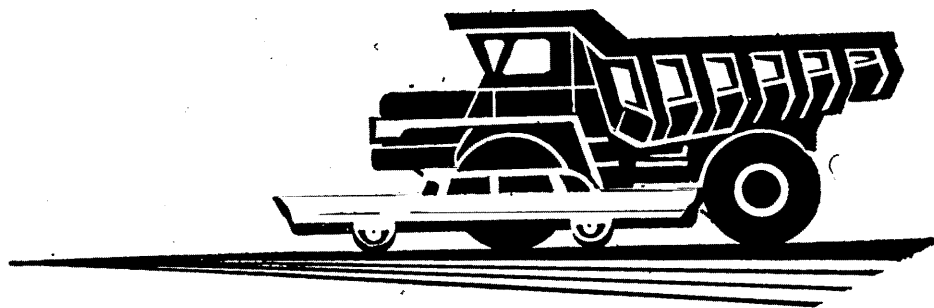


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1971

5



СОДЕРЖАНИЕ

- В. А. Гурушкин, В. М. Коган — Переход Уральского автозавода на массовый выпуск автомобилей семейства «Урал» без снижения объемов производства 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Б. А. Взоров, Е. В. Исаев, В. А. Коржаков, В. А. Осокин — Исследование динамических деформаций гильз цилиндров 5
- В. П. Бельтюков — Определение фактора торможения регулятора числа оборотов двигателя внутреннего сгорания 8
- К. А. Морозов, Б. Я. Черняк, А. Р. Бенедиктов — О влиянии соединительных отверстий во впускных трубопроводах на работу двигателя 9
- А. И. Аксенов, А. С. Андреев — Экспериментальное исследование устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда 12
- В. И. Кнороз, И. П. Петров, Ю. М. Юрьев — Влияние некоторых эксплуатационных факторов на коэффициент сопротивления боковому уходу шин 15
- Н. А. Взятыхев — Выбор параметров сферических и дуговых опорно-цепных устройств для седельных тягачей 16
- И. Н. Успенский, В. А. Нефедов, И. С. Родичев — Влияние конструктивных параметров на частоты собственных колебаний трансмиссий автомобилей 19
- О. С. Гольдштейн, В. Е. Ют — К вопросу о выборе оптимальной совокупности диагностических параметров 21
- М. Н. Бедняк, Е. Ю. Белокобыла — Исследование надежности сальниковых уплотнительных соединений автомобиля 23
- С. И. Фишгал — Автоматические дозаторы и регуляторы давления сжатого воздуха 24
- Б. М. Шойхет, В. Л. Коган — Определение инерционных сил и вертикальных реакций дороги, действующих на мосты автомобиля 27
- М. Н. Закс, В. Н. Белокуров — Исследование конструктивной схемы «мягкого» узла автомобильной рамы при кручении 29

ТЕХНОЛОГИЯ

- Ю. Ф. Чечекин — Новые высокопрочные стали для рам грузовых автомобилей 33
- А. А. Волгунин — Агрегат для химико-термической обработки автомобильных деталей 37
- Б. М. Аскинази, Н. В. Веретенников — Повышение износостойкости цилиндров двигателей электрохимической обработкой 39
- В. М. Яговкин, Г. В. Топоров — Сопротивление ударно-усталостному разрушению чугунов с включениями графита различной формы и размеров 41

ИНФОРМАЦИЯ

- А. Л. Дольберг, Ю. Н. Шехтер — Консервационные жидкости для гидротормозных систем автомобилей 43
- Н. П. Ковалев — Специализация автомобильной промышленности Польской Народной Республики 44
- В. С. Касаткин, Л. И. Наговицына — Приспособление для подъема и транспортирования автомобиля «Москвич» 46
- Новости зарубежной технологии 47
- Рефераты статей 48

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, А. Н. Низов, А. Н. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Просвирнин, В. А. Устинов, И. К. Черноцкий, С. Б. Чистозвонов, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор И. М. Брейша

Сдано в набор 5/III 1971 г.

Подписано в печать 21/IV 1971 г.

Т-06346

Печ. л. 6,0

Бум. л. 3,0

Уч.-изд. л. 9,25

Тираж 14133 экз.

Формат 60 X 90/8

Заказ 959

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

5
МАЙ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1971

Год издания XXXVII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629 113.658.526

Переход Уральского автозавода на массовый выпуск автомобилей семейства «Урал» без снижения объемов производства

В. А. ГУРУШКИН, В. М. КОГАН

Министерство автомобильной промышленности, Уральский автозавод

УРАЛЬСКИЙ автозавод — один из молодых заводов советской автомобильной промышленности — был создан в начале Великой Отечественной войны и сейчас превращен в современное предприятие, оснащенное высокопроизводительным оборудованием и комплексом средств механизации и автоматизации. Этому предшествовал большой труд коллектива по коренной реконструкции предприятия, техническому перевооружению и обновлению основных фондов.

Важнейшим этапом реконструкции явился переход на массовый выпуск автомобилей семейства «Урал» без снижения объемов производства.

Методика и технология перевода поточно-массового производства на выпуск новых автомобилей неоднократно разрабатывалась и осуществлялась различными предприятиями, в частности московскими автозаводами им. Лихачева и Ленинского комсомола, однако специфические условия в каждом отдельном случае заставляют заново решать весь сложный комплекс организационно-технических вопросов, связанных с реконструкцией всех звеньев современного машиностроительного предприятия.

Работы по созданию нового типа автомобилей начались в 1958 г., а уже в 1961 г. начался их серийный выпуск.

Вместо устаревшей модели двухосного грузового автомобиля «Урал-355М» на производство был поставлен современный трехосный автомобиль высокой проходимости типа «Урал» (рис. 1) принципиально новой конструкции. Этот автомобиль не имеет конструктивной преемственности с ранее выпускавшимся автомобилем.

Основные конструктивные параметры старых и новых моделей автомобилей приводятся в табл. 1.

В процессе создания конструкции автомобиля был разработан комплекс новых качеств проходимости, благодаря которым автомобиль «Урал-375Д» занял прочное место в ряду лучших образцов мирового автостроения.

Новые качества достигнуты в результате оригинальных компоновочных решений, а также разработки специальных узлов и агрегатов, не имеющих прецедента в отечественной автопромышленности, к числу которых относятся следующие:

1. Новая схема привода ведущих мостов тележки с проходным редуктором главной передачи среднего моста без приме-

нения обводного карданного вала и дополнительной промежуточной опоры. Такая схема привода ведущих мостов позволила увеличить дорожный просвет, уменьшить число карданных валов и точек смазки, при этом обеспечивается взаимозаменяемость всех трех редукторов.

2. Раздаточная коробка с несимметричным межосевым дифференциалом и плавающими втулками первичного вала, обеспечивающими высокую надежность и долговечность в самых тяжелых условиях эксплуатации.

3. Трехступенчатая система очистки воздуха, поступающего в двигатель, с применением в первой ступени инерционной очистки с автоматическим эжекционным отсосом пыли.

4. Пневмогидравлический привод тормозов с двумя отдельными контурами, применение которого обеспечивает высокую эффективность торможения даже при отказе одного из двух контуров.

5. Рулевое управление с гидроусилителем, гарантирующее высокую устойчивость автомобиля на большой скорости и пре-



Рис. 1

Таблица 1

Параметры	Автомобиль	
	„Урал-375М“ общего назначения	„Урал-375Д“ (базовая модель высокой проходимости)
Грузоподъемность в кг	3000	5000
Вес снаряженного автомобиля в кг	3400	8400
Габариты (длина × ширина × высота) в мм	6290×2280×2095	7350×2690×2980
База автомобиля в мм	3824	4200
Колесная формула	4×2	6×6
Дорожный просвет в мм	262	400
Двигатель:		
тип	„Урал-353А“, рядный шестицилиндровый бензиновый карбюраторный	ЗИЛ-375, V-образный восьмицилиндровый бензиновый карбюраторный
мощность в л. с.	95	180

дотвращающее его занос, а также легкость управления и высокую маневренность в условиях бездорожья.

6. Гидравлический подъемник запасного колеса, облегчающий и ускоряющий замену колеса при повреждении шины.

7. Лебедка с тросоукладчиком оригинальной конструкции, расположенная под платформой в задней части рамы.

8. Специальная система герметизации агрегатов и ряд приспособлений для преодоления брода глубиной до 1,5 м.

Удачная компоновка обеспечивает достаточно большие углы переднего и заднего свеса, а также малый радиус продольной проходимости.

Применение специально созданных для автомобилей «Урал-375Д» эластичных малослойных шин увеличенного размера с системой регулирования давления воздуха в совокупности с оптимальными геометрическими параметрами автомобиля позволяют преодолевать любые труднопроходимые участки дорог и уверенно двигаться автомобилю на местности.

Обладая значительными преимуществами по сравнению с другими аналогичными автомобилями, «Урал-375Д» легко преодолевает заболоченные участки и незаменен во время весенней распутицы и снежных заносов.

Благодаря этим качествам автомобили «Урал-375Д» успешно применяются для работы в особо тяжелых дорожных условиях и вне дорог, в районах Сибири, Дальнего Востока, при изыскательских работах, в геологических партиях, на строительстве линий электропередач, газо- и нефтепроводов.

Заводом созданы и выпускаются специальные модификации автомобилей для работы на Крайнем Севере при температуре окружающего воздуха до -60° и в условиях тропического климата.

Автомобили «Урал», созданные с учетом последних достижений отечественного и зарубежного опыта конструирования транспортных средств высокой проходимости, завоевали широкое признание в народном хозяйстве как в нашей стране, так и за рубежом.

Организация производства новых трехосных автомобилей потребовала проведения коренной реконструкции завода, так как в связи с отсутствием конструктивной и технологической преемственности новых автомобилей по сравнению с ранее выпускавшимися моделями «Урал-355М» значительным повышением сложности и точности изготовления узлов и агрегатов необходимо было осуществить перестройку производства на принципиально новой основе.

Некоторые технологические отличия новых и старых типов автомобилей приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры	Автомобиль	
	„Урал-355М“	„Урал-375Д“
Общий объем перерабатываемого металла в кг:		
проката	3121	10764
лития	2264	3223
Объем термообработки в кг:		
удушение	875	2541
цементация	147	856
закалка т. в. ч.	62	307
Объемы металлопокрытий в м ²	98	407
	7,5	22

Переход на выпуск новых автомобилей был осуществлен по переработанному на заводе методу, который учитывал сложившиеся специфические условия завода, построенного в годы Великой Отечественной войны: некомплексное и непропорциональное развитие производственных подразделений.

Принципиальным положением этого метода явилось четкое разделение работ на два этапа, первый из которых характеризует параллельным изготовлением двух типов автомобилей: старой модели («Урал-355М») и новой («Урал-375Д»).

В процессе осуществления первого этапа были решены многие важнейшие задачи, предопределившие возможность организации массового выпуска автомобилей. Главное, на что было обращено внимание, — это развитие имеющихся и создание новых цехов инженерной подготовки производства, что обусловило возможность изготовления инструментальной оснастки многих тысяч наименований, средств механизации и транспорта.

Объемы технологической подготовки, осуществленные на первом этапе, приводятся в табл. 3.

Важнейшей предпосылкой реконструкции явилось создание проектно-технологических отделов, обеспечивших оперативную разработку проектной документации, связь с проектными и научно-исследовательскими организациями.

Опыт проведения реконструкции убедил, что без этого подразделения в системе завода осуществление эффективной реконструкции было бы невозможным, так как многочисленные специализированные проектные организации, как правило, не увязывают в необходимой степени разрабатываемую ими документацию и не могут с достаточной полнотой учесть все специфические условия реконструкции действующего предприятия.

Используя опыт крупнейших отечественных автозаводов, в начале первого этапа на Уральском автозаводе был создан также отдел механизации и автоматизации с подчиненной ему производственной базой, что позволило создать ряд оригинальных высокоэффективных конструкций и механизмов, не выпускаемых промышленностью.

Таким образом, на протяжении первого этапа была в значительной мере устранена непропорциональность в развитии основных и вспомогательных цехов, создана надежная база для изготовления инструментальной оснастки, вспомогательного и нестандартного оборудования, подготовлены кадры руководителей и рабочих, без чего проведение всех остальных работ по организации производства новых автомобилей и реконструкции завода было бы невозможно.

В процессе первого этапа были отработаны конструкции основных агрегатов и технология их изготовления на сравнительно небольших сериях, что позволило перейти на массовый выпуск проверенной, отработанной и надежной конструкции автомобиля.

Второй этап — коренная реконструкция цехов, создание комплексно-механизированных и автоматизированных участков и линий, оснащение высококачественным оборудованием — явился логическим развитием первого этапа и был осуществлен в сжатые сроки с полным и эффективным использованием основных фондов.

В процессе реконструкции на заводе построены и введены в эксплуатацию новые специализированные корпуса и цехи: корпус вспомогательных цехов, механосборочный цех № 1, цех ремонтного литья, высокомеханизированный и автоматизированный цех обложкового литья, прессово-кузовной корпус, сталелитейный цех и др.

За это же время осуществлена коренная реконструкция старых цехов, построенных в военные годы: шасси, главного конвейера, термического и др.

Переход к выпуску трехосных автомобилей высокой проходимости потребовал коренной реконструкции всего комплекса производства, подлинной технической революции во всех основных и вспомогательных цехах завода, привел к глубоким качественным изменениям уровня организации производства и его технической оснащенности.

Осуществление проектного задания, разработанного Гипроавтотропом со специалистами завода, позволило превратить не-

Таблица 3

Наименование видов оригинальной инструментальной оснастки	Количество наименований в тысячах
Приспособления	4353
Штампы	2723
Прессформы для изделий смежных производств	360
Литейные прессформы	44
Модельные комплекты	214
Инструмент нестандартизованный	13689

достроенный завод военного времени в передовое современное предприятие.

Коренным образом изменился технический уровень механо-сборочного производства. Не осталось ни одного цеха, ни одного участка, где бы не были внедрены новые технологические процессы, высокопроизводительное оборудование, средства механизации и автоматизации.

При общем увеличении металлорежущего оборудования в 1,4 раза количество автоматов и полуавтоматов всех типов возросло в 2,3 раза, а агрегатных станков — в 5 раз.

Наиболее существенно изменился парк особо точных станков, определяющих качество изготавливаемой продукции: шлифовальных, алмазно-расточных, доводочных и др.

Изменение структуры парка основного металлорежущего оборудования до реконструкции и после нее приводится в табл. 4.

Таблица 4

Группы основного металлорежущего оборудования	Состав в %	
	Старый автомобиль	Новый автомобиль
Автоматические линии	0	1,8
Агрегатные станки всех видов	1,2	6,1
Токарные многошпиндельные вертикальные полуавтоматы	1,0	3,8
Токарные многошпиндельные горизонтальные автоматы и полуавтоматы	2,9	3,6
Токарные гидрокопировальные	0,03	2,9
Простые токарные	5,6	3,2
Токарно-карусельные	0,04	0,04
Токарные многорезцовые	9,4	5,1
Вертикально- и горизонтально-фрезерные	12,2	7,4
Шлифовальные всех видов	8,4	12,8
Алмазно-расточные	0,03	2,6
Сверлильные всех видов	32,3	24,9
Зубообрабатывающие всех видов	8,4	10,7
Прочие	16,8	12,86

Эти данные свидетельствуют о глубоких качественных изменениях, происшедших в технологической оснащенности завода.

Для повышения производительности труда и качества выпускаемой продукции в цехах внедрены новые прогрессивные технологические процессы:

1) горячее накатывание спиральных конических зубчатых колес с углом начального конуса 68°, для выполнения которого на заводе изготовлен разработанный НИИТавтопромом специальный стан-полуавтомат с нагревом заготовок т.в.ч.;

2) зубопротягивание конических шестерен редуктора главной передачи на специальных зубопротяжных полуавтоматах, вместо ранее применявшегося процесса последовательного зубофрезерования и зубострогания; внедрение процесса позволило повысить производительность более чем в 6 раз;

3) обработка деталей методом пластического деформирования: накатывание сферы шаровой опоры на специально изготовленном станке; роlikовое раскатывание конического отверстия в кронштейнах и др.;

4) развертывание особо точных отверстий шабрычами развертками, обеспечивающими стабильное получение 10-го класса чистоты обрабатываемых отверстий, при значительном увеличении стойкости разверток и др.

В настоящее время более 60% парка основного технологического оборудования работает по автоматическому и полуавтоматическому циклу. В цехах завода действуют более 200 поточных, 48 комплексно-механизированных и автоматизированных линий.

Значительный интерес представляет комплексно-механизированное производство ведущих мостов, состоящее из взаимоувязанных поточных линий сборки (рис. 2), испытания и окраски, которое по уровню организации и механизации труда является более эффективным по сравнению с производством других автозаводов страны. В разработке этого проекта, наряду со специалистами завода, принимало участие Курганское проектно-конструкторское бюро.

Отличительными особенностями этого производства являются высокая насыщенность сборочными и транспортными конвейерами, рациональная схема комплексной взаимосвязи между отдельными участками, применение спроектированных и изготовленных на заводе испытательных механизмов, работающих по заданной программе, и др.



Рис. 2

Важнейшим этапом в развитии завода явилась реконструкция главного конвейера, проект которой был разработан и осуществлен специалистами завода в небывало короткий срок.

Сегодня главный конвейер нашего завода по уровню механизации, внедрению комплекса методов научной организации труда и культуре производства стоит в ряду лучших цехов этого типа.

Конструкция конвейера обеспечивает круговой доступ к любой точке объекта сборки, исключает неудобные положения рабочего, максимально сокращает время выполнения как основных, так и вспомогательных операций. Все это позволило осуществить наиболее рациональное построение технологического процесса и обеспечило повышение производительности труда в 3,5 раза.

В настоящее время почти 90% всего грузопотока деталей и узлов, поступающих на главный конвейер, направляется непосредственно к рабочим местам при помощи непрерывного конвейерного транспорта, часть которого проходит по специально построенным межкорпусным галереям.

Двенадцать систем толкающих, подвесных цепных и напольных конвейеров обеспечивают надежное снабжение рабочих мест и служат постоянно обновляемым складом, практически не требующим для своего размещения дополнительных производственных площадей.

Большой интерес представляет спроектированный, изготовленный и внедренный на заводе высокопроизводительный механизированный комплекс для сборки и транспортирования колес, состоящий из многопозиционной системы агрегатов для сборки колес, подвесного цепного конвейера, механизмов для автоматического навешивания и съема колес и механизмов для их установки и крепления на автомобиль.

К числу лучших цехов завода могут быть отнесены цех шасси и автоматный (рис. 3), оснащенные современным оборудованием отечественного производства.

Высоким требованиям современного механизированного производства отвечают пресово-кузовные цехи, размещенные в новом корпусе.

Рамы автомобиля собираются на конвейерной линии с применением гидравлических аппаратов для бесшумной клепки. На конвейерах также собираются кабины и бензобаки.

В новом пресовом цехе все средние и крупные прессы смонтированы на траншейных фундаментах. Цех оснащен механизированной подземной системой уборки и пакетирования листовых отходов, монорельсовой системой с автоматическим адресованием кареток со штамповками, высотными механизированными многоярусными складами хранения штампов и штамповки и другими средствами механизации.

Резко увеличилось применение сварных соединений деталей автомобиля. На заводе широко применяются прогрессивные виды сварки: трением, в среде углекислого газа и др. В цехах работают более 200 сварочных автоматов и полуавтоматов. За счет внедрения большого количества новой сварочной техники выпуск сварных конструкций увеличился на 80% и составляет 45 тыс. т, а уровень механизации сварочных работ достиг 93%.

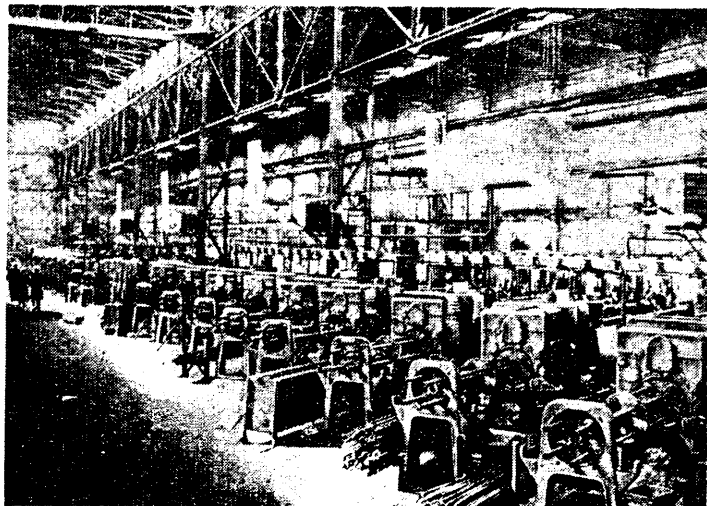


Рис. 3

Коренные изменения внесены в организацию и технологический процесс окрасочного производства. В настоящее время окрасочные участки завода занимают площадь, значительно большую, чем до реконструкции.

В состав окрасочного производства входит 13 поточных механизированных и автоматизированных линий, на трех из которых окраска выполняется методом окунания. Протяженность конвейеров окрасочных линий превысила 3,5 км (в том числе 1,2 км — толкающих).

Выросло и полностью переоснащено термическое и гальваническое производство.

На смену мазутным нагревательным печам пришли электропечи. Шахтные цементационные печи уступили место изготовленным на заводе по опыту Московского автозавода им. Лихачева автоматизированным агрегатам с контролируемой атмосферой. Заводом создано новое оборудование и оснастка для закалки т.в.ч. 155 деталей автомобиля (полуоси, крюка буксирного прибора и др.).

Зачительно повышен технический уровень литейного производства. Литейные цехи завода характеризуются высокой степенью механизации, применением современных машин и агрегатов, средств автоматизации производственных процессов.

Наибольший интерес представляет новый сталелитейный цех, который по уровню производительности труда, по культуре производства и внедрению комплекса методов научной организации труда является одним из лучших литейных цехов в автомобильной промышленности страны. Впервые в практике литейного производства автозаводов в этом цехе уже на втором году эксплуатации достигнута проектная мощность.

Существенно облегчен труд на формовочных конвейерах за счет автоматизации накладки грузов и выбивки литья. В настоящее время более 90% стержней на заводе производится на пескоструйных и пескоструйных полуавтоматах, в основном спроектированных и изготовленных заводом. Стержни конвейерами подаются к рабочим местам формовщиков. На очистке литья применены современные проходные камеры и барабаны непрерывного действия. Термическая обработка литья

осуществляется на автоматизированных закалочных-отпусковых агрегатах и печах отжига.

