги представляют значительно меньшую ценность и интересны только приведенными в некоторых случаях цифровыми примерами со ссылкой на конкретные конструкции.

Третья, по характеру изложения, часть книги состоит из глав, в которых описаны отдельные фирменные конструкции. В основном это раздел описания гидродинамических передач. Указанные главы написаны последними, так как этот тип трансмиссий появился сравнительно недавно.

В этих главах автор довольно подробно описывает устройства трансмиссий и приводит некоторые цифровые характеристики, но без практических разборов, обобщений и, тем более, рекомендаций. Читатель, желающий познакомиться с американскими гидродинамическими передачами, из приведенных описаний может получить представление не столько о конструкции, сколько об устройстве и работе этих агрегатов.

Указанные главы представляют значительно меньший интерес для конструктора, чем первый раздел.

В целом, рассматриваемую книгу следует считать полезной с точки зрения ознакомления отечественных специалистов, работающих в автомобильной промышленности, с практикой американского конструирования автомобильных трансмиссий. Основная ценность приведенного в ней материала заключается в наличии конкретных цифр, позволяющих делать практические сравнительные оценки.

П. С. ФОМИН

Московский автозавод имени Лихачева





Проектирование зубчатых конических и гипоидных передач. Инструктивные материалы фирмы Глисон (США). Пер. с англ. Под ред. В. Ф. Родионова. М., Машгиз, 1963. 244 с., т. 6 000, ц. 1 р. 20 к. в пер.

Рекомендации по проектированию и расчету зубчатых конических и гипоидных передач, а том числе главных передач автомобилей.

Для конструкторов и расчетчиков.

Цикурин Н. В. **Нормализация в машиностроении.** М., Машгиз, 1963. 188 с., т. 4 000, ц. 71 коп. в пер.

Основные направления работ по нормализации в связи с развитием специализации и кооперирования и с учетом задачи сокращения сроков освоения новых конструкций машин. Принципы создания типоразмерных и параметрических рядов деталей и узлов при разработке нормалей. Оценка уровня применяемости стандартизованных, нормализованных и унифицированных деталей и узлов в изделиях. Организация и планирование работ в области нормализации в машиностроении.

Для инженерно-технических работников.

Шац Я. Ю. **Уплотнения подшипниковых узлов.** Киев, Машгиз, 1963. 144 с., т. 11 000, ц. 37 коп.

Конструкции уплотняющих устройств, обеспечивающих герметичность подшипниковых узлов (устройства манжетного типа, с трущимися металлическими, эластичными и графитовыми элементами, центробежного типа с винтовыми канавками и др.). Возможные условия эксплуатации подшипниковых узлов и их влияние на выбор типа уплотняющего устройства. Примеры применения уплотнений для тракторов и других машин.

Для инженерно-технических работников.

Шептунов К. Л. **Шихтовка формовочных смесей.** М., Машгиз, 1963. 148 с., т. 3 000, ц. 58 коп. в пер.

Инженерный метод шихтовки формовочных смесей для определения их газопроницаемости и прочности с учетом природы, способа и степени уплотнения глины. Оценка на основе этого метода состава формовочных смесей и литейных форм с заданными физико-механическими свойствами.

Для инженерно-технических работников.

Шухгальтер Л. Я. **Экономика долговечности и надежности машин.** М., Экономиздат, 1963. 148 с., т. 6350, ц. 37 коп.

Методы экономической оценки долговечности и надежности машин и механизмов в процессе их производства и эксплуатации (на основе оценки и обобщения передового опыта промышленных предприятий).

Для инженерно-технических работников.

Эйчис А. П. и Темкина Б. Я. **Технология поверхностной обработки алюминия и его сплавов.** Киев, Машгиз, 1963. 256 с., т. 5200, ц. 83 коп. в пер.

Современные способы защитно-декоративной и специальной обработки поверхностей алюминия и его сплавов. Применение алюминия в качестве металлопокрытия для придания поверхностям различных материалов (стекла, фарфора, пластмасс и др.) ряда ценных физико-химических свойств.

Для инженерно-технических работников цехов покрытий и конструкторов, проектирующих металлоконструкции из алюминия и его сплавов.

Яковенко Г. А., Голубов Н. П. и Думанская В. А. **Скоростная обработка нержавеющей стали.** Киев, Машгиз, 1963. 75 с., т. 6000, ц. 27 коп.

Зависимость между скоростью резания, стойкостью инструмента, глубиной резания и подачей. Влияние различных факторов при обработке нержавеющей стали на силы резания. Влияние режимов резания и геометрии режущего инструмента и оптимальной геометрии его режущей части для обработки нержавеющей стали при скоростном точении, сверлении, зенкерении и развертывании.

Для инженерно-технических работников.