На заводе создано производство высокоточных отливок по выплавляемым моделям и в оболочковые формы.

Непрерывно растет производство цветного литья под давлением, в кокиль и центробежным способом.

Впервые в отечественной промышленности на заводе исключено применение масляных крепителей для нужд литейного производства, которые вначале были заменены безмасляными, а затем создан и внедрен новый универсальный стержневой крепитель, наиболее дешевый среди применяемых и не уступающий им по качеству. За изобретение способа получения этого крепителя коллективу авторов — работников завода выдан авторское свидетельство.

Большая работа выполнена по механизации погрузочно-разгрузочных и складских работ. На заводе созданы комплексно-механизированные склады поковок, экспедиции готовых автомобилей, склады металлов, угля, леса, шихтовых материалов и др. Новые высотные многоярусные склады штамповок и штампов, оснащенные автоматическими программируемыми штабелерами — одни из лучших в автомобильной отрасли. Внедрение этих мероприятий внесло коренные изменения в характер труда рабочих, занятых на погрузочно-разгрузочных работах, облегчило и сократило трудоемкие и немеханизированные операции.

Созданию новых технологических процессов, средств механизации и автоматизации и инструментальной оснастки предшествовала большая научно-исследовательская и инженерная работа.

Всего в период реконструкции технологическими лабораториями завода выполнено более 400 исследовательских и опытно-экспериментальных работ, направленных на разработку новых прогрессивных технологических процессов, экономию материалов, улучшение качества выпускаемой продукции и разработку новых методов контроля.

Успешное осуществление разработанных основных положений по организации производства и реконструкции предприятия, рациональность принятых конструктивных и технологических решений позволили в короткие сроки организовать массовый выпуск трехосных автомобилей высокой проходимости и обеспечить высокие технико-экономические показатели работы завода.

В результате реконструкции выпуск товарной продукции завода вырос почти в 3 раза, при этом производительность труда увеличилась почти вдвое, а трудоемкость изготовления базового автомобиля «Урал-375Д» значительно снижена.

При ежегодном вводе в эксплуатацию новых основных фондов уровень их использования непрерывно возрастал и увеличился за годы реконструкции в 1,3 раза. За этот же период полученная заводом прибыль в 3 раза превышает капитальные вложения на реконструкцию завода.

Высокие технико-эксплуатационные качества автомобилей «Урал», их надежность и долговечность при работе в самых тяжелых дорожных условиях по достоинству оценены в народном хозяйстве.

Автомобили семейства «Урал» за высокие эксплуатационные качества и оригинальность конструкторских решений награждены Комитетом Совета ВДНХ СССР двумя Дипломами первой степени, двумя Дипломами второй степени и Дипломом участника ВДНХ юбилейного 1967 г.

Свидетельством международного признания и высокого технического уровня является награждение автомобиля «Урал-375Д» Золотой медалью и Почетным дипломом Лейпцигской ярмарки 1969 г.

Исследование динамических деформаций гильз цилиндров

Канд. техн. наук Б. А. ВЗОРОВ, канд. техн. наук Е. В. ИСАЕВ, В. А. КОРЖАКОВ, В. А. ОСОКИН

НАТИ

НАряду со статическими деформациями, возникающими при сборке и в процессе старения [1 и 2], гильзы цилиндров испытывают динамические деформации и высокочастотные вибрации. До сих пор основное внимание исследователей было сосредоточено на изучении вибраций гильз, являющихся главной причиной кавитационной эрозии их поверхности, омываемой охлаждающей водой. Между тем динамические деформации гильз, по которым нет достаточно подробных данных, представляют не меньший интерес. Они являются одной из составляющих комплексного искажения формы гильз под действием монтажных и рабочих нагрузок, которое, в конечном счете, определяет условия работы поршня и поршневых колец.

На гильзу цилиндра в двигателе внутреннего сгорания действуют: давление газов в радиальном направлении, равномерное по окружности и изменяющееся по высоте гильзы в зависимости от тактов рабочего цикла и положения поршня, и нормальная сила поршня в плоскости качания шатуна, изменяющаяся по величине и направлению в соответствии с изменением газовой силы, силы инерции и угла наклона шатуна.

Тронковый поршень, наряду с возвратно-поступательным движением, совершает боковые перемещения перпендикулярно к оси цилиндра в пределах зазора, которые в общем случае складываются из поступательного и вращательного движений [3]. Начало этих перемещений теоретически соответствует моменту изменения знака нормальной силы относительно стенок цилиндра, что наблюдается в мертвых точках, а также при определенных промежуточных положениях поршня.

Процесс бокового перемещения поршня можно условно разделить на шесть фаз [3]: прилегание обемными кромками юбки к стенке гильзы; отрыв одной стороны и поворот вокруг верхней кромки юбки; свободное перемещение в цилиндре; удар нижней кромкой юбки о стенку гильзы; поворот вокруг нижней кромки юбки; удар верхней кромкой юбки о стенку гильзы.

Таким образом, при каждой перекадке поршня происходят два удара. Кроме того, возможен третий, реактивный, удар нижней кромки юбки после завершения перекадки.

Согласно расчетным и экспериментальным данным [3—5] продолжительность перекадки, зависящая от конструктивных соотношений и параметров режима, составляет 6—35° по углу поворота коленчатого вала. Установлено, что практически начало перекадки поршня отстает от момента изменения знака нормальной силы, так как для ускорения массы поршня нормальная сила должна сначала достигнуть определенной величины [5].

Теоретически максимальные скорости перекадки и ударные импульсы должны быть в начале рабочего хода поршня. Однако, как показали результаты измерений, менее интенсивные удары поршня во время других тактов, в частности такта выпуска и впуска, приводят к более сильным колебаниям стенок гильз и блока, т. е. к большим ударным силам [5 и 6]. Причина заключается, прежде всего, в значительном влиянии масляной пленки, которое не учитывается при расчете. После в.м.т. и вспышки поршень встречается с поверхностью, снабженной во время такта сжатия масляной пленкой, а во время такта выпуска — с поверхностью, очень плохо смазанной вследствие предыдущего такта сгорания.

По некоторым данным, продолжительности ударов могут быть 10⁻⁴ сек. Согласно расчету [3] это дает для наибольшего ударного импульса верхней кромки юбки поршня силы, которые в зависимости от величины зазора должны быть в 10—25 раз больше величины нормальной силы при отсутствии зазо-

ра. Даже если учесть, что эти силы действуют кратковременно и локально, то все равно становится очевидным их решающее влияние на динамические деформации и возбуждение колебаний гильзы.

Таким образом, при изучении особенностей поведения гильз во время работы двигателя следует учитывать не только влияние давления газов в цилиндрах и собственно нормальной силы поршня, но и ударных нагрузок при боковых перемещениях поршня.

Исследования динамических деформаций гильзы дизелей размерностью 130×140 мм проводились на одноцилиндровой установке. При испытаниях измерялись радиальные перемещения стенок гильзы в 16 точках, расположенных в четырех горизонтальных поясах вдоль четырех образующих (в плоскости качания шатуна и плоскости оси вала). Измерения осуществляли специальными датчиками, состоящими из передаточного штифта, ввернутого в резьбовое отверстие в стенке гильзы и выведенного наружу через сальниковое уплотнение в стенке цилиндра, и упругой балочки с двумя наклеенными тензорезисторами, консольно закрепленной на кронштейне, жестко связанном с цилиндром установки. Расчетная собственная частота колебаний балочек составляла 11 000 гц. Сигналы датчиков подавались на усилитель 8АНЧ-7М, который одновременно служил фильтром, отсекавшим высокочастотные составляющие сигнала, обусловленные вибрациями гильзы и цилиндра. Сигналы регистрировались с помощью шлейфового осциллографа 9S0-1F2. Датчики тарировали на приспособлении с микрометрическим винтом и индикатором часового типа (цена деления 0,002 мм). Одновременно с радиальными перемещениями стенок гильзы регистрировали протекание давления газов в цилиндре, отметку н.м.т. и эталонную частоту 500 гц.

С целью выявления собственной податливости гильзы исходный монтажный зазор между нижними посадочными поясками гильзы и цилиндра был увеличен с 0,05—0,13 мм (согласно чертежу) до 0,5 мм, что позволило гарантированно исключить возможность местного ограничения подвижности нижней части гильзы со стороны цилиндра вследствие ее перекоса, несоосности и деформации при сборке.

На рис. 1 представлены совмещенные осциллограммы радиальных перемещений стенок гильзы в 16 точках на режиме $n=1750$ об/мин, $p_e=6$ кг/см². Пользуясь осциллограммами, рассмотрим протекание процесса деформирования гильзы за цикл.

Как следует из сравнения осциллограмм в точках 1—4 и индикаторной диаграммы (кривая δ), в поясе 1 измерений, вблизи места заземления гильзы, величины и характер ее деформации определяются только изменением давления газов в цилиндре.

В этом поясе гильза деформируется лишь в конце такта сжатия и в течение первой половины расширения (рабочего такта). По мере нарастания давления происходит относительно равномерное по периметру расширение гильзы, причем максимумы деформации и давления практически совпадают по времени. Затем при уменьшении давления деформация постепенно снижается до нуля. Частота пульсирующей деформации соответствует частоте всплесков в цилиндре. Максимальная амплитуда радиальной деформации в среднем по четырем точкам составляет 0,01 мм.

В трех последующих поясах измерений преобладающее влияние на деформацию гильзы оказывают нормальная сила, а также удары поршня при его перекадках.

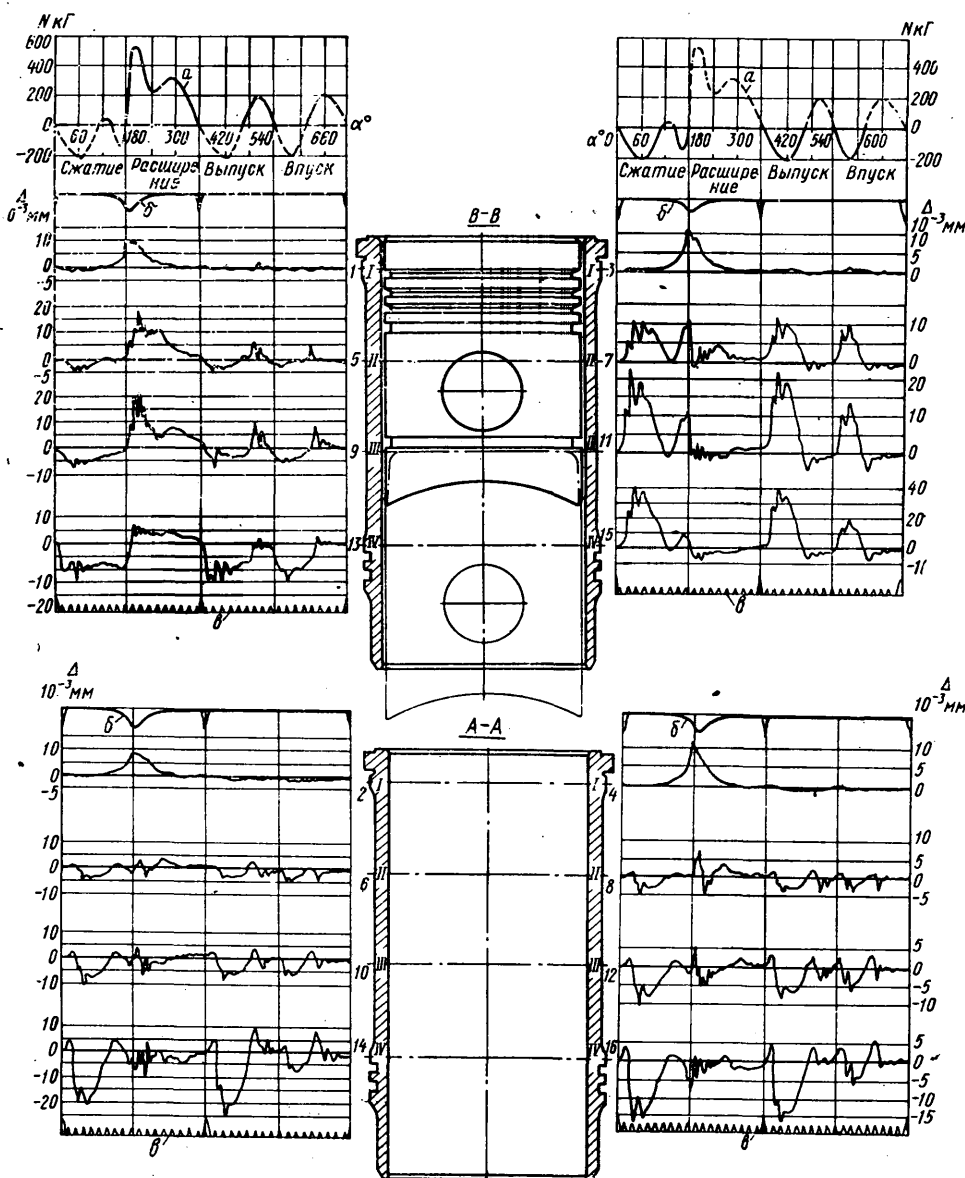


Рис. 1. Радиальные перемещения Δ гильзы за цикл:

a — теоретическая диаграмма нормальной силы N (пунктирные участки на диаграмме означают, что в эти периоды нормальная сила действует на противоположную стенку гильзы); b — индикаторная диаграмма; c — эталонная частота 500 гц; $A-A$ — плоскость оси коленчатого вала; $B-B$ — плоскость качения шатуна

Сравнивая осциллограммы соответствующих точек, видим, что протекание процесса деформирования гильзы за цикл во II—IV поясах имеет аналогичный характер.

Во время рабочего такта в плоскости качения шатуна под действием нормальной силы прогибается левая образующая гильзы (рис. 1, $B-B$).

Максимальный прогиб образующей происходит в поясе III, а не IV, как следовало бы ожидать, если рассматривать гильзу как консольную балку [7]. В момент действия максимальной нормальной силы точка ее приложения находится далеко от свободного конца гильзы. При этом деформируется в основном ее средняя часть, а по мере удаления от точки приложения силы деформация быстро затухает. Во время прохождения поршня мимо пояса IV текущая величина нормальной силы уже невелика и, несмотря на большое плечо, не может вызвать значительных деформаций гильзы. Кроме того, ударный импульс действует на стенку гильзы только вблизи места защемления при переключке поршня после в.м.т. и по указанной выше причине не может вызывать значительной деформации в нижней части, а в дальнейшем в течение всего рабочего такта действие нормальной силы является статическим, так как поршень не отрывается от стенки.

Деформации гильзы вдоль правой образующей во время рабочего такта незначительны.

В начале такта выпуска в связи с изменением знака нормальной силы происходит переключка поршня в плоскости качения шатуна, которая сопровождается интенсивным ударом поршня по правой стенке гильзы вблизи ее свободного конца. Высокая интенсивность удара обусловлена, по-видимому, тем, что отсутствует демпфирующее действие масляной пленки, которая во время рабочего такта снимается поршневыми кольцами. Максимальные радиальные деформации наблюдаются на правой образующей в нижней части гильзы, причем наибольший прогиб образующей в IV поясе достигает 0,04 мм.

В это время левая образующая прогибается в ту же сторону, но на незначительную величину. Максимальное изменение диаметра гильзы в плоскости качения шатуна во время первой половины такта составляет в IV и III поясах +0,025 мм.

В плоскости оси коленчатого вала во всех трех поясах происходит соответствующее уменьшение диаметра гильзы, максимальное значение которого в поясе IV достигает 0,04 мм. Характер протекания динамических деформаций гильзы в указанной плоскости практически симметричный.

При изменении знака нормальной силы на второй половине такта выпуска происходит переключка поршня на левую сторону гильзы. Так как ударный импульс в данном случае действует на стенку вблизи места защемления гильзы, то ее радиальные деформации невелики. В плоскости оси вала в это время происходят лишь колебания с незначительной амплитудой.

Во время первой половины такта впуска после переключки поршня по правую сторону гильзы происходит довольно значительный прогиб правой образующей, максимум которого совпадает по времени с максимумом нормальной силы. Наибольший прогиб +0,02 мм наблюдается в поясе IV,

что объясняется, по-видимому, тем, что вследствие отсутствия давления газов в цилиндре процесс переключки растягивается по времени, т. е. удар нижней кромки поршня по стенке гильзы происходит вблизи четвертого пояса.

В это время левая образующая прогибается в ту же сторону, вследствие чего изменение диаметра гильзы во всех трех поясах невелико.

В плоскости оси вала в рассматриваемый период происходят незначительные радиальные деформации в сторону уменьшения диаметра гильзы.

Во второй половине такта впуска радиальные деформации гильзы незначительны (не более 0,01 мм), что свидетельствует о невысокой интенсивности удара при переключке поршня в начале второй половины такта. Последнее, по-видимому, объясняется демпфирующим действием масляной пленки, так как поршень перемещается по хорошо смазанной поверхности гильзы.

В начале такта сжатия после переключки поршня в н.м.т. на правую сторону гильзы ее динамические деформации по своему общему характеру и величине практически точно соответствуют деформациям во время первой половины такта выпуска, что объясняется идентичными условиями нагружения

Во время второй половины такта сжатия характер радиальной деформации гильзы вдоль правой образующей соответствует протеканию нормальной силы. Величины деформации во всех точках измерений сравнительно невелики.

Таким образом, при работе на режиме $p_e = 6,0 \text{ кг/см}^2$ и $n = 1750 \text{ об/мин}$ (при увеличенном зазоре между нижними посадочными поясками гильзы и блока) наибольшие динамические деформации возникают во время первой фазы тактов выпуска и сжатия в нижней части гильзы, причем максимальные радиальные перемещения стенок гильзы в зоне нижнего посадочного пояска достигают $0,04 \text{ мм}$. Следовательно, в двигателе (или партии двигателей) при колебаниях исходного монтажного зазора между нижними посадочными поясками гильз и блока в пределах $0,05—0,19 \text{ мм}$ динамические деформации гильз в отдельных цилиндрах могут быть ограничены, в то время как в других они будут определяться только собственной податливостью гильз.

Бследствие деформации происходит овализация гильзы, максимальные значения которой, приведенные в таблице, достигают примерно $0,07 \text{ мм}$, причем большая ось овала ориентируется в плоскости качания шатуна. Наряду с овализацией происходит общий прогиб гильзы в направлении действия нормальной силы, как это показано на рис. 2.

Поскольку форма гильзы непрерывно изменяется, то оценка динамической деформации только по величине максимальной амплитуды недостаточна и необходимо знать среднюю величину деформации, учитывающую фактор времени. Кроме того, исходя из условий работы сопряжения поршень—гильза, важно знать величину деформации не вообще, а только в период прохождения активной части поршня¹ мимо рассматриваемой точки, так как в остальное время де-

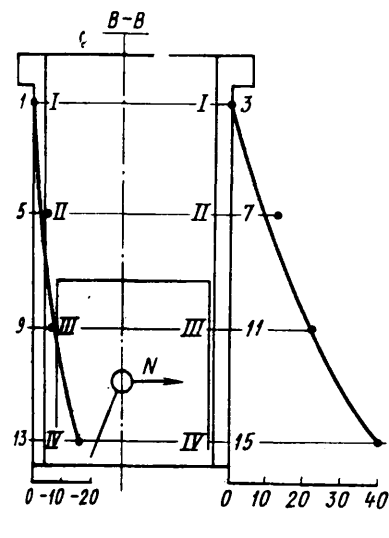


Рис. 2. Эпюры максимальных радиальных перемещений Δ стенок гильзы во время такта выпуска на режиме: $p_e = 6 \text{ кг/см}^2$, $n = 1750 \text{ об/мин}$ (обозначения те же, что на рис. 1).

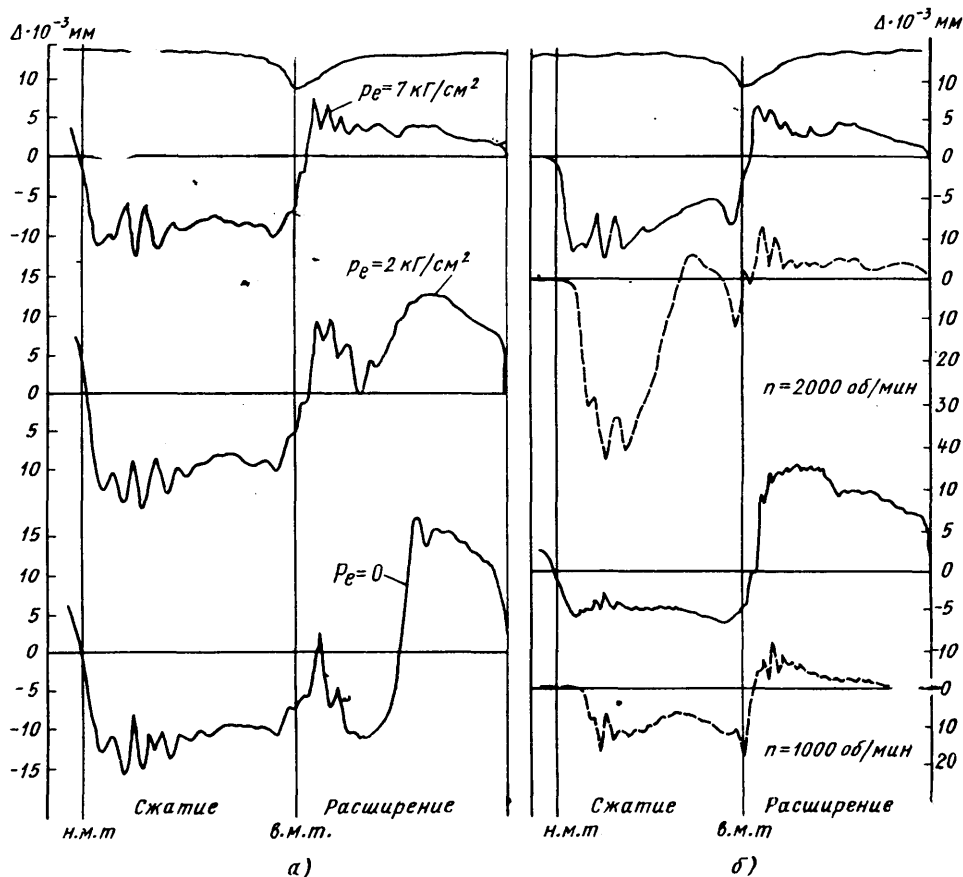


Рис. 3. Осциллограммы радиальных перемещений Δ стенок гильзы в точке 13 при различных нагрузках (а) и в точках 13 (сплошные линии) и 15 (штриховые линии) при различных числах оборотов (б)

Овализация (в мм)

Такт	II пояс		III пояс		IV пояс	
	Максимальная	Средняя	Максимальная	Средняя	Максимальная	Средняя
Расширение	0,026	0,014	0,034	0,009	0,010	0,005
Выпуск	0,014	—	0,031	0,008	0,009	0,017
Впуск	0,016	0,005	0,020	0,005	0,019	—
Сжатие	0,015	0,004	0,036	0,010	0,007	0,024

формация гильзы в этой точке не влияет на работу сопряжения.

Поэтому в данном исследовании, наряду с максимальной деформацией, были определены (путем планиметрирования) указанные величины средней деформации и овализации, приведенные в таблице. Наибольшие искажения формы гильзы, которые накладываются на монтажные деформации и влияют на работу сопряжения поршень—гильза, происходят во время тактов выпуска и сжатия в нижней части гильзы. Средняя овализация в поясе IV достигает $0,024 \text{ мм}$.

Можно констатировать, что величина овализации гильз во время работы двигателя значительно меньше монтажной овализации, средняя статистическая величина которой достигает $0,06—0,07 \text{ мм}$ [2]. Однако при совпадении ориентации этих искажений они суммируются, причем средняя суммарная овализация, не считая компоненты от термических деформаций, может составлять $\sim 0,09 \text{ мм}$.

Наряду с подробным изучением динамических деформаций гильзы на номинальном режиме, были получены зависимости деформаций в двух характерных точках 13 и 15 (см. рис. 1) от среднего эффективного давления в диапазоне $0—7 \text{ кг/см}^2$ при $n = 1750 \text{ об/мин}$ и числа оборотов в диапазоне $1000—2000$ в минуту при $p_e = 6 \text{ кг/см}^2$.

Как показал анализ осциллограмм, общий характер и величины динамической деформации по мере снижения среднего эффективного давления от 7 кг/см^2 до нуля существенно изменяются только в точке 13, причём эти изменения относятся лишь к тактам расширения и впуска. Сравнивая осциллограммы в точке 13, полученные на режимах $p_e = 2 \text{ кг/см}^2$ и при горячем прокручивании, с осциллограммой в той же точке на номинальном режиме (рис. 3, а), нетрудно заметить, что различия в их протекании во время такта расширения связаны в основном с разницей величин давления газов в цилиндре.

При $p_e = 2 \text{ кг/см}^2$ максимальное давление сгорания сравнительно невелико, поэтому во время первой фазы такта поршень под действием нормальной составляющей силы инерции, направленной в противоположную сторону, кратковременно отрываясь от левой образующей и совершает удар по правой стороне гильзы, а затем в начале второй фазы такта вновь перекладывается на левую сторону. Поскольку это сопровождается ударом поршня по нижней части гильзы, то в точке 13 в этот период происходит деформация, максимальное значение которой составляет $+0,015 \text{ мм}$, тогда как на номинальном режиме деформация практически равна нулю.

Особенно четко влияние перекладки поршня во время такта расширения видно на осциллограмме, снятой при прокручивании ($p_e = 0$). Наряду с перекладкой большое влияние должно оказывать и то обстоятельство, что при работе на малых нагрузках в связи с относительно низкой температурой поршня зазор в сопряжении поршень—гильза и, следовательно, интенсивность ударов при перекладках увеличиваются. Этот фактор, по-видимому, вызывает увеличение динамической деформации гильзы и во время такта впуска.

Как видно из рис. 4, а, по мере снижения нагрузки увеличивается динамическая деформация, что, очевидно, является одной из причин известного из практики повышения расхода масла на угар при работе дизелей на холостом ходу.

С целью анализа влияния числа оборотов на протекание процесса деформирования гильзы за цикл рассмотрим осциллограммы в точках 13 и 15, снятые на двух скоростных режимах: 2000 и 1000 об/мин при $p_e = 6,0 \text{ кг/см}^2$ (рис. 3, б). При уменьшении числа оборотов динамические деформации гильзы во время тактов, на которых уровень нормальной силы зависит только от сил инерции, снижаются. Во время рабочего такта, напротив, деформация увеличивается из-за того, что при уменьшении числа оборотов и постоянстве нагрузки и угла опережения подачи топлива максимальное давление сгорания повышается, а так как силы инерции снижаются, то нормальная

сила на первой фазе такта также возрастает.

Указанные выше изменения процесса деформирования гильзы на различных скоростных режимах представлены в обобщенном виде на рис. 4, б.

Увеличение прорыва газов из камеры сгорания в картер, обычно наблюдаемое при работе дизелей на низких числах оборотов при высокой нагрузке, в значительной мере связано с указанным повышением деформации гильз во время рабочего такта. С другой стороны, повышение динамических деформаций гильз вследствие роста сил инерции является, по-видимому, одной из причин увеличения расхода масла на угар при форсировке двигателей по числу оборотов.

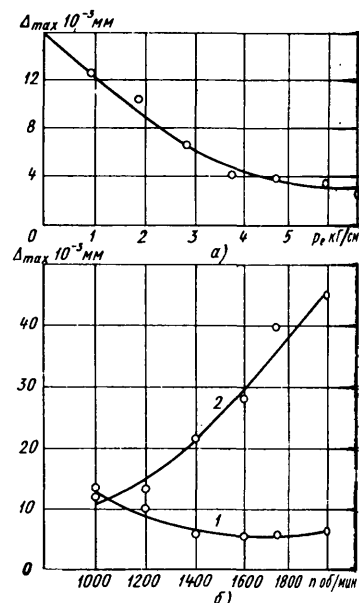


Рис. 4. Зависимости максимальных радиальных перемещений Δ стенок гильзы от среднего эффективного давления p_e во время второй фазы такта расширения в точках 13 (а) и от числа оборотов в гочках 13 и 15 (б) во время тактов расширения (кривая 1) и впуска (кривая 2)

ЛИТЕРАТУРА

1. Взорев Б. А. и др. «Тракторы и сельхозмашины», 1967, № 12.
2. Взорев Б. А. и др. «Проблемы прочности», 1969, № 3.
3. Hempel W., «MTZ», 1966, № 1.
4. Куликов Н. К. и Миронов Г. Н. «Известия вузов», 1963, № 8.
5. Zoebell R., «MTZ», 1969, № 3.
6. Pflaum W., Tandaza V., «MTZ», 1969, № 3.
7. Иванов В. П. «Вестник ВНИИЖТ», 1964, № 1.

УДК 621.43—55:629.113

Определение фактора торможения регулятора числа оборотов двигателя внутреннего сгорания

В. П. БЕЛТЮКОВ

Новомосковский филиал МХТИ

В НАСТОЯЩЕЕ время все автомобильные и тракторные дизели снабжаются регуляторами числа оборотов, чаще всего всережимными. Большая часть карбюраторных двигателей грузовых автомобилей также оборудована регуляторами скорости (ограничителями оборотов). Движение системы двигателя внутреннего сгорания — регулятор обычно описывается линейным дифференциальным уравнением третьего порядка

$$m\ddot{\eta} + \dot{\eta} + F_p \eta = 2Ak_p^2 \frac{\omega_0^2}{z_0} \varphi - \theta_E \frac{\psi_0}{z_0} \alpha_\psi. \quad (1)$$

При выводе этого уравнения согласно теории регулирования И. А. Вышнеградского считают сопротивлению в регуляторе пропорциональными скорости движения регулирующего органа, что является оправданным при инженерных расчетах.

Коэффициент ν , называемый фактором торможения, в уравнении (1) является важнейшей динамической характеристикой регулятора и всей системы двигатель—регулятор. Он определяет ее устойчивость, время регулирования и величину перерегулирования.

На величину фактора торможения влияют конструкция регулятора и условия его работы. Эти зависимости сложны и до

настоящего времени не изучены настолько, чтобы можно было говорить об аналитическом определении фактора торможения. В работе [1] предложен метод экспериментального определения ν по обработке виброграмм свободных затухающих колебаний. Идея метода заключается в том, что регулятору сообщается импульс, вызывающий свободные затухающие колебания. Амплитуды колебаний записываются с помощью механических устройств или на ленте осциллографа. Поскольку сопротивление в системе предполагаются пропорциональными скорости (вязкое трение), ν определяется через отношение двух любых амплитуд, отстоящих на расстоянии одного периода.

$$\nu = \frac{2J}{T} \ln \frac{A_i}{A_{i+2}}. \quad (2)$$

Из-за наличия в системе сухого трения возникает трудность проведения средней линии (оси абсцисс), поэтому в дальнейшем были предложены способы определения ν через размах колебаний [2].

Обычно колебания в системе регулирования быстрее затухают. Чтобы получить достаточное для обработки виброграмм число размахов, увеличивают массу системы, вводя дополни-

тельные массы. При этом неизбежно уменьшается частота колебаний системы.

Наличие нелинейных сопротивлений (сухого трения, сопротивлений, обусловленных ударами в сочленениях системы, внутренним трением в деталях и пр.) приводит к тому, что ν зависит от амплитуды и частоты свободных колебаний системы. Эта зависимость аналитически установлена лишь для случая сухого трения [3].

Для случая одновременного действия сухого и вязкого трения разработаны способы экспериментального определения коэффициента жидкостного трения и силы сухого трения по виброграммам свободных колебаний [4 и 5]. Однако эти способы трудоемки. Кроме того, вводя в рассмотрение сухое трение, мы отказываемся от линейной модели, а следовательно, и от хорошо разработанных методов исследования линейных систем регулирования.

Чтобы обеспечить колебания с амплитудой и частотой, близкими к рабочим, можно использовать вынужденные колебания системы под действием моногармонического возбуждения. Записав на пленку входной и выходной сигналы, определяют (при фиксированном рычаге управления) фактор торможения по формуле [6 и 7]

$$\nu = \left(\frac{F_p}{\omega} - \mu\omega \right) \operatorname{tg}(-\epsilon), \quad (3)$$

получаемой из фазовой частотной характеристики системы

$$\operatorname{tg} \epsilon = - \frac{T_k \omega}{\delta - T_p^2 \omega^2} = - \frac{\nu \omega}{F_p - \mu \omega^2}. \quad (4)$$

Определив из равенства (4) $\delta - T_p^2 \omega^2 = - \frac{T_k \omega}{\operatorname{tg} \epsilon}$ и подставив в выражение амплитудной частотной характеристики

$$K(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(\delta - T_p^2 \omega^2)^2 + T_k^2 \omega^2}} = \frac{\sin \omega}{T_k \omega}, \quad (5)$$

получим

$$\nu = \frac{\sin \epsilon}{K(\omega) \omega} = \frac{H \sin \epsilon}{A \omega}, \quad (6)$$

где A — амплитуда вынужденных колебаний регулятора;

H — амплитуда входного сигнала;

ω — частота входного сигнала.

Выражения (2), (3), (6) справедливы лишь для линейных систем, поэтому определенный по ним фактор торможения представляет собой коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования, причем при пользовании формулой (2) исходят из условия равного уменьшения амплитуд свободных колебаний, а формулу (6) получают из условия равных потерь энергии за период вынужденных колебаний.

Работа сил сопротивления, пропорциональных скорости, за один период вынужденных колебаний

$$A_c = \int_0^T R d\eta = \int_0^T \nu (\dot{\eta})^2 dt = -\nu A^2 \pi \omega.$$

Работа возмущающей силы $H \sin(\omega t + \varphi_0)$ за то же время равна

$$A_b = \int H \sin(\omega t + \varphi_0) d\eta = \int_0^T H \sin(\omega t + \varphi_0) A \cos(\omega t + \varphi_0 - \epsilon) \omega dt = HA \pi \sin \epsilon.$$

Работа сил тяжести за период установившегося движения равна нулю. Поскольку и изменение кинетической энергии системы за цикл колебаний равно нулю, $A_c + A_b = 0$; отсюда

$$\nu = \frac{H \sin \epsilon}{A \omega} = \frac{\sin \epsilon}{K(\omega) \omega}.$$

Однако существует и другое выражение для определения фактора торможения, описанное в работе [8].

Пренебрегая массой регулятора в линеаризованном уравнении его движения и заменяя действительную характеристику входного сигнала скачкообразной (импульсной характеристикой нулевого порядка), И. В. Леонов [8] получает выражение

$$\nu = - \frac{\delta_p T_0}{\ln \left(1 - \frac{\delta_n \pi}{\varphi_{разг}} \right)}, \quad (7)$$

где δ_p — степень неравномерности регулирования;

T_0 — время выхода рейки на упор;

$\delta_{ном}$ — статическая неравномерность регулирования скорости на номинальном режиме работы;

$\varphi_{разг}$ — диапазон разгона.

По-видимому только эксперимент может подтвердить допустимость принятых упрощений. Но и в этом случае полученное значение фактора торможения можно использовать только для исследования работы данного регулятора на данном двигателе, поскольку оно будет зависеть от характеристик как регулятора, так и двигателя.

Условие равенства потерь энергии за цикл движения является наиболее общим, позволяющим сравнивать демпфирующее действие сил, различных по своей физической природе. Поэтому представляется более правильным определять фактор торможения регулятора по формулам (3) и (6), хотя эксперимент при определении ν по формуле (2) проще.

В целях приближения условий эксперимента к эксплуатационным, стенд для определения фактора торможения регулятора можно смонтировать на одной раме с работающим двигателем.

При любом методе определения амплитуда и частота колебаний должны соответствовать рабочим.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В. И. Фактор торможения топливopодающей аппаратуры дизеля. НАМИ. Вып. 57. М., 1949.
2. Нечаев В. К. К вопросу об анализе кривых свободных затухающих колебаний. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1954.
3. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. М., Физматгиз, 1960.
4. Нечаев В. К. Об анализе некоторых виброграмм. «Известия ТПИ», т. 68. Вып. 1. Томск, 1951.
5. Мамедов М. М. Методика определения сопротивления движению систем регулирования НАМИ. Вып. 61. М., 1952.
6. Грунауэр А. А. «Тракторы и сельхозмашины», 1958, № 9.
7. Крутов В. И., Блаженнов Е. И. «Известия вузов. Машиностроение», 1967, № 11.
8. Леонов И. В. «Известия вузов. Машиностроение», 1970, № 7.

УДК 621.43—225.1:629.113

О влиянии соединительных отверстий во впускных трубопроводах на работу двигателя

Канд. техн. наук К. А. МОРОЗОВ, канд. техн. наук Б. Я. ЧЕРНЯК, А. Р. БЕНЕДИКТОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

НА МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ двигателях, как V-образных, так и рядных, широко применяются многокамерные карбюраторы с параллельным открытием дроссельных заслонок. При этом впускные трубопроводы имеют изолированные друг от друга ветви, обслуживаемые отдельными камерами карбюратора. Число цилиндров, питающихся от каждой камеры

карбюратора, колеблется от одного до четырех. Обычно ветви впускных трубопроводов соединяют отверстиями или каналами. По имеющимся сведениям, соединительные отверстия способствуют улучшению распределения смеси по цилиндрам [1]. Однако в литературе отсутствуют данные о влиянии размера и расположения соединительного отверстия на газодинамичес-

кие процессы и смесеобразование во впускном трубопроводе и на внешние показатели двигателя.

Экспериментальные исследования проводились на шестицилиндровом V-образном двигателе, который был укомплектован двухкамерным карбюратором с параллельным открытием заслонок.

Ветви разделенного впускного трубопровода соединялись специальными отверстиями. В опытной конструкции предусматривалось несколько вариантов с симметричным и несимметричным расположением этих отверстий относительно карбюратора. Рассмотрим результаты исследования варианта трубопровода, показанного на рис. 1, с одним соединительным отверстием в задней части трубопровода.

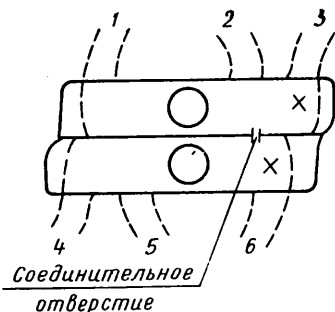


Рис. 1. Схема впускного трубопровода (цифры соответствуют номерам цилиндров)

Соединительное отверстие имело прямоугольное сечение, изменение площади которого достигалось с помощью цилиндрической втулки-задвижки. Площадь сечения могла изменяться от 0 до 600 мм² (приблизительно половина сечения впускного канала) без остановки двигателя.

Регистрация давления во впускной системе осуществлялась при помощи пьезокварцевого датчика с кра-

ном, позволявшим записать атмосферное давление — так называемую «нулевую линию» (крестиками отмечены места установки датчиков). Сигнал датчика подавался на электрометрический усилитель, а с него на шлейфовый осциллограф Н-105. В комплекте с регистрирующей аппаратурой датчик предварительно тарировался на специальной установке. Для расшифровки записи давления во времени применялись отметки в.м.т. и момента зажигания (МЗ) в первом цилиндре. Наличие этих отметок и тарировочной кривой позволяло определить значения абсолютного давления в сечении трубопровода в любой момент времени.

Индицирование впускной системы проводилось с воздушным фильтром карбюратора, без воздухомера и подводящей магистральной; датчик последовательно устанавливался в обеих ветвях впускного трубопровода. Давление записывалось на нескольких скоростных режимах при полной нагрузке; состав смеси поддерживался постоянным.

На рис. 2 можно видеть, что при закрытом соединительном отверстии в каждой ветви впускного трубопровода за цикл наблюдаются три колебания давления, соответствующих числу

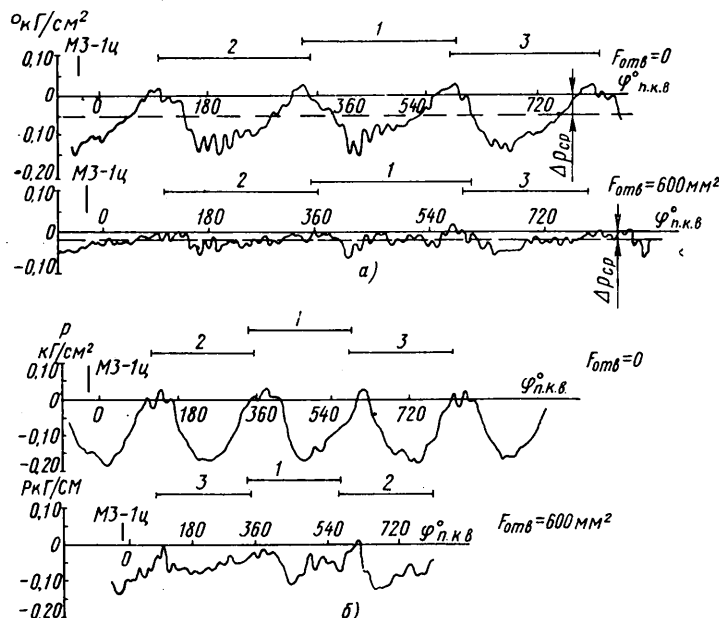


Рис. 2. Изменение давления во впускном трубопроводе:

а — $n = 2500$ об/мин; б — $n = 4500$ об/мин

цилиндров с периодом примерно 240° поворота коленчатого вала. При этом колебания в одной ветви сдвинуты относительно другой на 120°, что соответствует порядку работы двигателя 1—4—3—6—2—5. Амплитуда колебаний давления растет с увеличением числа оборотов, т. е. с увеличением часового расхода воздуха, причем абсолютное давление в трубопроводе достигает при числе оборотов вала 4500 в минуту $p_{\text{н.к.в}} = 0,8 \text{ кг/см}^2$ и $p_{\text{max}} = 1,05 \text{ кг/см}^2$.

Сдвиг колебаний давления в разных ветвях трубопровода по фазе приводит к тому, что в ветвях одновременно наблюдаются противоположные по знаку (относительно нулевой линии) значения давления. При введении соединительного отверстия волна давления из ветви с повышенным давлением проникает в ветвь, где в это время имеется разрежение. Следствием этого является некоторое выравнивание пульсаций давления в ветвях трубопровода. Амплитуда волны, распространяющейся через отверстие, зависит от размера последнего: чем больше размер отверстия, тем относительно большей амплитуды волны проходят через него и тем, следовательно, меньше результирующие пульсации в ветвях трубопровода. При малых числах оборотов (т. е. малых расходах воздуха) даже при небалансированной системе изменение давления невелико, а при введении большого соединительного отверстия пульсации во впускном трубопроводе практически отсутствуют. Как видно из рис. 2, а, среднее разрежение $\Delta p_{\text{ср}}$ в трубопроводе уменьшается с увеличением соединительного отверстия. Аналогичное явление отмечалось и ранее Кирсановым [2], который показал, что среднее разрежение уменьшается при увеличении числа цилиндров, питающихся из одной ветви (или камеры карбюратора). Запись давления при прокручивании двигателя с отключенной подачей топлива и полностью открытой дроссельной заслонкой показала, что колебательные процессы во впускной системе можно считать независимыми от состава смеси. Этот вывод совпадает с имеющимися по этому вопросу данными в литературе [3].

Вследствие перепада давления по обе стороны соединительного отверстия в отдельные моменты времени наблюдается перетекание смеси из одной ветви в другую. Это перетекание было зарегистрировано с помощью тензодатчика — указателя направления скорости, аналогичного тензодатчику скорости конструкции ЦНИТА [4]. Исследование показало, что направление скорости воздуха в сечении соединительного отверстия хорошо совпадает с направлением распространения волны давления. Отсюда можно сделать вывод, что уменьшение среднего разрежения в ветвях трубопровода есть следствие не только уменьшения амплитуды колебания давления, но и результат снижения потерь на преодоление гидравлических сопротивлений, связанного с тем, что всасывание каждым цилиндром происходит параллельно через две камеры карбюратора и, следовательно, максимальные скорости в диффузорах оказываются ниже.

Наряду с газодинамическими явлениями введение соединительного отверстия влияет на равномерность распределения смеси по цилиндрам, оценка которой осуществлялась по методике, основанной на зависимости средней температуры газов в цилиндре от состава смеси, поступающей в него [5].