Анурьев В. И., Калашников Ф. Ф. и Мосленников И. М. **Справочник конструктора-машиностроителя.** Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Машгиз, 1963. 687 с., т. 30 000, ц. 2 р. 95 к. в пер.

Сведения о металлах, неметаллических материалах и защитно-декоративных покрытиях. Данные по допускам и посадкам, чистоте поверхностей, конструктивным элементам машин, крепежным деталям, валам, осям, муфтам, подшипникам, передачам и другим деталям машин, по смазочным и уплотняющим устройствам, трубопроводам и их соединениям.

Барташев Л. В. **Технико-экономические расчеты при проектировании и производстве машин.** М., Машгиз, 1963. 304 с., т. 6600, ц. 1 р. 11 к. в пер.

Конструкции как объект производства и эксплуатации. Экономические показатели оценки конструкций. Технологичность конструкций и характеризующие ее показатели. Экономическое решение задачи о долговечности и эксплуатационной надежности машин. Экономика автоматических систем. Методика выбора технологических процессов, оборудования и оснастки.

Для конструкторов и технологов.

Богуславский М. Г., Кремлевский П. П., Олейник Б. И. и др. **Таблицы перевода единиц измерений.** Под ред. К. П. Широкова. М., Стандартгиз, 1963. 137 с., т. 30 000, ц. 44 к.

Справочные материалы, содержащие определения единиц международной системы, их размеры, правила образования и написания кратных и дольных единиц, таблицы десятичных приставок, таблицы переводных множителей единиц, не входящих в международную систему, для перевода в единицы этой системы и таблицы перевода значений величин (от 1 до 99), выраженных в наиболее употребительных единицах.

Для широкого круга инженерно-технических работников и учащихся технических учебных заведений.

Брай И. В., Кудин Ю. А. и Белявский И. Ю. **Фильтры тонкой очистки дизельного топлива.** М., Машгиз, 1963. 128 с., т. 3400, ц. 40 коп.

Особенности течения топлива через пористые перегородки фильтрующих элементов. Закономерности процессов центробежной очистки топлива и гидрореактивного привода. Стендовые и экспериментальные испытания серийных и новых фильтрующих элементов тонкой очистки топлива, а также реактивных центрифуг и их приводов.

Для инженерно-технических работников, связанных с проектированием и эксплуатацией двигателей внутреннего сгорания.

Виноградов Б. В. **Безопасность труда и производственная санитария в машиностроении.** Сборник расчетов. М., Машгиз, 1963. 264 с., т. 11 500, ц. 90 коп. в пер.

Методы и техника практического решения задач, связанных с обеспечением безопасных и здоровых условий труда: при работе на металлорежущих станках, на транспортном и подъемно-транспортном оборудовании, при эксплуатации сосудов и установок, находящихся под давлением. Промышленная вентиляция и отопление. Электробезопасность и противогрозовая защита. Противопожарная техника.

Для инженерно-технических работников техники безопасности машиностроительных заводов.

Гельфанд А. Е., Новгородов А. С. и Фотеев Н. К. **Обработка твердых сплавов.** М., Машгиз, 1963. 248 с., т. 7500, ц. 88 коп. в пер.

Технология обработки твердых сплавов и методы изготовления из них заготовок. Эффективность применения режущего, мерительного и вспомогательного инструментов, штампов и деталей, армированных твердым сплавом.

Для инженерно-технических работников.

РАБОТНИКАМ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
РЕКОМЕНДУЕМ ПОДПИСАТЬСЯ НА ЖУРНАЛ

«АУТОМОБИЛ»,

ВЫПУСКАЕМЫЙ НА ЧЕШСКОМ ЯЗЫКЕ
НА СТРАНИЦАХ ЖУРНАЛА ОСВЕЩАЮТСЯ
ВОПРОСЫ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ И ТРАКТОРОСТРОЕНИЯ
В ЧССР

Заявки на подписку направляйте по адресу:

*Редакция журнала «Automobil»,
Государственное издательство технической литературы,
Спалена 51, Прага I — Нове Место,
ЧССР*

Подписная цена — 2 руб. 40 коп. в год, каталог № 10059

ОТКРЫТА ПОДПИСКА на 1964 год

на ежемесячные

научно-технические и производственные журналы,

издаваемые МАШГИЗОМ

Название журнала	Подписная цена	
	на год	на 6 мес.
Автомобильная промышленность	4 р. 80 к.	2 р. 40 к.
Автомобильная промышленность США	8 р. 40 к.	4 р. 20 к.
Строительные и дорожные машины	5 р. 40 к.	2 р. 70 к.
Тракторы и сельхозмашины	4 р. 80 к.	2 р. 40 к.

Подписку на журналы можно оформить в пунктах подписки «Союз-печать», почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.