Степень неравномерности распределения смеси определялась по формуле

$$D_i = \frac{\alpha_{ci} - \alpha_{\text{ав}}}{\alpha_{\text{ав}}},$$

где α_{ci} — состав смеси в i -м цилиндре двигателя, соответствующий максимальной температуре газов в нем; $\alpha_{\text{ав}}$ — состав смеси, подготавливаемой карбюратором.

Исследование показало, что при увеличении размера отверстия изменяются как степень неравномерности, так и сам характер распределения смеси. Из рис. 3 можно видеть, что без соединительного отверстия передние (относительно оси дроссельных заслонок карбюратора) цилиндры 1, 4 и 5 обогащены, а задние (2, 3 и 6) обеднены. Это вызвано соответствующим направлением истечения топлива из распылителя. При повороте карбюратора на 180° в горизонтальной плоскости картина распределения смеси меняется практически на обратную. При введении соединительного отверстия и по мере увеличения его размера происходит постепенное обогащение передних цилиндров и обеднение задних. Это может быть объяснено тем, что при увеличении сечения соединительного отверстия происходит отклонение жидкой фазы топлива, вытекающей из карбюратора, в сторону передних цилиндров за счет действия потока воздуха, протекающего через это отверстие. Подобное явление ранее исследовалось Я. В. Горь

чим и В. И. Андреевым на двигателях АЗЛК и ЗИЛ. Ими, в частности, вскрыт механизм влияния потока воздуха, проходящего через одну из камер карбюратора, на распределение по цилиндрам жидкой фазы топлива, вытекающего из второй камеры, питающей ту же ветвь трубопровода. В нашем случае отличие заключалось лишь в том, что поток воздуха шел не через параллельно работающую камеру, а через соединительное отверстие.

Описанный механизм не исчерпывает всех путей воздействия соединительных отверстий на распределение смеси. Например, при изменении расхода топлива в камере, питающей первый — третий цилиндры, состав смеси изменялся и в шестом цилиндре, а при изменении расхода топлива через камеру, питающую четвертый — шестой цилиндры, состав смеси менялся также и во втором, третьем цилиндрах. Можно предположить, что перетекание топлива через соединительное отверстие происходит во время всасывания во всех цилиндрах, однако топливо, поступающее через это отверстие, не успевает достичь передних цилиндров и попадает лишь в задние.

Так как в одной ветви трубопровода вблизи от соединительного отверстия расположен впускной канал одного цилиндра, а в другой двух, то создаются условия для сложного перераспределения топлива. Большое влияние соединительного отверстия на распределение смеси в значительной степени обусловлено несимметричным расположением этого отверстия в исследованном впускном трубопроводе.

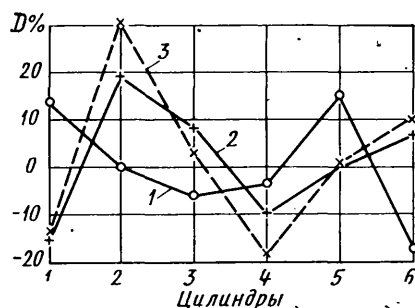


Рис. 3. Изменение распределения смеси по цилиндрам при введении соединительного отверстия ($n=2500$ об/мин):

1 — $F_{отв}=0$; 2 — $F_{отв}=0$ (карбюратор повернут на 180°); 3 — $F_{отв}=600$ мм²

Существенное изменение процессов смесеобразования при введении соединительного отверстия неизбежно вызывает изменение показателей двигателя. Из рис. 4 видно, что увеличение площади соединительного отверстия приводит к обеднению регулировки карбюратора, вызываемому уменьшением расхода топлива. Как уже указывалось, среднее разрежение во впускном трубопроводе падает при увеличении отверстия; при этом снижается и разрежение в диффузорах карбюратора, что является причиной падения расхода топлива. Это приводит к снижению мощности, причем ее относительное падение тем больше, чем ниже скоростной режим двигателя. Удельный расход топлива сначала уменьшается, достигая своего минимального значения при $F_{отв} \approx 200$ мм², а затем при дальнейшем увеличении соединительного отверстия начинает возрастать. Причина улучшения экономичности при $F_{отв} \approx 200$ мм² объясняется тем, что при этом значения α достигают 1,03—1,05, т. е. приближаются к экономическому составу; в то же время при данных значениях площади отверстия максимальная степень неравномерности, определяемая выражением $|+D_{i\max}|+|-D_{i\max}|=D_{\max}$, достигает наименьшего значения (см. таблицу).

$F_{отв}$ в мм ²	D^*_{\max} в %
0	33
50	27
100	28
200	24
300	23
400	36
600	49

* При $n = 2500$ об/мин.

При больших значениях $F_{отв}$ смесь еще несколько обедняется, однако причиной снижения экономичности является уже не обеднение, а существенное ухудшение распределения смеси.

Наряду с основным соединительным отверстием в трубопроводе, во фланце карбюратора имелся горизонтальный паз площадью 25 мм², который

соединял обе камеры карбюратора. Опыты по исследованию неравномерности распределения смеси проводились при открытом пазе, а эксперименты по определению перетекания топлива через соединительное отверстие — с закрытым пазом. Кроме того, были проведены опыты по исследованию влияния паз в карбюраторе на неравномерность распределения смеси, которые показали, что в данной конструкции впускной системы введение такого паз вызывает некоторое увеличение неравномерности распределения смеси, особенно при больших размерах основного соединительного отверстия.

При увеличении $F_{отв}$ на низких числах оборотов коэффициент наполнения уменьшается, на средних — практически не меняется, а на высоких — заметно растет. Рост наполнения на $n=4500$ об/мин составляет приблизительно 5—6% при площади $F_{отв}=600$ мм². Подобное влияние соединительного отверстия на наполнение вызвано действием трех факторов:

- 1) уменьшением потерь энергии в потоке из-за уменьшения амплитуды пульсаций;
- 2) уменьшением среднего разрежения в трубопроводе за счет уменьшения значения максимальной скорости потока в диффузорах;
- 3) изменением дополнительной зарядки цилиндров из-за изменения характера пульсаций в трубопроводе.

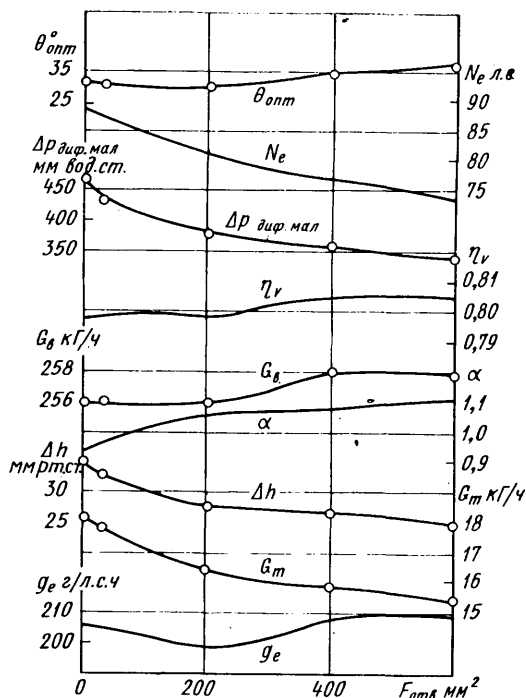


Рис. 4. Влияние площади соединительного отверстия на внешние показатели двигателя ($n=3000$ об/мин)

Некоторое падение коэффициента наполнения на низких скоростных режимах может быть объяснено тем, что при невысоких скоростях движения воздуха и небольших амплитудах пульсаций влияние первых двух указанных факторов не существенно и отсутствие повышенного давления в зоне клапана к концу впуска (что наблюдается при увеличении $F_{отв}$) может несколько снизить наполнение двигателя.

На средних скоростных режимах при увеличении площади соединительного отверстия уменьшение положительного пика давления в трубопроводе к концу впуска, несколько снижающее дополнительную зарядку, компенсируется меньшим падением давления за счет уменьшения амплитуды пульсаций и снижения гидравлических потерь.

При высоких числах оборотов снижение потерь давления за счет первых двух указанных факторов имеет преобладающее значение, и благодаря этому наблюдается некоторый выигрыш в наполнении.

Сказанное подтверждается регулировочными характеристиками по составу смеси, снятыми при различных площадях соединительного отверстия (рис. 5). Из них следует, что лучшие экономические показатели получены при отверстии площадью 200 мм². При увеличении площади отверстия до 600 мм²

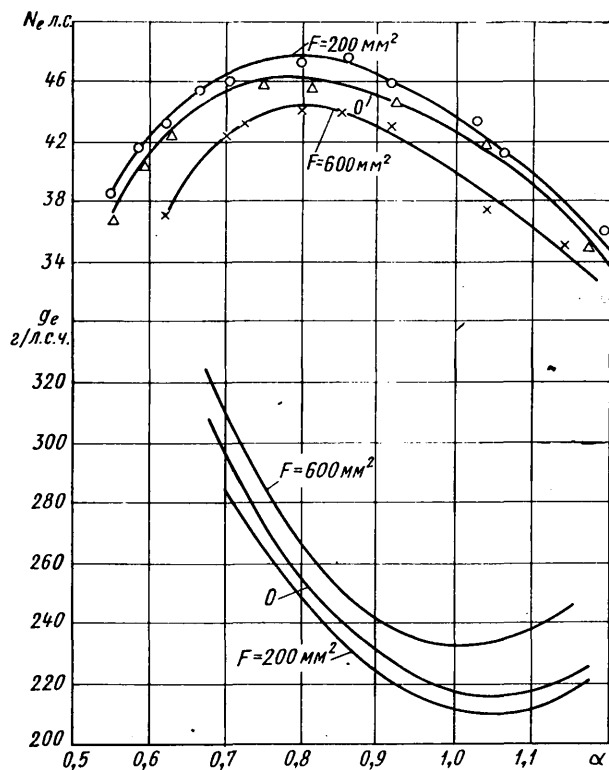


Рис. 5. Влияние площади соединительного отверстия на регулировочные характеристики по составу смеси ($n=1600$ об/мин)

на низких и средних числах оборотов ухудшаются как экономические, так и мощностные показатели; одновременно пределы регулирования по α сужаются и сдвигаются в область более богатых смесей. Причиной этого является отмеченное ухудшение распределения смеси по цилиндрам. При высоких числах оборотов, несмотря на плохой процесс смесеобразования при площади отверстия $F_{отв} = 600 \text{ мм}^2$, благодаря более высокому наполнению мощностные показатели двигателя (при мощностной регулировке) выше на 7% (по сравнению с системой без соединительного отверстия).

Таким образом, введение соединительных отверстий во впускных трубопроводах заметно влияет на мощность и экономичность двигателя. Это влияние зависит от конструктивных особенностей впускной системы и обусловлено совместным действием ряда причин. Введение соединительных отверстий оказывает сложное воздействие на наполнение цилиндров, так как снижает амплитуду колебаний давления в трубопроводах и в то же время уменьшает гидравлические потери в системе впуска и среднее разрежение в трубопроводе и диффузорах карбюратора. Последнее ведет также к обеднению регулировки карбюратора.

Одновременно с этим изменяется процесс смесеобразования и в первую очередь, распределение смеси по цилиндрам. Выбор сечения и расположения соединительного отверстия (канала) должен проводиться в каждом случае на различных режимах с учетом воздействия на все показатели двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. «АТЗ», 1969, № 2, стр. 54—72.
2. Кирсанов В. И. Теория карбюрации. ОНТИ, 1935.
3. Глазовский С. А. и др. «Автомобилестроение», ПИИНавтопром, 1970, № 2.
4. Степанов Э. М., Буданов Г. Ф. К методике исследования скоростей воздушного и топливного потоков карбюратора на режимах пульсаций. Труды ЦНИТА. Вып. 37. 1968.
5. Черняк Б. Я., Карельский В. И. К методике исследования распределения смеси по цилиндрам карбюраторного двигателя. Труды ИД АН СССР. Вып. VI. 1962.

УДК 629.114.3.001.1:629.114.3.073

Экспериментальное исследование устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда

А. И. АКСЕНОВ, канд. техн. наук | А. С. АНДРЕЕВ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ удовлетворительной устойчивости прямолинейного движения является одной из основных проблем, стоящих на пути создания многозвенных автопоездов, способных двигаться с достаточно высокими скоростями по дорогам общего пользования и одновременно обладающих удовлетворительной поворотливостью на ограниченных участках.

Чтобы определить влияние различных параметров таких автопоездов на устойчивость прямолинейного движения и отрабатывать рекомендации по ее повышению, было проведено экспериментальное исследование макетного образца трехзвенного автопоезда со всеми управляемыми колесами прицепов. При этом под устойчивым понимается такое движение, в процессе которого поперечные смещения звеньев автопоезда от заданной траектории не превышают определенной величины, устанавливаемой из условий безопасности.

Колеса прицепов управлялись от дышла при помощи системы тяг и рычагов. Предусмотрена возможность блокирования привода управления задними колесами прицепа. В качестве тягача использовался трехосный автомобиль со всеми ведущими и передними управляемыми колесами.

На тягаче и прицепах были установлены буксирные приборы с безззорной сцепкой. Длину дышла можно было изменять в пределах 1500—2350 мм. При полностью завернутых регулировочных пробках рулевых тяг прицепов зазор в приводе управления был равен $0^\circ 50'$ по углу поворота дышла.

Характеристика звеньев автопоезда следующая:

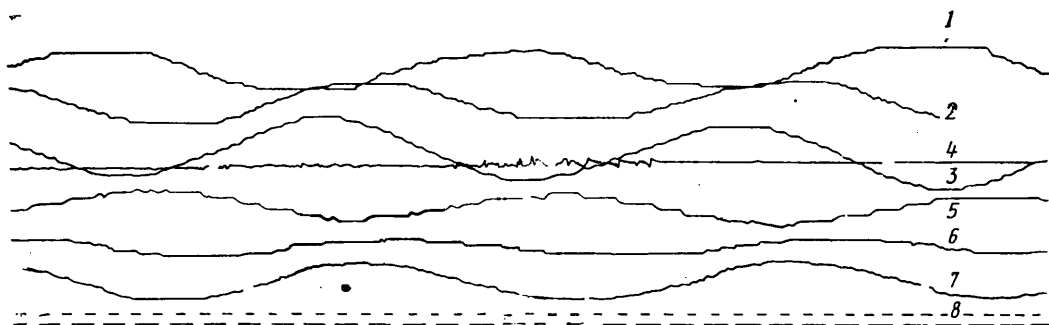
Полный вес в кг:	
тягача	12 475
прицепа (каждого)	3 555
Момент инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, в $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:	
тягача	3 750
прицепа	764
Расстояние в мм от центра тяжести:	
тягача	
до передней оси	2 945
до задней оси	1 255
прицепа	
до передней оси	1 140
до задней оси	1 260
Задний вынос точки сцепки в мм:	
тягача	1 820
прицепа	825
Передний вынос вертикального шарнира дышла в мм	555
Коэффициент сопротивления шин боковому уходу в $\text{кг}/\text{ра}$:	
тягача (при давлении воздуха в шине $3,0 \text{ кг}/\text{см}^2$)	14 100
прицепа (при давлении $3,2 \text{ кг}/\text{см}^2$)	5 920

Передаточное число привода управления колесами прицепов переменное и равно 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5. Здесь под передаточным числом привода управления понимается отношение угла поворота дышла к углу поворота колес прицепа.

Экспериментальное исследование проводилось на прямолинейном динамометрическом участке специальной испытатель-

Рис. 1. Запись колебаний звеньев на ленте осциллографа:

1 — угол между дышлом второго прицепа и продольной осью первого прицепа; 2, 7 — угол между дышлом и продольной осью второго и первого прицепов соответственно; 3, 4 и 5 — угловые колебания третьего, первого и второго звеньев соответственно; 6 — угол между дышлом первого прицепа и продольной осью тягача; 8 — числа оборотов колеса



ной трассы в теплую (15—20°) сухую погоду. Ровный горизонтальный участок дороги имел бетонное покрытие и с двух сторон был защищен от бокового ветра лесным массивом.

Для облегчения и повышения точности управления тягачом на испытательном участке дороги была нанесена прямая осевая линия, а на тягаче установлена вертикальная стойка-ориентир. Тягач и прицепы загружались до номинальной грузоподъемности стандартным балластом, который равномерно располагался и надежно закреплялся в кузовах.

При экспериментах на контрольном участке длиной 100 м регистрировались следующие данные, характеризующие движение автопоезда: пройденный путь; время движения по мерному участку; угловые колебания звеньев в горизонтальной плоскости; угловые колебания каждого дышла относительно продольных осей, соединяемых ими звеньев.

Измеряемые величины регистрировались на осциллографе К-12-21, установленном в виброзащитном контейнере в кабине тягача.

Истинное значение скорости движения контролировалось по времени и пройденному пути. Пройденный путь регистрировался по числу оборотов и известному значению радиуса качения колеса. Числа оборотов колеса записывались на ленте осциллографа от контактного датчика, установленного на тягаче. Угловые колебания звеньев в горизонтальной плоскости измерялись с помощью гироскопических датчиков, установленных в кузовах тягача и прицепов, а угловые колебания дышлов — с помощью потенциометрических датчиков, установленных над шарнирами вертикальных шарниров.

На рис. 1 показан пример записи автоколебаний звеньев автопоезда при движении со всеми управляемыми колесами со скоростью 40 км/ч (передаточное число привода управления равно 1,0; давление воздуха в шинах — 2,0 кг/см² и длина дышла — 1500 мм).

Частота колебаний звеньев автопоезда определялась по времени прохождения контрольного участка длиной 100 м и числу колебаний на этом участке.

Анализ результатов экспериментов показал, что тягач автопоезда в диапазоне скоростей 10—45 км/ч не совершал сколько-нибудь ощутимых периодических колебаний в горизонтальной плоскости, движение его было прямолинейным (из рис. 1). Однако наблюдались случайные возмущения, которые могли явиться причиной возникновения автоколебаний всего автопоезда в горизонтальной плоскости. Замыкающее звено при всех управляемых колесах совершало устойчивые автоколебания с возрастающей амплитудой при увеличении скорости. Этот автоколебательный процесс начинался при скорости ниже 10 км/ч.

При определении амплитуд угловых отклонений звеньев автопоезда и угловых отклонений каждого дышла от продольных осей звеньев за базу была принята линия, записанная на ленте осциллографа от гироскопического датчика тягача (кривая 4, рис. 1). Поскольку при движении автопоезда максимальные боковые смещения получают задние оси, то при обработке результатов экспериментов определялись амплитуды линейных смещений центров задних осей первого и второго прицепов. Отклонения центра задней оси первого прицепа определялись по формуле

$$A_2 = l_2 \sin \alpha_2 + (L_2 + d_2) \sin \varphi_2, \quad (1)$$

а отклонения центра задней оси второго прицепа — по формуле

$$A_3 = A_2 + c_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin (\varphi_2 + \alpha_3) + (L_3 + d_3) \sin \varphi_3, \quad (2)$$

где l — длина дышла;

L — база прицепа;

d — передний вынос вертикального шарнира дышла;

c — задний вынос точки сцепки;

α — угол между дышлом и продольной осью впереди идущего звена;

φ — отклонение продольной оси прицепа в горизонтальной плоскости от основного направления движения.

В этих уравнениях цифровые индексы обозначают номера звеньев автопоезда.

При тарировке потенциометрических и гироскопических датчиков был выбран такой масштаб, при котором углу 1° соответствует 3 мм на осциллограмме.

В процессе экспериментального исследования проверялось влияние на устойчивость движения следующих факторов: передаточного числа привода управления колесами прицепов; зазора в приводе управления колесами прицепов; давления воздуха в шинах; длины дышла. Сравнивались также два варианта управления: все управляемые колеса и только передние управляемые колеса прицепов.

По результатам дорожных испытаний строились графики зависимости линейных смещений центров задних осей A и угловых колебаний φ прицепов, а также частоты колебаний ω автопоезда от скорости движения при различных значениях исследуемых факторов (рис. 2). Рассмотрим эти результаты более подробно.

Амплитуда боковых смещений центра задней оси и амплитуда угловых колебаний замыкающего звена автопоезда с увеличением передаточного числа привода управления существенно возрастают. Так, амплитуда боковых смещений центра задней оси замыкающего звена при передаточном числе $i=0,8$ не превышает 12 см в диапазоне скоростей до 30 км/ч, тогда как при передаточном числе $i=2,0$ при той же скорости она достигает 30 см. При одном и том же передаточном числе привода управления (например, $i=1,5$) и одной и той же скорости (например 30 км/ч) амплитуда колебаний центра задней оси замыкающего звена при всех управляемых колесах более чем в 4 раза превышает амплитуду влияний этого прицепа при одних передних управляемых колесах.

С увеличением скорости движения возрастает частота и амплитуда угловых колебаний звеньев. Амплитуда угловых колебаний при переходе от варианта с передними управляемыми колесами к варианту со всеми управляемыми колесами прицепных звеньев увеличивается приблизительно в 2 раза. Частота колебаний при этом возрастает всего на 10—15%. Частота колебаний несколько снижается с увеличением передаточного числа: при скорости 30 км/ч увеличение передаточного числа с 0,8 до 2,0 приводит к снижению частоты колебаний с 0,7 до 0,5 гц. При всех значениях передаточного числа зависимость частоты колебаний звеньев автопоезда от скорости близка к линейной.

Аналогичные зависимости амплитуд линейных и угловых колебаний звеньев были получены и при исследовании влияния других факторов на устойчивость прямолинейного движения автопоезда.

На основании анализа графиков изменения амплитуд боковых смещений прицепных звеньев при автоколебаниях были построены графики (рис. 3) зависимости критической скорости движения от исследуемых факторов: передаточного числа привода управления i ; углового зазора в приводе управления δ ; давления воздуха в шинах P_g ; длины дышла l . При этом критической принималась такая скорость, при которой боковые смещения центра задней оси замыкающего звена достигали 10 см — предельно допустимого значения по условиям безопасности движения [1].

Как видно из графика, на критическую скорость движения трехзвенного автопоезда со всеми управляемыми колесами

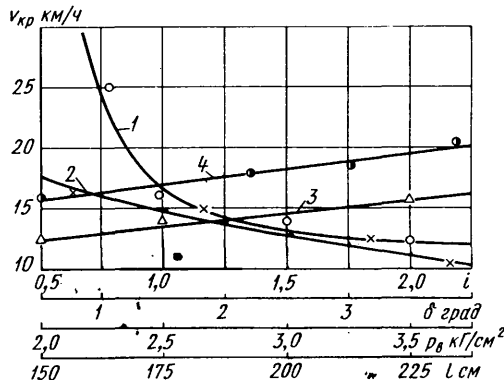
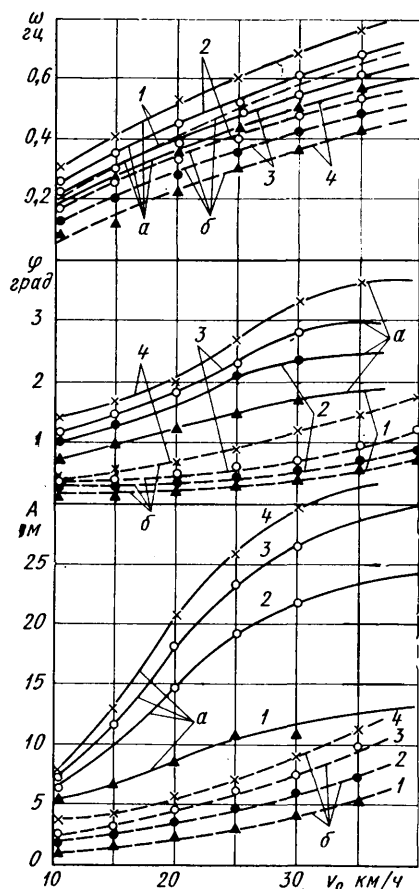


Рис. 3. Зависимость критической скорости движения от некоторых параметров автопоезда:

1 — $v_{кр} = f(i)$; 2 — $v_{кр} = f(\delta)$; 3 — $v_{кр} = f(p_\delta)$; 4 — $v_{кр} = f(l)$

Рис. 2. Зависимость амплитуд линейных смещений центров задних осей, амплитуд и частоты угловых колебаний звеньев автопоезда от скорости движения:

а — все колеса управляемые; б — управляемые колеса передние; 1 — $i = 0,8$; 2 — $i = 1,0$; 3 — $i = 1,5$; 4 — $i = 2,0$

прицепов наиболее существенно влияют передаточное число привода управления и наличие зазора в приводе управления (кривые 1 и 2). Увеличение передаточного числа привода управления с 0,8 до 2,0 приводит к снижению критической скорости движения с 25 до 12 км/ч, т. е. в 2 раза.

Увеличение углового зазора в приводе управления с $0^\circ 50'$ при полностью завернутых регулировочных пробках рулевых тяг до $3^\circ 50'$ по углу поворота дышла при отвернутых на четыре оборота пробках приводит к снижению критической скорости движения с 16 до 10 км/ч, т. е. в 1,6 раза.

Снижение давления воздуха в шинах с 3,5 до 2,0 кг/см² (кривая 3) несколько уменьшает устойчивость прямолинейного движения: критическая скорость падает с 16 до 12 км/ч.

При длине дышла, близкой к базе ($l = 2350$ мм; $L = 2400$ мм), автопоезд двигался устойчиво со всеми управляемыми колесами прицепов до скорости 20 км/ч. Уменьшение длины дышла с 2350 до 1500 мм приводит к снижению критической скорости с 20 до 16 км/ч, т. е. на 25%. Однако в некоторых случаях при движении по дорогам с недостаточно ровной поверхностью отклонения центров задних осей прицепов увеличивались с ростом длины дышла свыше половины базы. Аналогичное явление наблюдалось и некоторыми другими авторами [2].

Проведенное экспериментальное исследование позволило установить влияние основных параметров трехзвенного автопоезда на устойчивость его прямолинейного движения. Результаты этого исследования позволяют сделать некоторые выводы и рекомендации, полезные при разработке технических требований к многозвенным автопоездам по обеспечению удовлетворительной устойчивости движения.

Управление колесами передних и задних осей прицепных звеньев механическим приводом обычного автомобильного типа, работающим в функции угла поворота дышла без до-

полнительных специальных мероприятий, не может обеспечить удовлетворительную устойчивость движения автопоезда, состоящего из трех и более звеньев. Изменением отдельных параметров звеньев автопоезда можно в некоторой степени повысить устойчивость такого автопоезда.

Существенно устойчивость прямолинейного движения многозвенного автопоезда может быть повышена применением механизма автоматического отключения привода управления колесами задних осей прицепных звеньев при движении на прямолинейных участках дорог, а также механизма автоматического изменения передаточного числа привода управления, обеспечивающего при прямолинейном движении передаточное число меньше единицы ($i \approx 0,8$), а при повороте дышла относительно продольной оси прицепа на угол более 5° — увеличение передаточного числа до $i = 1,85$.

Это требование обусловлено тем, что для удовлетворительной поворотливости передаточное число привода управления колесами прицепных звеньев многозвенного автопоезда должно быть равно 1,8—1,9, а для обеспечения удовлетворительной устойчивости прямолинейного движения передаточное число привода в соответствии с приведенными результа-

тами исследования должно быть меньше единицы.

При конструировании прицепов для многозвенных автопоездов необходимо предусматривать беззазорный привод управления и длину дышла, равную приблизительно половине базы прицепа; давление воздуха в шинах при движении по дорогам общего пользования должно быть максимальным, допустимым для данных шин в данных условиях.

Кроме перечисленных мероприятий, для обеспечения удовлетворительной устойчивости прямолинейного движения многозвенных автопоездов, имеющих все управляемые колеса прицепов, а также для исключения возможности появления опасных колебаний при воздействии случайных возмущений (например, при резком отклонении дышла от продольной оси прицепа на угол более 5°) необходимо предусматривать установку специальных стабилизирующих устройств.

При расчете стабилизирующих устройств необходимо учитывать, что среднее значение частоты колебаний звеньев в горизонтальной плоскости равно 0,4 гц, а максимальные значения могут достигать 1,2 гц при движении со скоростями свыше 60 км/ч. Среднее значение амплитуд угловых колебаний равно 3° по углу поворота дышла относительно продольных осей, соединяемых ими звеньев, а максимальные значения могут достигать 9° для автопоезда со всеми управляемыми колесами при тех же значениях скоростей движения.

Для установления эффективности применения стабилизирующих устройств на многозвенных автопоездах целесообразно провести специальные исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда. «Транспорт», 1967.
2. Власко Ю. М., Хачатуров А. А. «Автомобильная промышленность», 1969, № 10.

Влияние некоторых эксплуатационных факторов на коэффициент сопротивления боковому уводу шин

Кандидаты техн. наук В. И. КНОРОЗ, И. П. ПЕТРОВ, Ю. М. ЮРЬЕВ

НАМИ

Для исследования количественного влияния на коэффициент сопротивления боковому уводу угла наклона колеса, скорости качения, тормозного и крутящего моментов и других факторов в НАМИ был выполнен большой комплекс испытаний шин различных типов и размеров. Испытания проводились на универсальном барабанном стенде [1] по специально разработанной методике. Двухкоординатным самописцем записывалась функциональная зависимость боковой силы $P_{бок}$ от угла увода δ при поворотах колеса в одну и в другую сторону с постоянной скоростью. На протяжении одного опыта прочие параметры (радиальная нагрузка, давление воздуха, скорость качения, угол наклона, величина касательной силы) оставались неизменными. Затем изменялся один из указанных параметров, и вновь записывалась первичная зависимость.

Коэффициенты сопротивления боковому уводу шин определялись по наклону линейного участка первичной диаграммы. Стенд позволил исследовать как установившийся, так и неустановившийся увод шин. Последний определялся в процессе изменения угла поворота колеса по времени. Если скорость поворота колеса около вертикальной оси мала по сравнению со скоростью его вращения, то коэффициент сопротивления неустановившегося увода шины по своей величине практически не отличается от установившегося его значения.

Многочисленная проверка показала, что для принятой в процессе испытаний скорости поворота колеса около вертикальной оси коэффициент сопротивления боковому уводу шины при данном угле одинаков как для неустановившегося поворота, так и для постоянного угла поворота колеса.

При анализе первичных диаграмм было обнаружено, что большинству испытанных шин свойственна асимметричность относительно продольной их плоскости, возникающая в процессе изготовления. В результате при нулевой установке угла увода, когда плоскость обода колеса параллельна плоскости барабана, боковая сила не равна нулю. Величина угла увода при нулевой боковой силе для большинства шин составляет десятки доли градуса, а для отдельных шин почти достигает 1° .

Асимметричностью шины можно объяснить отмеченную многими исследователями якобы нелинейность начального участка зависимости боковой силы от угла увода. В действительности этой нелинейности не обнаружено. При многократных поворотах колеса то в одну, то в другую сторону от нулевого положения зависимости боковой силы от угла увода шины, соответствующие поворотам в разные стороны, лежат на одной прямой.

Линейность зависимости боковой силы от угла увода у шин легковых автомобилей сохранялась до углов $3-4^\circ$, а у грузовых — до $4-5^\circ$. При больших углах начинается нелинейность этой зависимости, характеризуемая проскальзыванием в контакте. Однако медленное возрастание боковой силы продолжается до углов увода шины $13-15^\circ$. При этом величина коэффициента сцепления шины с барабаном в боковом направлении больше, чем в продольном.

Влияние радиальной нагрузки на колесо и давления воздуха на величины коэффициентов сопротивления боковому уводу шин рассмотрено отдельно. Было показано, что изменение давления воздуха незначительно сказывается на сопротивлении боковому уводу современных шин. В основном на эту характеристику влияет изменение радиальной нагрузки на колесо.

Существует мнение, что наклон колеса в сторону действия боковой силы уменьшает коэффициент сопротивления боковому уводу шин, а обратный наклон — увеличивает его. Конструкторы учитывают это свойство изменения характеристик поворачиваемости автомобиля, применяя ту или иную схему подвески колес.

На рис. 1, а приведены совмещенные первичные диаграммы зависимости боковой силы от угла увода при нескольких значениях угла наклона α для шины диагональной конструкции, а на рис. 1, б — для шины типа Р. Наклон колеса почти

не изменяет коэффициентов сопротивления боковому уводу шины типа Р: кривые, соответствующие разным углам наклона колеса, располагаются параллельно друг другу. Наклон шины диагональной конструкции независимо от его направления уменьшает коэффициент сопротивления боковому уводу. Это объясняется тем, что наклон колеса не вызывает угла увода шин. При наклоне колеса возникает боковая деформация шины, аналогичная ее деформации при боковом перемещении колеса. Такая деформация несколько изменяет характеристики жесткости облоочки шины диагональной конструкции, в результате чего уменьшается коэффициент сопротивления боковому уводу. Однако это уменьшение незначительно: при угле наклона колеса 10° коэффициенты сопротивления уводу шины 5.60—15 диагональной конструкции уменьшаются всего на 5%. Для шины типа Р это влияние менее значительно, коэффициенты сопротивления боковому уводу ее практически не изменяются.

При наклоне колеса возникает боковая сила, определяемая произведением радиальной нагрузки на тангенс угла наклона [2]. Эта сила прибавляется или вычитается из боковой силы, вызванной уводом шин. При малых углах наклона характер экспериментальных зависимостей близок к теоретическим (произведение радиальной нагрузки на тангенс угла наклона). Однако с увеличением углов наклона темп роста экспериментальных зависимостей постепенно уменьшается, достигает максимума, а затем уменьшается.

Боковую силу, возникающую при наклоне колеса, можно уравновесить (нейтрализовать) созданием угла увода, при котором возникает равная по величине, но противоположная по направлению боковая сила. Для каждой шины существует определенное соотношение между углами увода δ и наклона α , при котором суммарная боковая сила равна нулю. Такая зависимость приведена на рис. 2. Как показали исследования [3], при уравновешенности боковых сил от наклона и увода на колесо действует стабилизирующий момент, что обусловлено разными точками приложения указанных сил в контакте колеса с дорогой.

Таким образом, наклон колеса в пределах практически встречающихся величин его мало влияет на коэффициент сопротивления боковому уводу современных шин.

Многие исследователи отмечают незначительное влияние на коэффициент сопротивления боковому уводу скорости качения колеса. Нами проводились исследования коэффициента сопротивления боковому уводу шины в широком диапазоне изменения скорости движения автомобиля. При увеличении скорости качения колеса от 40 до 140 км/ч коэффициент сопротивления боковому уводу низкопрофильной шины 6.45—13 при номинальной нагрузке и рабочем давлении воздуха уменьшается лишь на 4%.

Испытания шин в ведущем и тормозном режимах показали, что тормозной и крутящий моменты небольшой величины мало влияют на коэффициент сопротивления уводу шин. На рис. 3 приведена зависимость коэффициентов сопротивле-

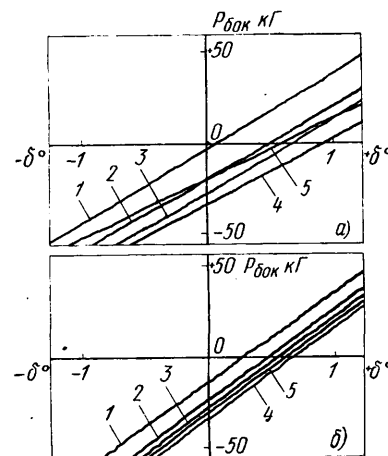


Рис. 1. Совмещенные первичные диаграммы зависимости боковой силы от угла увода шин:

а — шина 5.60—15 диагональной конструкции, $G_K = 330$ кг, $p_w = 2,2$ кг/см²; б — шина 155—15 типа Р, $G_K = 330$ кг, $p_w = 2,1$ кг/см²; 1 — $\alpha = 0^\circ$; 2 — $\alpha = 5^\circ$; 3 — $\alpha = 9^\circ 35'$; 4 — $\alpha = 13^\circ 50'$; 5 — $\alpha = 16^\circ 30'$

ния боковому уводу шин от касательной силы в ведущем P_K и тормозном P_T режимах.

Для шины диагональной конструкции сопротивление уводу сначала несколько возрастает в тормозном режиме. При величине момента, соответствующей касательной силе, равной 0,3 от радиальной нагрузки на колесо, коэффициенты сопро-

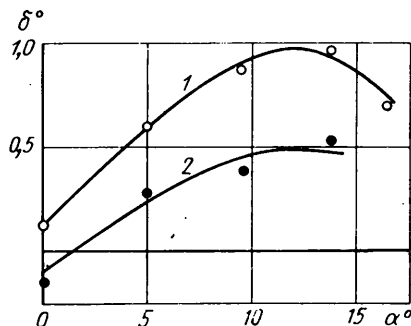


Рис. 2. Соотношение между углом наклона и увода колеса при нулевом значении боковой силы:
1 — шина 5.60—15 диагональной конструкции, $G_K = 330$ кг, $p_w = 2,2$ кг/см²; 2 — шина 155—15 типа P, $G_K = 330$ кг, $p_w = 2,1$ кг/см²

тивления уводу шин начинают резко уменьшаться. В ведущем режиме до величины момента, соответствующей касательной силе, равной 0,6 от радиальной нагрузки, сопротивление уводу шин практически не изменяется. Это объясняется, очевидно, тем, что под действием крутящего момента большей деформации подвергается шина перед контактом, а под действием тормозного момента — после контакта. Эта деформация изменяет характеристики жесткости оболочки шины. На формирование боковой силы при уводе значительно влияет область за контактом шины, поэтому тормозной момент

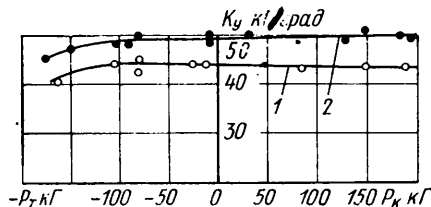


Рис. 3. Зависимость коэффициентов сопротивления боковому уводу от касательной силы в ведущем и тормозном режимах:

1 — шина 5.60—15 диагональной конструкции, $G_K = 330$ кг, $p_w = 2,2$ кг/см²; 2 — шина 6,45—13 типа P, $G_K = 370$ кг, $p_w = 2,2$ кг/см²

уменьшает сопротивление уводу, а ведущий — нет. Такой же характер зависимости сохраняется и для шин типа P. Очевидно, этим, наряду с другими факторами, объясняется луч-

шая устойчивость и управляемость автомобилей с приводом на передние колеса.

Величины коэффициентов сопротивления боковому уводу шин одного и того же размера могут быть различными. Это зависит от степени износа рисунка протектора [4], от разности шин, а также от рецептурных и технологических особенностей изготовления шин.

На рис. 4 приведены зависимости коэффициентов сопротивления боковому уводу шин от радиальной нагрузки на колесо, при одном значении давления воздуха для четырех различных экземпляров шин 5.60—15. Сначала была испытана одна необкатанная шина (кривая 1), затем эта же шина после пробега 500 км (кривая 2). На этом же рисунке приведены результаты испытаний другой шины той же модели (кривая 3) и двух шин других моделей (кривые 4 и 5).

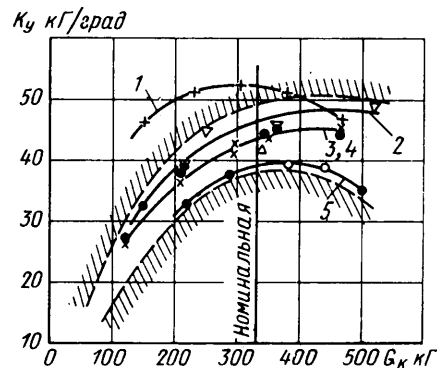


Рис. 4. Зависимость коэффициентов сопротивления боковому уводу шин от радиальной нагрузки на колесо для шин 5.60—15 при $p_w = 2,2$ кг/см²

Из приведенного материала видно, что при эксплуатации могут быть использованы на одном автомобиле шины, различные характеристики увода которых достигает 30% (без учета необкатанной шины).

Таким образом, из эксплуатационных факторов наибольшее влияние на коэффициенты сопротивления боковому уводу современных шин оказывает изменение радиальной нагрузки на колесо. Это подтверждается практикой конструирования автомобилей, когда наибольшего влияния на характеристики устойчивости и управляемости автомобилей достигают введением стабилизаторов поперечной устойчивости, благодаря чему изменяется перераспределение радиальных нагрузок между левыми и правыми колесами автомобиля на повороте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кнороз В. И., Юрьев Ю. М., Межевич Ф. Е. Универсальный барабанный стенд для испытания шин. Труды НАМИ. Вып. 79. 1965.
2. Чудakov Е. А. Качение автомобильного колеса при наклонном расположении его средней плоскости. Доклады АН СССР, т. 90, № 3, 1953.
3. Кнороз В. И. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956. № 9.
4. Kreppeel G. «ATZ», 1968, № 8.

УДК 629.113.013.5.0015

Выбор параметров сферических и дуговых опорно-сцепных устройств для седельных тягачей

Канд. техн. наук Н. А. ВЗЯТЫШЕВ

СФЕРИЧЕСКИЕ и дуговые опорно-сцепные устройства применяются в качестве меры повышения поперечной (боковой) устойчивости автопоездов с высоко расположенным центром тяжести. Например, опорно-сцепные устройства сферического типа фирмы Кодар и дуговое конструкции С. М. Липовецкого и др.

По своей кинематике с точки зрения характеристик попереч-

ной гибкости звеньев автопоезда сферические и дуговые опорно-сцепные устройства идентичны.

Определяющим конструктивным параметром сферического и дугового¹ опорно-сцепных устройств, от которого зависят пока-

¹ В дальнейшем оба типа спецных устройств будем именовать сферическими.

затели поперечной устойчивости полуприцепа, является радиус сферы (дуги) R_c . От его величины зависит положение оси крена поддрессоренной массы полуприцепа (рис. 1).

Особенности кинематики сферических опорно-сцепных устройств и их влияния на поперечную устойчивость полуприцепа

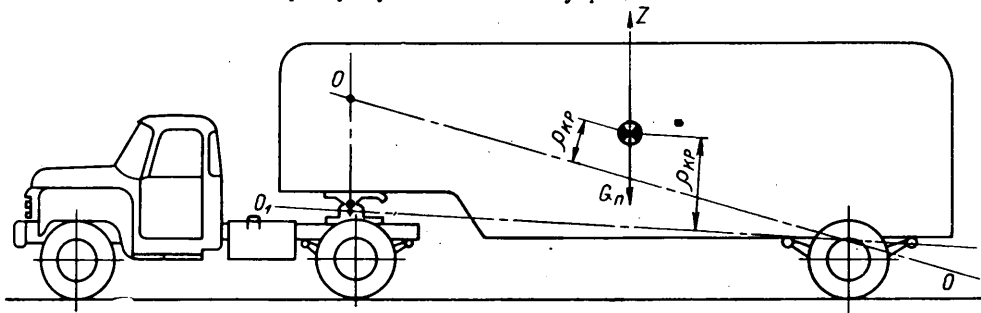


Рис. 1. Положение осей крена поддрессоренной массы полуприцепа:

$O-O$ — сферическое опорно-сцепное устройство; O_1-O_1 — стандартное опорно-сцепное устройство

отражены на рис. 2. Действие сил при крене полуприцепа показано для поддрессоренной массы, отнесенной к опорно-сцепному устройству.

Крен полуприцепа со сферическим опорно-сцепным устройством (рис. 2, б), вызванный поперечным наклоном профиля дороги под колесами полуприцепа, приводит к увеличению положительного уровня потенциальной энергии передней части полуприцепа на $\Delta\Pi_1 = G_1 \Delta h$, а также появлению восстанавливающего момента $M_1 = -G_1 \rho_{кр1} \sin \varphi$. При крене полуприцепа со стандартным опорно-сцепным устройством показатели поперечной устойчивости ухудшаются. В данном случае (рис. 2, а) снижается уровень потенциальной энергии на $\Delta\Pi_1 = -G_1 \Delta h$ и появляется опрокидывающий момент

$$M_1 = G_1 \rho_{кр1} \sin \varphi.$$

На закруглении профиля дороги действуют силы, близкие по характеру статическим. Восстанавливающий момент при сферическом опорно-сцепном устройстве увеличивается за счет действия центробежной силы P_{j1} (рис. 2, б):

$$M_1 = -\rho_{кр1} (P_{j1} \cos \varphi + G_1 \sin \varphi).$$

При стандартном опорно-сцепном устройстве за счет центробежной силы увеличивается величина опрокидывающего момента (рис. 2, а)

$$M_1 = \rho_{кр1} (P_{j1} \cos \varphi + G_1 \sin \varphi).$$

Действие статических сил для всей поддрессоренной массы G_n полуприцепа со сферическим опорно-сцепным устройством (рис. 1) характеризуют три случая. Во-первых, когда центр тяжести лежит выше оси крена. В этом случае величина опрокидывающего момента по сравнению с аналогичным вариантом автопоезда со стандартным опорно-сцепным устройством уменьшается, так как с увеличением R_c уменьшается значение $\rho_{кр}$. Во-вторых, дальнейшее увеличение R_c может обеспечить совмещение оси крена с центром тяжести. При этом опрокидывающий момент относительно оси крена наклоненной поддрессоренной массы равен нулю. И, в-третьих, когда ось крена пройдет выше центра тяжести.

В последнем случае, а также при поперечном уклоне во время движения тягача на закруглении профиля дороги за счет силы тяжести и центробежной силы создается момент, под действием которого поддрессоренная масса полуприцепа получает крен в обратном направлении косогору и действию центробежной силы.

Во всех трех случаях при сферическом опорно-сцепном устройстве поперечная устойчивость полуприцепа от действия статических сил улучшается.

Движение по неровным дорогам автопоездов, особенно с высоко расположенным центром тяжести полуприцепа, сопровождается значительным динамическим раскачиванием поддрессоренной массы последнего. Этот фактор в сочетании с другими

дорожными препятствиями может явиться причиной опрокидывания автопоезда. Поэтому параметр R_c должен выбираться из условий действия как статических, так и динамических сил.

С этой целью рассмотрим характерные особенности колебательной системы автопоезда с седельным тягачом, оборудованным сферическим опорно-сцепным устройством. Колебательная система, эквивалентная автопоезду, и дифференциальные уравнения для анализа поперечной устойчивости приведены в работе [1].

Рассмотрим параметры поперечной устойчивости автопоезда, полученные в результате решения дифференциальных уравнений. Коэффициент динамической устойчивости характеризует зависимость угла крена поддрессоренной массы полуприцепа φ от амплитуды возмущающей функции a_0 :

$$K_v = \frac{\varphi}{a_0}.$$

Коэффициент статической устойчивости представляет собой отношение угла крена поддрессоренной массы полуприцепа в статическом положении φ_{cm} к углу поперечного профиля дороги α , вызвавшему этот крен:

$$K_{cm} = \frac{\varphi_{cm}}{\alpha}.$$

При отсутствии упругой и демпфирующей связей в опорно-сцепном устройстве коэффициенты в параметрической форме равны

$$K_v = \sqrt{\frac{\omega_{\varphi n}^4 + 4n_{\varphi n}^2 v^2}{(v^2 - \omega_{\varphi}^2 + 4n_{\varphi}^2 v^2)}}, \quad (1)$$

$$K_{cm} = \frac{\omega_{\varphi n}^2}{\omega_{\varphi}^2}, \quad (2)$$

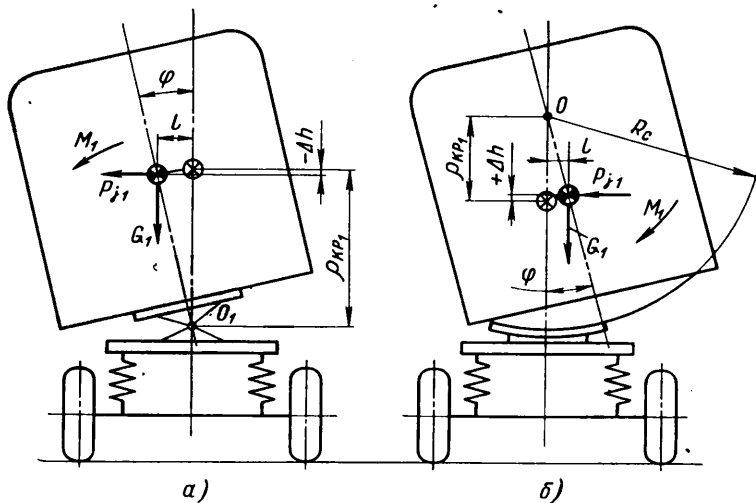


Рис. 2. Схема сил, действующих на поддрессоренную массу полуприцепа, отнесенную к опорно-сцепному устройству, при крене:

а — стандартное опорно-сцепное устройство; б — сферическое опорно-сцепное устройство (ось крена проходит ниже центра тяжести всей поддрессоренной массы)

причем

$$n_{\varphi} = n_{\varphi n} + n_{\varphi c} = \frac{R_{\varphi n}}{2J_n} + \frac{R_{\varphi c}}{2J_n}, \quad (3)$$

$$\omega_{\varphi}^2 = \omega_{\varphi n}^2 + \omega_{\varphi c}^2 - \omega_n^2 = \frac{C_{\varphi n}}{J_n} + \frac{C_{\varphi c}}{J_n} - \frac{G_n \rho_{kr}}{J_n}, \quad (4)$$

где ω_{φ} , n_{φ} — частота свободных поперечных угловых колебаний и коэффициент затухания;
 $\omega_{\varphi n}$, $n_{\varphi n}$ — парциальная частота и коэффициент затухания подвески и шин полуприцепа;
 $\omega_{\varphi c}$, $n_{\varphi c}$ — парциальная частота и коэффициент затухания упругой связи опорно-сцепного устройства;
 ω_n — условная частота, характеризующая смещение центра тяжести относительно оси крена;
 $C_{\varphi n}$, $R_{\varphi n}$ — упругое и неупругое сопротивления подвески и шин полуприцепа;
 $C_{\varphi c}$, $R_{\varphi c}$ — жесткость и сопротивление упругой связи опорно-сцепного устройства;
 J_n — момент инерции поддрессоренной массы полуприцепа относительно оси крена;
 G_n — вес поддрессоренной массы полуприцепа.

При наличии упругой и демпфирующей связей в опорно-сцепном устройстве K_v и K_{cm} определяются из выражений (5а) и (6а) работы [1].

Как видно из выражений (1)–(4), при постоянных значениях $R_{\varphi n}$, $R_{\varphi c}$, $C_{\varphi n}$, $C_{\varphi c}$, G_n параметры колебательной системы ω_{φ} , $\omega_{\varphi n}$, n_{φ} , $n_{\varphi n}$ и параметры поперечной устойчивости K_v , K_{cm} зависят от момента инерции J_n и радиуса крена ρ_{kr} . Вместе с тем $J_n = f(\rho_{kr})$, а $\rho_{kr} = f(R_c)$.

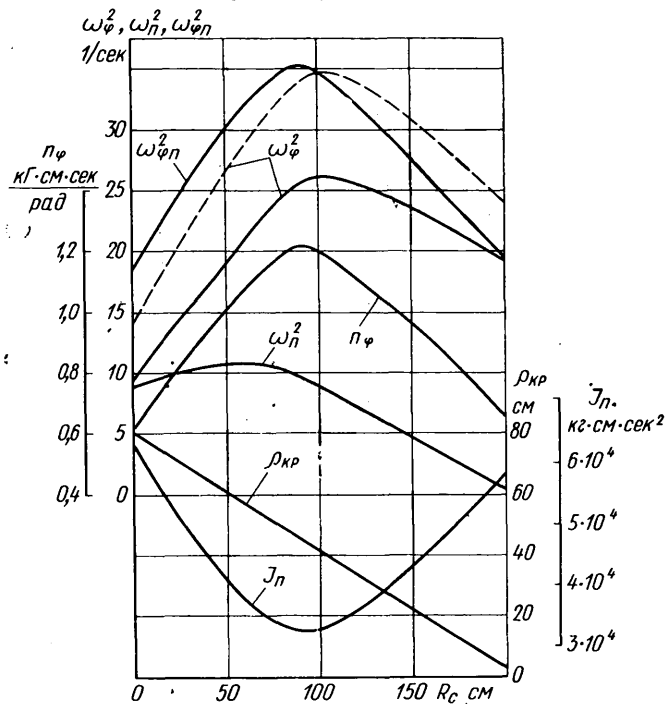


Рис. 3. Зависимость характеристик колебательной системы автопоезда от радиуса сферы опорно-сцепного устройства (штриховая линия — опорно-сцепное устройство с упругой связью $C_{\varphi c} = 3 \cdot 10^5$ кг·см/рад)

На рис. 3 представлены зависимости параметров колебательной системы от радиуса сферы опорно-сцепного устройства. Зависимости даны для седельного тягача ЗИЛ-157В и одноосного полуприцепа весом 8460 кг, у которого высота центра тяжести 185 см и радиус крена при стандартном опорно-сцепном устройстве 80 см. Момент инерции поддрессоренной массы относительно оси крена для полуприцепа со стандартным опорно-сцепным устройством равен $6,3 \cdot 10^4$ кг·см·сек²; угловая жесткость подвески и шин полуприцепа — $11,5 \cdot 10^5$ кг·см/рад; коэффициент сопротивления угловым поперечным колебаниям — $7,8 \cdot 10^4$ кг·см·сек/рад.

Значениям $R_c = 0$ (рис. 3) соответствуют параметры седельного тягача со стандартным опорно-сцепным устройством.

Величина радиуса крена с увеличением R_c изменяется по ли-

нейному закону. Кривая момента инерции имеет минимум, величина которого зависит от изменения R_c .

Положение минимума и интенсивность изменения момента инерции определяются характером распределения масс поддрессоренной части полуприцепа относительно оси крена.

Зеркальным отображением момента инерции является изменение квадрата парциальной частоты $\omega_{\varphi n}^2$ и коэффициента затухания $n_{\varphi n}$ подвески и шин.

Квадрат условий частоты ω_n^2 , отражающей изменение частоты свободных колебаний массы полуприцепа за счет смещения центра тяжести относительно оси крена, зависит от соотношения ρ_{kr} и J_n и имеет тенденцию несколько увеличиваться, а затем уменьшаться при возрастании R_c .

Одним из обобщающих параметров колебательной системы является частота ω_{φ} свободных поперечных колебаний полуприцепа. Характер изменения квадрата частоты свободных колебаний такой же, как и частоты $\omega_{\varphi n}^2$. Отличие заключается в том, что максимум несколько смещается вправо, а интенсивность падения квадрата частоты от максимума снижается с увеличением R_c . При $\rho_{kr} = 0$ и $C_{\varphi c} = 0$ частота $\omega_{\varphi}^2 = \omega_{\varphi n}^2$.

Если имеется упругая связь в опорно-сцепном устройстве, то значения ω_{φ}^2 возрастают на величину $\omega_{\varphi c}^2$, а характер изменения ω_{φ}^2 остается тем же.

Влияние параметров колебательной системы на показатели поперечной устойчивости в зависимости от R_c показано на рис. 4. Расчет выполнен для условий установившихся вынужденных колебаний на наиболее опасном резонансном режиме движения ($v = \omega_{\varphi}$). Очевидно, что на коэффициент динамической устойчивости в основном влияет произведение $4n_{\varphi}^2 \cdot v^2 = 4n_{\varphi}^2 \cdot \omega_{\varphi}^2$. Поэтому, как видим из рис. 4, зависимость $K_v = f(R_c)$ является примерно зеркальным отображением ω_{φ}^2 , $n_{\varphi} = f(R_c)$ и имеет минимум.

Значения параметров устойчивости при $R_c = 0$ соответствуют седельному тягачу со стандартным опорно-сцепным устройством. Для рассматриваемой конструкции $K_{v, min}$ определяется при $R_c \approx 100$ см.

Показатели динамической устойчивости для нее при $C_{\varphi c} = 0$ и $R_{\varphi n} = 7,8 \cdot 10^4$ кг/см·сек²/рад на установившемся резонансном режиме улучшаются по сравнению со стандартным опорно-сцепным устройством в 1,6 раза. В этом случае наиболее выгодны по динамической устойчивости $R_c = 75 \div 125$ см.

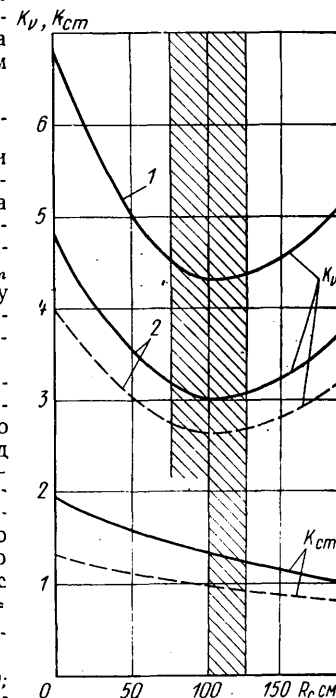
Кривая коэффициента статического крена не имеет минимума. Поэтому с возрастанием радиуса сферы этот коэффициент уменьшается сначала более интенсивно, а затем меньше.

При $\omega_n^2 = 0$, $\rho_{kr} = 0$ и отсутствии упругой связи в опорно-сцепном устройстве $K_{cm} = 1,0$, ось крена проходит через центр тяжести поддрессоренной массы и угол крена ее φ_{cm} во всех случаях равен углу поперечного наклона поверхности дороги α под колесами полуприцепа.

В зависимости от изменения K_{cm} по статическим показателям целесообразно увеличивать R_c . Этот вывод

Рис. 4. Зависимость показателей поперечной устойчивости от R_c опорно-сцепного устройства свободного (сплошные линии) и с упругой связью $C_{\varphi c} = 3 \cdot 10^5$ кг·см/рад (штриховые линии):

1 — $R_{\varphi n} = 5,45 \cdot 10^4$ кг·см·сек/рад;
 2 — $R_{\varphi n} = 7,8 \cdot 10^4$ кг·см·сек/рад



направляется тогда, когда величина R_c выбирается, исходя только из статической устойчивости автопоезда.

Благодаря влиянию R_c на статическую и динамическую устойчивость выбор величины R_c ограничивается зоной минимума по показателю K_v . На рис. 4 заштрихована зона оптимальных значений R_c . Для K_v и K_{cm} такими значениями являются $R_c = 100 \div 125$ см.

Наличие упругой связи в опорно-сцепном устройстве, а также изменение коэффициента сопротивления подвески прицепа и опорно-сцепного устройства ведет к изменению (уменьшению) абсолютных значений коэффициентов устойчивости, характер K_{cm} , $K_v = f(R_c)$ остается прежним. Минимум остается при тех же значениях R_c . Характерной точкой на кривой коэффициента статической устойчивости является $K_{cm} = 1$. Данного значения K_{cm} достигает тогда, когда $\omega_{\phi}^2 = \omega_{\phi 1}^2$ (рис. 3), что для рассматриваемой конструкции соответствует $R_c \approx 100$ см. Это следует учитывать при анализе и выборе параметров опорно-сцепного устройства.

Для более полной оценки оптимальных значений R_c на ЭВМ «Минск-2» рассчитана поперечная устойчивость на неустановившемся режиме движения автопоезда. На рис. 5 приведены зависимости K_v от R_c при действии единичной и нескольких чередующихся под правыми и левыми колесами неровностей. Скорость движения автопоезда резонансная.

Характер изменения $K_v = f(R_c)$ на неустановившемся режиме движения автопоезда такой же, как и на установившемся. Учитывая, что в реальных дорожных условиях вынужденные колебания резонансной частоты возможны на дороге как максимум от действия двух чередующихся неровностей [2], зону оптимальных значений R_c по характеру кривых K_{v1} и K_{v2} (рис. 5) можно распространить для рассматриваемой конструкции вправо до $R_c \approx 150$ см.

Окончательно значения R_c должны выбираться с учетом того, что чрезмерное увеличение радиуса сферы опорно-сцепного устройства, особенно у короткобазных полуприцепов, ведет при поперечном раскачивании подрессоренной массы к появлению значительного момента сил относительно оси Z (см. рис. 1).

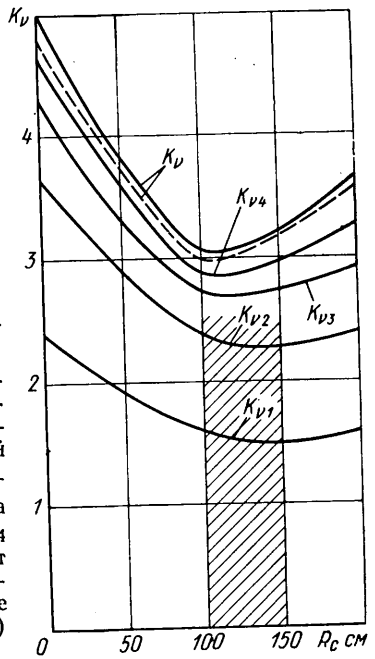
Поэтому для автопоездов с высоко расположенным центром тяжести из зоны оптимальных значений целесообразно принимать меньшие значения R_c . Для рассматриваемого варианта наиболее рационален $R_c = 100 \div 125$ см.

Выполненные экспериментальные исследования для случая $R_c = 0$ хорошо совпадают с результатами решения на ЭВМ

(рис. 5). Испытания проводились на резонансном режиме движения на участке с чередующимися неровностями синусоидального профиля.

Приведенный метод позволяет определить оптимальные значения радиуса сферы в зависимости от характеристик колебательной системы седельного тягача. Радиус R_c должен выбираться из условий как статической, так и динамической поперечной устойчивости.

Рис. 5. Резонансные амплитудные значения коэффициента динамичности на первой K_{v1} , второй K_{v2} , третьей K_{v3} , четвертой K_{v4} чередующихся неровностях и на установившемся режиме K_{v4} в зависимости от R_c (расчет на ЭВМ) и $c_{uc} = 0$ [штриховая линия — аналитические расчеты по выражениям (1) и (2)]



Рассмотренные зависимости показывают, что сферическое опорно-сцепное устройство в известной мере способствует повышению показателей статической и динамической поперечной устойчивости в сравнении со свободным стандартным опорно-сцепным устройством.

ЛИТЕРАТУРА

1. Взятышев Н. А. «Автомобильная промышленность». 1964, № 12.
2. Взятышев Н. А. «Автомобильная промышленность». 1965, № 10.

УДК 629.113—578/—587.001.5

Влияние конструктивных параметров на частоты собственных колебаний трансмиссий автомобилей

Канд. техн. наук И. Н. УСПЕНСКИЙ, В. А. НЕФЕДОВ, И. С. РОДИЧЕВ

Горьковский политехнический институт

НАИБОЛЕЕ эффективным средством борьбы с опасными крутильными колебаниями трансмиссии автомобиля является вывод резонансных режимов работы из зоны эксплуатационных скоростей движения автомобиля. Рациональное решение этого вопроса заключается в целенаправленном изменении конструктивных параметров трансмиссии.

Исследованию крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля посвящены работы многих отечественных исследователей [1—3], в которых проводится качественный анализ влияния конструктивных параметров на частоты собственных колебаний трансмиссии.

Однако в некоторых случаях при анализе крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля или любой другой транспортной машины необходима не только качественная, но и количественная оценка целесообразного изменения жесткости того или иного вала трансмиссии. Возможность варьирования массами обычно ограничена, так как массы трансмиссии по конструктивным соображениям выбираются минимально возможными.

Влияние конструктивных параметров на частоты собственных крутильных колебаний удобно выявить, используя метод Релея. Частоты собственных колебаний консервативной системы могут быть определены из равенства

$$T = \Pi, \quad (1)$$

где T и Π — кинетическая и потенциальная энергии системы. Значения их определяются по формулам:

$$T = \frac{p^2}{2} \sum_{i=1}^n J_i \alpha_i^2, \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_i (\alpha_i - \alpha_{i+1})^2, \quad (3)$$

где c_i — жесткость i -того вала системы;
 α_i — амплитуда колебаний i -той массы;
 J_i — момент инерции i -той массы.

Подставив значения T и P в уравнение (1) и решив его относительно p^2 , получим

$$x = p^2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_i (a_i - a_{i+1})^2}{\sum_{i=1}^n J_i a_i^2} \quad (4)$$

Из уравнения (4) следует, что наиболее заметное изменение частоты собственных колебаний системы может быть вызвано изменением жесткости вала, имеющего наибольшую потенциальную энергию, или изменением величины массы, которая имеет наибольшую кинетическую энергию.

Наиболее эффективно можно изменять частоту собственных колебаний за счет изменения момента инерции массы, которая имеет наибольшую по сравнению с другими массами кинетическую энергию колебаний. И наоборот, если масса имеет незначительную энергию колебаний, то изменением ее момента инерции нельзя заметно изменить частоту собственных колебаний системы.

Влияние конструктивных параметров трансмиссии на частоту ее собственных крутильных колебаний более точно оцени-

вается величинами $\frac{dx}{dc_i}$ и $\frac{dx}{dJ_i}$, которые показывают изме-

нения потенциальной и кинетической энергий в зависимости от изменения жесткости вала или момента инерции сосредоточенной массы. Использование величины $x = p^2$ значительно упрощает расчетные формулы и их последующий анализ.

Дифференцируя уравнение (4) по c_i и J_i , получаем

$$\frac{dx}{dc_i} = \frac{(a_i - a_{i+1})^2}{\sum_{i=1}^n J_i a_i^2} \quad (5)$$

$$\frac{dx}{dJ_i} = p^2 = \frac{a_i^2}{\sum_{i=1}^n J_i a_i^2} \quad (6)$$

Уравнения (5) и (6) не только показывают, какие величины наиболее эффективно влияют на изменение частоты собственных крутильных колебаний системы, но и позволяют количественно оценить это влияние.

Рассмотрим в качестве примера влияние конструктивных параметров на частоту собственных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля ГАЗ-53. Трансмиссию представим в виде цепной пятимассовой системы, у которой моменты инерции масс (в $\text{кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$) и жесткости валов (в $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$), приведенные к коленчатому валу двигателя, имеют следующие значения при включенной четвертой передаче: $J_1=4,99$; $J_2=1,23$; $J_3=0,27$; $J_4=7,48$; $J_5=322$; $c_1=395$; $c_2=1800$; $c_3=131$; $c_4=770$. Индексы 1—5 обозначают моменты инерции соответственно вращающихся деталей двигателя, коробки передач, включая барабан трансмиссионного тормоза, главной передачи и дифференциала, ведущих колес автомобиля, приведенной массы автомобиля, а c_1 —5 — жесткости коробки передач, включая демпфер сцепления, карданного вала, полуосей и тангенциальную жесткость шин.

Расчетные значения амплитуд угловых перемещений масс приведены в табл. 1. Величина a_1 определена расчетно-экспериментальным путем при наиболее характерных режимах работы трансмиссии. С помощью тензометрических датчиков, наклеенных на первичный вал, и бесконтактного токосъемника определены при многих режимах работы автомобиля величины крутящих моментов на первичном валу коробки передач.

Таблица 1

Форма колебаний	a_1 в рад	Соотношение амплитуд колебаний			
		a_2	a_3	a_4	a_5
		$\frac{a_2}{a_1}$	$\frac{a_3}{a_1}$	$\frac{a_4}{a_1}$	$\frac{a_5}{a_1}$
Одноузловая	0,3	0,82	0,78	0,106	0,022
Двухузловая	0,024	-0,7	-1,1	-5,28	0,11
Трехузловая	0,0027	-4,26	-4,2	0,246	-0,00148
Четырехузловая	$8 \cdot 10^{-5}$	-79	368	-0,755	0,00021

Величина a_1 определялась по формуле

$$a_1 = \frac{M_{a1}}{c_1 (1 - \lambda_1)},$$

где M_{a1} — амплитуда крутящего момента на первичном валу коробки передач при резонансном или близком к нему режиме;

c_1 — жесткость коробки передач;

$$\lambda_1 = \frac{a_2}{a_1}.$$

Величина π_1 для трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А определена расчетом.

В табл. 2 и 3 приводятся значения кинетической и потенциальной энергий трансмиссии автомобиля ГАЗ-53 при включенной четвертой передаче (при указанных выше амплитудах колебаний масс системы).

Таблица 2

Форма колебаний	Кинетическая энергия в кГм				
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5
Одноузловая	3,215	0,527	0,106	0,06	0,101
Двухузловая	0,1985	0,0204	0,0131	7,2	0,158
Трехузловая	0,0076	0,034	0,0074	0,00092	0,000014
Четырехузловая	$13,7 \cdot 10^{-5}$	0,21	1,005	$1,68 \cdot 10^{-4}$	$3,92 \cdot 10^{-10}$

Индексы при величинах T и P в табл. 2 и 3 соответствуют номерам приведенных масс и валов в том порядке, как это упомянуто выше применительно к моментам инерции масс и жесткостям.

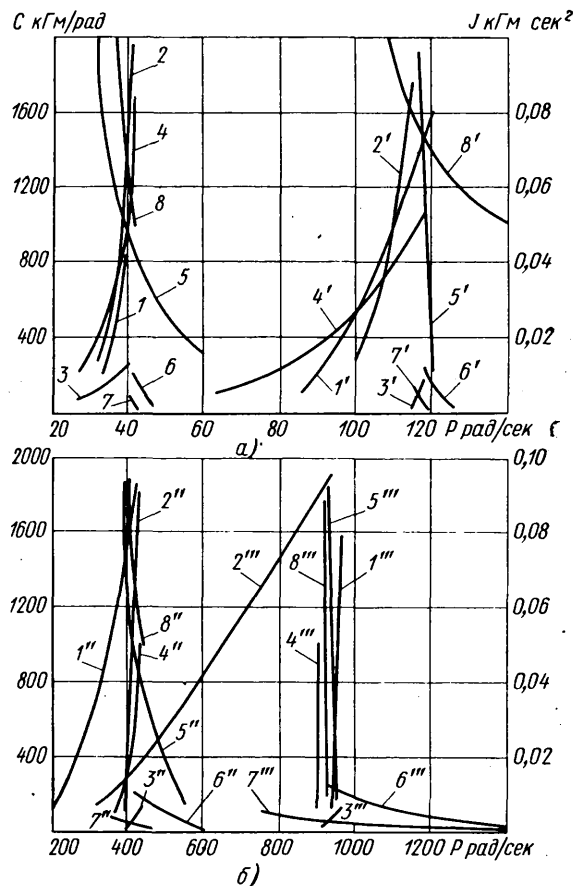
Таблица 3

Форма колебаний	Потенциальная энергия в кГм			
	P_1	P_2	P_3	P_4
Одноузловая	0,613	0,098	2,62	0,616
Двухузловая	0,33	0,09	0,655	6,5
Трехузловая	0,0402	0,000024	0,0039	0,000171
Четырехузловая	0,0083	1,15	0,057	0,000014

На частоту собственных колебаний системы, как было указано выше, оказывает влияние не столько абсолютное значение кинетической или потенциальной энергий, сколько изме-

Таблица 4

Показатели	Форма колебаний			
	одноузловая	двухузловая	трехузловая	четырехузловая
$\frac{dx}{dJ_1}$	25 700	$0,45 \cdot 10^3$	$1,74 \cdot 10^3$	2000
$\frac{dx}{dJ_2}$	17 100	$3,16 \cdot 10^3$	$3,14 \cdot 10^3$	$1,25 \cdot 10^4$
$\frac{dx}{dJ_3}$	15 700	$7,85 \cdot 10^3$	$3,05 \cdot 10^3$	$2,7 \cdot 10^4$
$\frac{dx}{dJ_4}$	340	$1,8 \cdot 10^3$	$8,9 \cdot 10^3$	1000
$\frac{dx}{dJ_5}$	12,4	78,5	0,38	$9 \cdot 10^{-5}$
$\frac{dx}{dc_1}$	0,564	1,32	84,8	14,6
$\frac{dx}{dc_2}$	0,0178	0,074	0,017	453
$\frac{dx}{dc_3}$	7,15	8,08	61,2	310
$\frac{dx}{dc_4}$	0,3	13,4	0,158	0,0013
$\frac{dx}{dc_5}$				



Изменение частоты крутильных колебаний трансмиссии при изменении приведенных жесткостей c_{1-4} (кривые 1—4), приведенных моментов инерции J_{1-4} (кривые 5—8) для одно- и двухузловой (а), трех- и четырехузловой (б) форм колебаний (штрихи соответствуют формам колебаний в порядке их перечисления)

нение этих энергий при варьировании тем или иным конструк-

тивным параметром трансмиссии $\frac{\partial x}{\partial x_i}$ и $\frac{\partial x}{\partial J_i}$. В табл. 4

приведены эти показатели для трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А при включенной четвертой передаче.

Для проверки этих положений был проведен расчет влияния конструктивных параметров трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А

на частоты ее собственных крутильных колебаний. Результаты этого расчета, показанные на рисунке, полностью совпадают с данными табл. 4.

Проведенный анализ показывает, что изменение частот собственных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А можно эффективно вызвать только изменением вполне определенных конструктивных параметров: при одноузловой форме колебаний — изменением момента инерции первой массы системы (массы вращающихся частей двигателя), в меньшей степени изменением момента инерции второй и третьей массы системы (массы вращающихся деталей коробки передач и ведущего моста), а также изменением жесткости третьего вала системы (полуосей ведущего моста); при двухузловой форме — изменением момента инерции четвертой массы системы (ведущих колес) или жесткости четвертого вала системы (тангенциальной жесткости шин); при трехузловой форме — изменением моментов инерции второй или третьей массы системы (массы вращающихся деталей коробки передач и ведущего моста), а также изменением жесткостей первого или третьего вала системы (жесткости первичного вала коробки передач и полуосей); при четырехузловой форме — изменением момента инерции третьей или второй массы системы, а также изменением жесткости второго или третьего валов системы (карданного вала или полуосей).

Изменение некоторых масс или жесткостей может практически не оказать заметного влияния на частоты собственных колебаний трансмиссии автомобиля. Например, изменение массы автомобиля в реальных пределах крайне незначительно влияет на изменение частот собственных колебаний трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А, а также и других моделей автомобиля при всех формах колебаний. При одно- и двухузловой формах колебаний на частоту собственных колебаний незначительно влияет изменение жесткости карданного вала, при трехузловой форме — изменение жесткости карданного вала и момента инерции колес автомобиля, при четырехузловой форме — изменение жесткости первичного вала коробки передач и тангенциальной жесткости шин, а также изменение момента инерции вращающихся деталей двигателя и колес автомобиля.

Изложенные выше положения проверялись также и экспериментально. Однако из-за крайней трудности реального изменения в широких пределах конструктивных параметров трансмиссии изменялись лишь некоторые из них: моменты инерции второй и пятой масс системы, жесткость первого вала системы (первичного вала коробки передач). Результаты экспериментального исследования полностью совпали с данными теоретического анализа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов Ю. Б. «Автомобильная промышленность», 1958, № 5.
2. Стефанович Ю. Г. «Автомобильная промышленность», 1961, № 7.
3. Терских В. П. Крутильные колебания силовых установок. Л., Судпромгиз, 1940.

УДК 629.113.001.5

К вопросу о выборе оптимальной совокупности диагностических параметров

О. С. ГОЛЬДШТЕЙН, канд. техн. наук В. Е. ЮТТ
Московский автомобильно-дорожный институт

ЛЮБАЯ электротехническая или механическая система автомобиля характеризуется рядом функций целевого назначения. При эксплуатации система может занимать некоторые состояния, характеризующиеся определенными свойствами и определенными выходными параметрами. Выходные параметры системы под воздействием различных факторов могут принимать различные значения. Под работоспособностью будем понимать свойство системы выполнять предписанные ей функции. Система считается работоспособной, если в результате диагностирования установлено, что значения всех контролируемых параметров соответствуют заданным.

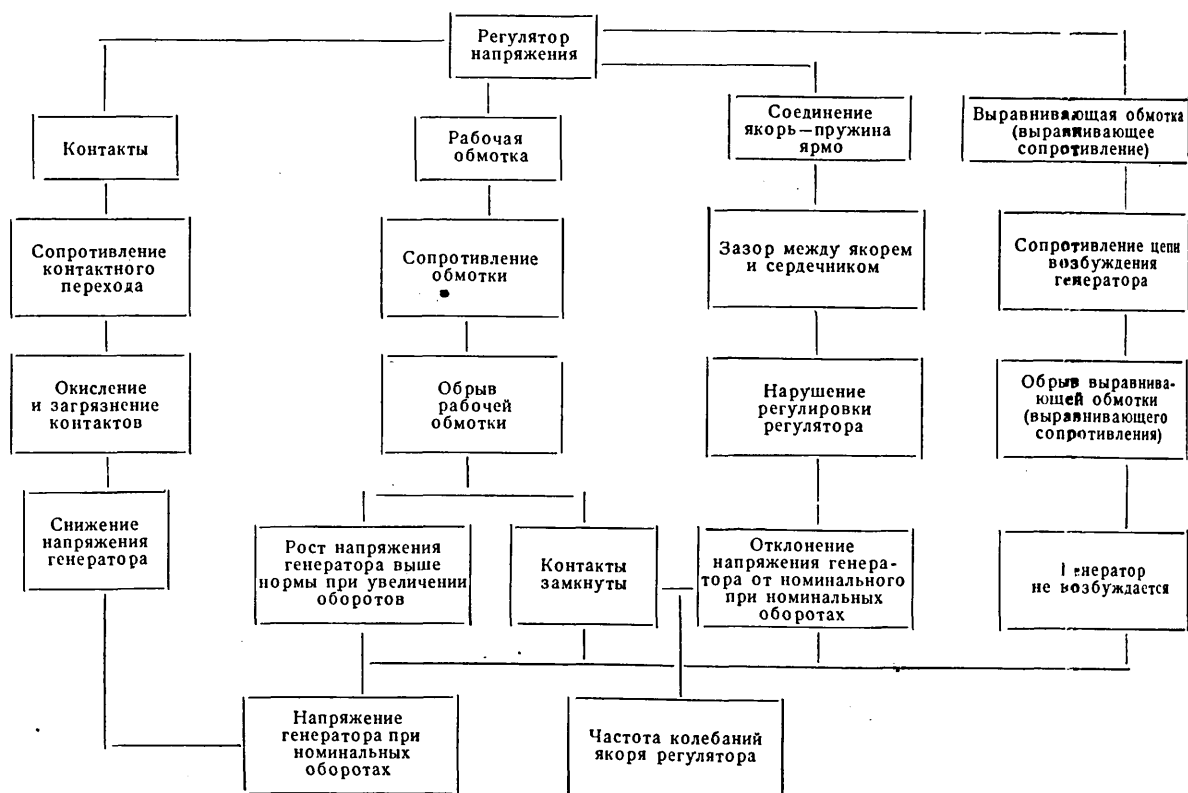
Степень правильности оценки работоспособности системы зависит от того, насколько полно контролируются параметры, от-

ражают ее состояние. Кроме того, число контролируемых параметров должно быть достаточным для определения фактического состояния системы с целью локализации неисправного элемента. Выбрать наиболее эффективные параметры можно только на основе тщательного изучения функциональных связей и особенностей самой системы.

Диагностируемый объект можно выразить множеством элементов

$$M = \{m_1, m_2, \dots, m_n\},$$

где n — индекс, обозначающий количество элементов объекта, имеющих множество структурных параметров $F = \{f_1, f_2, \dots, f_l\}$ (индекс l обозначает количество структурных параметров).



В объекте может быть множество неисправностей $N = \{n_1, n_2, \dots, n_i\}$ (индекс i обозначает количество неисправностей, возможных в процессе эксплуатации).

Множество неисправностей проявляется через множество симптомов $z = \{z_1, z_2, \dots, z_j\}$ (индекс j обозначает количество симптомов).

Контроль работоспособности системы и локализации отказавшего элемента обеспечиваются множеством диагностических параметров $D = \{d_1, d_2, \dots, d_k\}$ (индекс k обозначает количество диагностических параметров).

Значение каждого диагностического параметра d_i определяется одним симптомом или группой z_p .

Диагностические параметры могут быть зависимыми для всех или некоторых j и k , тогда $d_j \cap d_k = \emptyset$, и независимыми, если $d_j \cap d_k = \emptyset$ для всех i и k , $i \neq j$.

Поскольку каждая неисправность, как правило, при работе системы проявляется через определенные симптомы, то выбор множества диагностических параметров D должен основываться на анализе связи множества симптомов z с множеством неисправностей N .

Методика выбора диагностических параметров [1] предусматривает анализ объекта диагностирования путем составления блок-схем структурно-следственных связей по указанным выше множествам.

Для диагностирования, т. е. определения работоспособности объекта и локализации неисправностей, нецелесообразно и неосуществимо использовать все параметры множества D . Это повлечет за собой получение избыточной информации в связи с корреляционными связями между параметрами сложной системы или перекрытием этих параметров по проверяемому множеству M элементов, а также недоступностью и трудностью их измерения. Следовательно, необходимо определить оптимальное количество диагностических параметров $D' \subset D$, которое должно: различать все возможные в условиях эксплуатации неисправности; обладать определенной чувствительностью к изменению структурных параметров; обеспечивать наименьшее время и стоимость контроля.

Алгоритмы оптимизации параметров, разработанные с целью контроля радиоэлектронной аппаратуры, для медицинской диагностики [2—5], в большей части неприемлемы при анализе автомобиля как объекта диагностирования.

Исходя из указанных требований к множеству диагностических параметров D , алгоритм оптимизации перечня параметров можно решить по градиентному методу (наискорейшего спус-

ка). При этом в качестве направляющей функции используется отношение знания информации (математическое ожидание) I_k , полученной при контроле параметра D_k множества элементов M , к величине затрат на этот контроль C_k :

$$F = \frac{I_k}{C_k},$$

где

$$\begin{aligned} I_k &= H\{M_i\} - p\{M_q \in M_k\} \lg_2 p\{M_q \in M_k\} - \\ &\quad - [1 - p\{M_q \in M_k\}] \lg_2 [1 - p\{M_q \in M_k\}]; \\ C_k &= C + \eta \tau(i) + v(i), \end{aligned}$$

где M_q — отказавший элемент;

C — стоимость контролирующего прибора;

η — коэффициент пропорциональности между стоимостью простоя автомобиля и временем диагностирования;

$\tau(i)$ — время, необходимое для контроля i -го параметра;

$v(i)$ — стоимость потерь от невыявленных неисправностей.

Вычисляя значение функции F для предварительно определенного перечня параметров, находим такой набор параметров, который соответствовал бы получению максимальной информации о состоянии системы при минимальных затратах. Электрооборудование современного автомобиля, рассматриваемое как объект диагностирования, представляет собой более или менее сложную систему соединенных в определенной последовательности источников и потребителей тока. Электрооборудование можно подразделить на шесть независимых систем, три из которых (энергоснабжение, зажигание и пуск) состоят из элементов, соединенных последовательно, и отказ любого из них вызывает отказ всей системы, в которую он включен. Поэтому диагностические параметры можно выбирать, анализируя каждую систему в отдельности. В остальных системах (освещение и сигнализация, контроль и измерение, вспомогательное оборудование) элементы и группы последовательно соединенных элементов включены параллельно и отказ отдельных элементов не влияет на работу остальных и не вызывает отказа всей системы. В этом случае при выборе диагностических параметров можно анализировать отдельные элементы или группы элементов.

При составлении блок-схемы структурно-следственных связей необходимо составить количественное описание поведения системы при ее функционировании, т. е. необходимо установить математические зависимости между диагностическими и структурными параметрами системы.

В качестве примера применения указанной методики приведена блок-схема структурно-следственных связей регулятора напряжения вибрационного реле-регулятора.

Исследования аналитической зависимости регулируемого напряжения генератора в функции тока возбуждения и отдельных параметров реле-регулятора позволяют установить взаимосвязь между значениями этих параметров и его выходными характеристиками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гольдштейн О. С. «Автомобильный транспорт», 1968, № 3.
2. Ледли Р. С., Ластед Л. Б. Объективные основания диагноза. Кибернетический сборник. Изд-во иностранной литературы, 1961, № 2.
3. Головенкин В. П. «Автоматический контроль и методы электрических измерений» (труды VI конференции, т. 1). Изд-во «Наука», Сибирское отделение, 1966.
4. Тимошен Л. С. О построении оптимальных программ контроля работоспособности. «Автометрия». Изд-во «Наука», Сибирское отделение АН СССР, 1966, № 1.
5. Согомонян Е. С. «Автоматика и телемеханика», 1964, № 6.

УДК 629.113—585.862:62—19.001.5

Исследование надежности сальниковых уплотнительных соединений автомобиля

М. Н. БЕДНЯК, Е. Ю. БЕЛОКОБЫЛА

Киевский автомобильно-дорожный институт, Кременчугский автозавод

УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ устройства, предназначенные для герметизации соединений с вращательным движением элементов, широко используются в автомобилестроении.

Наиболее распространено применение в узлах и механизмах трансмиссии автомобилей резиноармированных самоподжимных сальников (уплотнения коробки передач, раздаточной коробки, карданных валов, ведущих мостов и др.). Практика эксплуатации автомобилей показала их существенное преимущество по сравнению с другими видами уплотнений.

Вместе с тем, исследование надежности автомобилей в условиях эксплуатации свидетельствует о недостаточной надежности уплотнительных соединений узлов и агрегатов автомобилей, что снижает эффективность их использования.

Исследованиями, проведенными Киевским автомобильно-дорожным институтом совместно с Кременчугским автозаводом, было установлено, что небольшое количество отказов агрегатов и узлов трансмиссии вызвано неисправностями уплотнений.

В большинстве случаев выходят из строя уплотнения карданных валов. Основной формой проявления отказов в работе является течь смазки через сальники.

Исследованиями было установлено, что течь смазки устраняется, как правило, заменой сальников. Это дает основание рассматривать сальник как невосстанавливаемый элемент, работающий до появления течи, т. е. до первого отказа. Следовательно, наработка на отказ является ресурсом этой детали. Распределение ресурса сальников рассматривалось как функция пробега автомобиля. При определении долговечности сальников уплотнение считалось вышедшим из строя при утечке смазки более 5,0 г/ч.

Долговечность уплотнения зависит от многих случайных факторов

$$l_{cp} = f(p, \gamma, f_m, L, v), \quad (1)$$

где l_{cp} — средняя долговечность сальника, выраженная в тыс. км пробега;

p — контактное давление;

γ — коэффициент, учитывающий влияние чистоты обработки вала на долговечность сальника;

f_m — коэффициент трения;

$L = \pi d n T$ — путь трения;

v — скорость перемещения;

n — число оборотов вала в минуту;

T — время;

d — диаметр вала.

Согласно закону больших чисел [1] при влиянии всего многообразия перечисленных факторов независимо друг от друга и в равной степени распределение срока службы сальников может описываться нормальным законом, при котором плотность равна

$$f(l) = \frac{C}{\sqrt{2\pi}\sigma} \int_0^l \exp \left[-\frac{(l_i - \bar{l})^2}{2\sigma^2} \right], \quad (2)$$

где C — постоянная усечения;

l_i — срок службы i -го сальника, выраженный в тыс. км пробега;

\bar{l} — среднее арифметическое значение срока службы сальника;

σ — среднее квадратичное отклонение срока службы сальника.

Однако доминирующее преобладание даже одного из факторов приводит к нарушению формирования нормального закона распределения ресурса уплотнений. А если учесть физико-химические свойства сопряженных элементов (сальник, вал), в которых также заложена случайная природа, становятся очевидными ограниченные возможности использования нормального закона распределения для описания ресурса уплотнений автомобилей. Поэтому для аппроксимации статистических данных по отказам уплотнений целесообразно использовать более общее распределение — функцию Вейбулла [2].

Плотность вероятности этого закона

$$f(l) = \frac{\alpha}{\beta} l^{\alpha-1} \exp \left(-\frac{l^\alpha}{\beta} \right), \quad (3)$$

где α и β — параметры распределения.

Достоинством функции Вейбулла является то, что она достаточно универсальна, и как частные случаи, включает в себя законы: показательный (при $\alpha=1$), Релея (при $\alpha=2$), приближенно-нормальный (при $\alpha=3,25$).

Использование закона Вейбулла позволяет аппроксимировать статистические данные в широких пределах (при изменении коэффициента вариации от 0 до 1,0).

Разработка мероприятий по дальнейшему повышению надежности и долговечности уплотнений автомобиля требует установления связи между отказами и причинами, вызвавшими отказ.

Детальный анализ материалов подконтрольной эксплуатации автомобилей показал, что течь смазки через уплотнения трансмиссии появляется в результате: повреждения уплотнения вследствие попадания под рабочую кромку механических частиц или продуктов износа рабочей пары; некачественной обработки рабочей поверхности сопряжения; некачественного материала сальников. Первая причина зависит прежде всего от условий эксплуатации, режимов работы узлов и агрегатов. Вторая и третья зависят в основном от уровня производства, качества изготовления и сборки элементов уплотнений.

В связи с этим на Кременчугском автозаводе был проведен эксперимент по выявлению влияния технологии изготовления фланцев карданных валов на надежность и долговечность сальниковых уплотнений.

Проведенный эксперимент подтвердил предположение, что основной причиной преждевременного выхода из строя сальников является твердость рабочей поверхности и чистота обработки шеек фланцев карданных валов.

Это послужило основанием замены технологических процессов изготовления фланцев. Обработка шлифованием и закалка т. в. ч. были сняты с технологического процесса. Вместо этого рабочая поверхность фланцев подвергалась накатке, что позволило снизить твердость поверхностного слоя фланца почти вдвое.

Технологический процесс этой операции заключается в предварительной промывке детали эмульсией и накатке поверхности ступицы на длине 38 мм на вертикально сверлильном станке 2А135 приспособлением для накатки.

Режим работы следующий: число оборотов $n=275$ об/мин; подача $s=0,96$ мм/об; количество проходов — один.

При этом шлицевые отверстия калибруются с целью зачистки заусениц на гидравлическом прессе П-415-А. Затем продувается шлицевое отверстие сжатым воздухом и деталь протирается.

Опытные образцы фланцев были установлены на 80 автомобилях КраЗ-256, работавших в карьерах.

Проведенные испытания опытных образцов фланцев и сальников в реальных условиях эксплуатации показали, что срок службы сальников увеличился почти в 3 раза. На рис. 1 при-

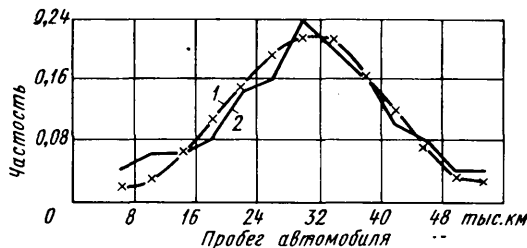


Рис. 1

ведены теоретическая 1 и экспериментальная 2 кривые распределения ресурса сальника опытных фланцев. Плотность распределения

$$f(l) = 1,4 \cdot 10^{-6} l^{1,3} \exp\left(-\frac{l^{2,3}}{1,64 \cdot 10^6}\right). \quad (4)$$

В ходе проведения эксперимента исследовано влияние изменения технологии изготовления фланцев карданных валов на износ фланцев в местах контакта с кромкой сальника на серийных и опытных образцах.

Результаты измерений износа шеек карданных валов автомобиля КраЗ-256 (рис. 2) свидетельствуют о незначительном

отличии износа опытных образцов (кривая 1) и серийных (кривая 2).

Средняя величина износа, отнесенная на 1 км пробега автомобиля, определялась по формуле

$$\Delta h_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta h_i l_i}{\sum_{i=1}^n l_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

где Δh_i — абсолютное значение износа i -го фланца;

l_i — пробег i -го автомобиля.

По результатам испытаний получены следующие средние значения износа шеек фланцев: для опытных образцов в интервале пробега 36—113 тыс. км Δh_{cp} составил 0,099 мм на

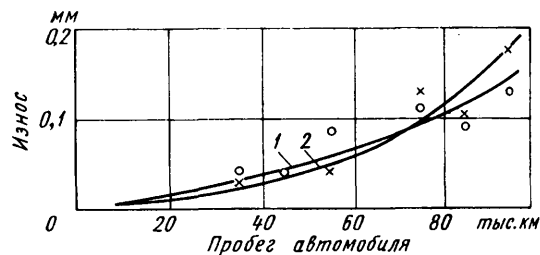


Рис. 2

1 км; для серийных фланцев в интервале пробега 53—113 тыс. км Δh_{cp} составил 0,12 мм на 1 км. При этом чистота поверхности шеек фланцев в местах контакта с кромкой сальника в этих интервалах пробега в среднем была 4-го класса для опытных образцов и 5-го класса для серийных фланцев.

Натяжение пружины сальника при пробеге 80—100 тыс. км составило в среднем 590 Г при среднеквадратичном отклонении 26 Г, что практически находится в пределах допустимой нормы.

Проведенное экспериментальное исследование в реальных условиях эксплуатации показало, что новая технология обработки шеек карданных валов значительно повысила надежность и долговечность уплотнительных соединений трансмиссии автомобиля КраЗ-256. Принятая технология обработки фланцев позволила существенно снизить себестоимость изготовления этих деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вентцель Е. С. Курс теории вероятностей. М., Изд-во «Физико-математическая литература», 1969.
2. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов. М., изд-во «Машиностроение», 1964.

УДК 629.113.012.558

Автоматические дозаторы и регуляторы давления сжатого воздуха

С. И. ФИШГАЛ

Киевский завод «Стройдормаш»

КИЕВСКИМ заводом гаражного оборудования и институтом ГОСАВТОДОРНИИ разработаны устройства [1] для наполнения сжатым воздухом сосудов (в частности колесных шин) и поддержания в них заданной величины давления. Известные аналогичные устройства в настоящее время не нашли распространения из-за их громоздкости, сложности, низкой производительности, необходимости в постороннем источнике питания автоматической системы и пр.

Перечисленные недостатки устранены в устройствах, которые выполнены двух типов: портативное, с небольшим диапазоном регулирования, и переносное, с большим диапазоном регулирования и с обеспечением возможности одновременного

наполнения спаренных автомобильных шин (это важно для уменьшения их износа).

Эти устройства используют для выполнения следующих операций:

- операция I — дозирование;
- операция II — автоматическое регулирование давления в сосуде независимо от расхода из него рабочей среды;
- операция III — уменьшение избыточного давления в шине до заданной величины;
- операция IV — измерение давления в шине при отсутствии более подходящих устройств.

Для выполнения операции I в портативном устройстве (рис. 1) вращением регулировочной гайки 1 с круговой шкалой давления, отсчитываемого относительно начальной метки на отсчетном кольце 2, устанавливают заданную величину давления (диапазон регулирования — в пределах одного оборота гайки). Наконечник устройства надевают на вентиль шины. При этом упор 3 утапливает золотник ее вентиль, вследствие чего полость шины сообщается с каналом ствола 4. Нажимая далее на рычаг 5, перемещают гильзу 6 по стволу и открывают пусковой клапан 7. Гильза при перемещении сжимает торцы ре-

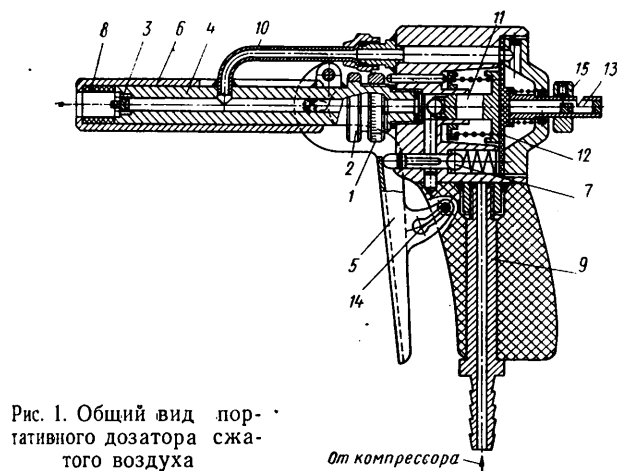


Рис. 1. Общий вид портативного дозатора сжатого воздуха

зиновой втулки 8, которая, деформируясь, плотно обжимает вентиль шины.

Сжатый воздух из магистрали через штуцер 9, пусковой клапан и ствол поступает в шину и по трубке 10 в полость регулятора. При достижении в шине и в полости регулятора заданного давления клапан 11 закрывается, прекращая подачу воздуха в шину. При этом мембрана 12 отходит от стержня клапана 13 сигнализатора и воздух, проходя через последний в атмосферу, вызывает свист, свидетельствующий об окончании наполнения. Если после этого устройство не отключить, то через некоторое время давление в шине упадет не более чем на 0,05 ат, клапан 11 опять откроется, а клапан 13 закроется, свист прекратится, и процесс наполнения начнется снова и т. д.

Чтобы снять устройство с вентилья шины, нажимают на фиксатор 14, затем освобождают рычаг 5, пусковой клапан 7 и резиновую втулку 8.

Для выполнения операции II клапан 13 освобождают от ограничителя 15 и подключают устройство к воздушной магистрали.

Для осуществления операции III устанавливают величину необходимого давления, надевают устройство на шину и выпускают воздух до прекращения свиста.

Для выполнения операции IV по шкале устанавливают максимальную величину давления, надевают устройство на вентиль шины и вращают гайку 1 до появления свиста. При этом показания на шкале устройства соответствуют величине давления воздуха в шине.

В переносном устройстве (рис. 2) для выполнения операции I вращением регулировочной гайки, к которой прикреплен лимб с круговой шкалой цены деления 0,1 ат, устанавливают заданную величину давления (диапазон регулирования — в пределах шкалы 1 давления, выполненной в виде линейного нониуса с ценой деления 1 ат). Если необходимо наполнить одновременно две спаренные шины, вентиль открывают. Наконечник 2 надевают на шину так, чтобы упор 3 утопил золотник ее вентиль. Затем поворотом ручки 4 с эксцентриком 5 фиксируют наконечник на шине. Процесс наполнения происходит так же, как и в предыдущем случае. Чтобы снять наконечник с вентилья шины, освобождают эксцентрик 5.

Остальные операции выполняют описанным образом.

Проектирование устройств только для выполне-

ния операции I с достаточной точностью выполняется простыми статическими методами. Если устройство должно работать в качестве автоматического регулятора давления (операция II), то необходимые параметры определяют по показателям переходного процесса.

При статическом расчете определяют время наполнения сосуда до заданной величины давления, продолжительность звукового сигнала при заданном минимальном падении давления, расход сжатого воздуха для сигнализации и другие параметры.

Уравнение первого начала термодинамики при наполнении сосуда (сжатый воздух через сигнализатор не проходит) при условии пренебрежения растяжением шины имеет вид

$$\frac{dp}{p} = k \frac{p_0 dG_n}{p V \gamma_0} + (k-1) \alpha F \left(\frac{T}{pV} - \frac{1}{GR} \right) dt, \quad (1)$$

где p — текущее давление газа в сосуде;

k — показатель адиабаты;

p_0 — давление в подводящей магистрали;

dG_n — элементарное количество сжатого воздуха, поступившее в сосуд за бесконечно малый промежуток времени dt ;

V — текущий объем;

γ_0 — плотность газа в подводящей магистрали;

G — текущая масса газа в сосуде;

α — коэффициент теплообмена между газом в сосуде и внутренней поверхностью последнего;

F и T — площадь и температура внутренней поверхности сосуда;

R — характеристическая газовая постоянная.

При работе сигнализатора (приток сжатого воздуха в сосуд отсутствует) уравнение первого начала термодинамики имеет вид

$$\frac{dp}{p} = -k \frac{dG_u}{G} + (k-1) \alpha F \left(\frac{T}{pV} - \frac{1}{GR} \right) dt, \quad (2)$$

где dG_u — элементарное количество газа, ушедшее из сосуда через сигнализатор за бесконечно малый промежуток времени dt .

Приведенные уравнения составлены для идеального газа при отсутствии теплообмена в подводящих рукавах и аппаратуре.

Так как приток тепла от сжатого воздуха и потеря этого тепла в окружающую среду не успевают во времени за соответствующими изменениями температуры сжатого воздуха, принимаем $T = \text{const}$.

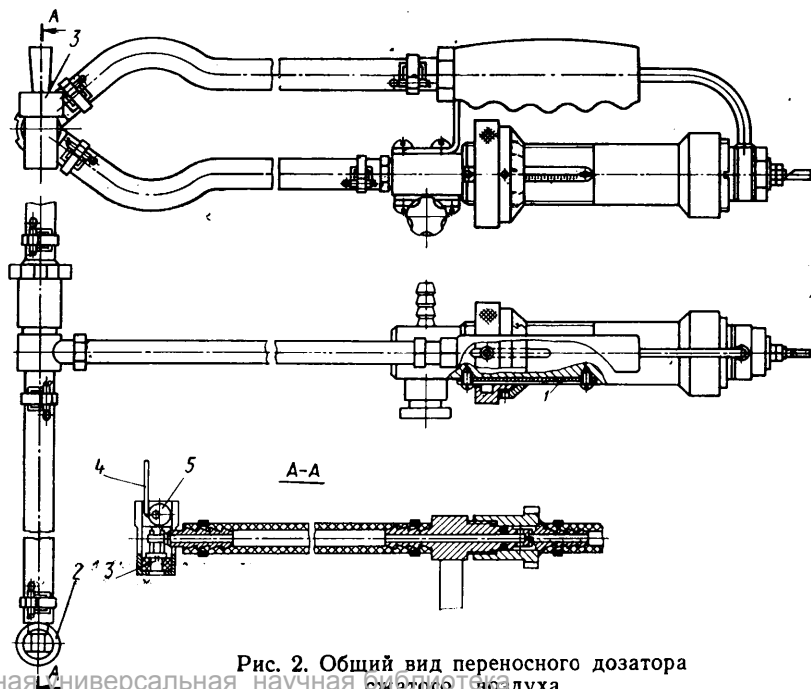


Рис. 2. Общий вид переносного дозатора сжатого воздуха

Уравнение весового расхода сжатого воздуха, приведенное в работе [2], для случая наполнения сосуда будет иметь вид

$$dG_n = \mu f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \gamma \left[\left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} dt, \quad (3)$$

где μ — коэффициент расхода;
 f — площадь проходного сечения;
 γ — текущая плотность сжатого газа в сосуде.

Так как падение давления в шине при работе сигнализатора не должно превышать 0,05 ат (в соответствии с нормами давления), то принимаем $p = \text{const}$. Тогда уравнение весового расхода газа через сигнализатор примет вид

$$dG_n = \mu f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_a \gamma_a \left[\left(\frac{p}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} dt, \quad (4)$$

где p_a — атмосферное давление;
 γ_a — плотность воздуха при атмосферном давлении.

Решение уравнений (1)–(4) дает значения интересующих переменных.

Решение системы из уравнений (2) и (4) при $dp = \Delta p = 0,05$ ат позволяет определить время работы сигнализатора $dt = \Delta t$ и потерю $dG_n = \Delta G_n$ сжатого воздуха в окружающую среду. При этом все остальные величины считают постоянными и определяют из заданных (конечных) условий задачи либо из известных соотношений. Величины α и μ определяют практически. Погрешность, допущенная при замене Δp его приращением Δp , не ощущается из-за небольшой величины последнего.

Для решения системы уравнений (1)–(3) в обеих частях последних переменные величины заменяют средними их значениями на участке между i и $i-1$ (где $i=0, 1, 2, \dots$ — порядковый номер состояния сжатого воздуха в сосуде), дифференциалы dp , dG_n и dt — приращениями Δp_i , ΔG_{ni} и Δt_i . Затем время наполнения разбивают на ряд промежутков Δt и по приращениям Δt_i определяют p_i и G_{ni} .

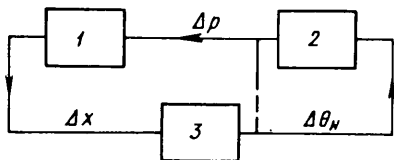


Рис. 3. Структурная схема автоматического регулятора давления сжатого воздуха:

1 — мембранный регулятор давления;
 2 — сосуд; 3 — запорный клапан

Рассмотрим далее процесс автоматического регулирования заданной величины давления в каком-либо сосуде независимо от расхода из него рабочей среды (операция II). Как следует из рис. 3, устройство при этом является регулятором прямого действия (сигнализатор отключен), описываемым известным [3] дифференциальным уравнением третьего порядка.

Рассматривая исходные уравнения расхода и динамического равновесия регулятора, нетрудно определить критерии подобия процессов регулирования:

$$\psi = \frac{\frac{k}{m} + RT \frac{F_\partial}{V}}{\sqrt[3]{\frac{RT}{mV} (F_\partial Z - QS)}}, \quad (5)$$

$$\omega = \frac{\frac{Z}{m} + RT \frac{F_\partial K}{mV}}{\sqrt[3]{\frac{RT}{mV} (F_\partial Z - \theta S)}}, \quad (6)$$

где ψ и ω — безразмерные коэффициенты соответственно, но при второй и первой производной ре-

гулируемого параметра $\lambda = \frac{\Delta p}{p_{co}}$ по без-

размерному времени $\tau = \frac{t}{q}$;

p_{co} — давление в сосуде при равновесном режиме;

q — масштаб времени;

K — коэффициент пропорциональности сил сопротивления;

m — приведенная масса движущихся деталей (для пружины берется $1/3$ ее массы);

Z — жесткость регулировочной пружины;

S — приведенная рабочая площадь диафраг-

мы; $\theta = \frac{dQ_n}{d'x}$;

$F_\partial = \frac{dQ_p}{dp} - \frac{dQ_n}{dp}$ — коэффициент самовыравнивания со-

суда в работе;

Q_p — расход потребляемого из сосуда газа;

Q_n — расход нагнетаемого в сосуд газа.

Жесткость

$$Z = \frac{dE}{dx},$$

где E — усилие регулировочной пружины (воздействием пружины сигнализатора пренебрегаем);

x — перемещение запорного элемента клапана регулятора.

Приведенная рабочая площадь диафрагмы

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 + Dd + d^2 - 3d_{ш}^2),$$

где D , d и $d_{ш}$ — диаметры соответственно диафрагмы, опорной тарелки и штока запорного клапана.

Для обеспечения устойчивости работы регулятора при его проектировании величины ψ и ω выбирают равными критериям подобия одной из известных [3] хорошо работающих систем третьего порядка. Известными из условий задачи являются также и величины V , F_∂ , T , θ . Величина K оценивается на основании известных экспериментальных данных сопротивления перемещению плунжеров пневматической системы.

Таким образом, при проектировании новой системы в выражениях (5) и (6) неизвестными являются величины m , Z и S , которые подбирают, исходя из конструктивных соображений и из условий превращения этих выражений в тождества. Устойчивость режимов работы проектируемого регулятора при этом будет аналогична устойчивости принятого известного регулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малкин Ю. И., Файн Л. С., Фишгал С. И. «Бюллетень изобретений и товарных знаков» (авторское свидетельство № 164533), 1964, № 15.

2. Холзунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов. Изд-во «Машиностроение», 1964.

3. Крутов В. И. Анализ работы систем автоматического регулирования. Машгиз, 1961.

Определение инерционных сил и вертикальных реакций дороги, действующих на мосты автомобиля

Канд. техн. наук Б. М. ШОЙХЕТ, В. Л. КОГАН

ПРОМТРАНСНИИПРОЕКТ

КОЛЕБАНИЯ мостов в вертикальной плоскости при движении автомобиля приводят к появлению значительных по величине инерционных сил, соизмеримых во многих случаях с упругими силами рессор. Поэтому при определении вертикальных сил, действующих между колесом и дорогой, а также при определении поперечных сил и изгибающих моментов, нагружающих балку моста, пренебрежение инерционными силами может привести к существенным погрешностям.

Методы определения вертикальной реакции, действующей на колесо автомобиля, использованные в работах [1 и 2], основаны на измерении сил, передаваемых через рессору, или изгибающего момента на балке моста рядом с рессорой в сечении, разгруженном от изгибающего момента продольных сил. Такими измерениями не охватываются силы инерции колеса и части моста, расположенной между датчиком и колесом. Методика измерений с учетом инерционных сил от неподрессоренных масс при определении вертикальной реакции на колесо предложена в статье [3]. Однако ряд технических трудностей препятствует применению этой методики, особенно при испытании автомобилей большой грузоподъемности.

В предлагаемом методе устраняются эти трудности и представляется возможность определить величину силы между колесом и дорогой отдельно от колебаний поддрессорных и неподрессорных масс, а также поперечных сил и изгибающих моментов в любом сечении моста.

Обозначим через Δx расстояние между двумя достаточно близкими поперечными сечениями моста автомобиля, показанного на рис. 1. Считая погонную массу и вертикальное ускорение для отрезка Δx постоянными, получим для элементарной силы инерции выражение $mj\Delta x$. Равнодействующая всех элементарных сил инерции, распределенных вдоль балки, определится интегралом:

$$J = \int_0^l m(x) j(x) dx. \quad (1)$$

Так как обе подынтегральные функции удовлетворяют условиям теоремы о среднем значении — функция $m(x)$ интегрируема и не меняет знака, а функция $j(x)$ непрерывна на отрезке $[0, l]$, то

$$\int_0^l m(x) j(x) dx = j(\zeta) \int_0^l m(x) dx, \quad (2)$$

где ζ — некоторая точка на отрезке $[0, l]$.

Зависимость $j(x)$ линейна ввиду малой величины угла поворота моста при поперечных колебаниях. В этом частном случае величина ζ приобретает ясный геометрический смысл: это абсцисса центра тяжести эпюры распределенных масс вдоль моста

$$\zeta = \frac{\int_0^l x m(x) dx}{\int_0^l m(x) dx}. \quad (3)$$

Действительно, при $j(x) = ax + b$ с учетом выражения (3) имеем

$$\begin{aligned} \int_0^l m(x) j(x) dx &= \int_0^l m(x) \cdot (ax + b) dx = a \int_0^l x m(x) dx + \\ &+ b \int_0^l m(x) dx = a \zeta \int_0^l m(x) dx + b \int_0^l m(x) dx = \\ &= j(\zeta) \int_0^l m(x) dx^*. \end{aligned}$$

Таким образом, для нахождения силы инерции J необходимо массу моста с учетом частично неподдрессоренных масс (упругих элементов подвески, карданных валов и пр.) умножить на ускорение центра тяжести неподдрессоренных масс.

Ускорение центра тяжести неподдрессоренных масс находится при $x = \zeta$ по уравнению:

$$j(x) = \frac{j_d - j_c}{d - c} x + \frac{dj_c - cj_d}{d - c}, \quad (4)$$

где j_c и j_d — измеренные ускорения моста в сечениях с абсциссами c и d соответственно (точки 1 на рис. 1).

Точка приложения равнодействующей вертикальных сил инерции моста определяется абсциссой эпюры $m(x)j(x)$ (рис. 1) по формуле, аналогичной формуле (2). После несложных преобразований это соотношение принимает следующий вид:

$$\eta = \frac{\int_0^l x m(x) j(x) dx}{\int_0^l m(x) j(x) dx} = \frac{j_d(A - \zeta c) + j_c(\zeta d - A)}{j(\zeta)(d - c)}, \quad (5)$$

где

$$A = \frac{\int_0^l x^2 m(x) dx}{\int_0^l m(x) dx}. \quad (6)$$

Составив сумму моментов всех сил относительно точек приложения опорных реакций, получаем формулы:

$$R_1 = \frac{P_2(t - k) + G(l - \zeta - k) + J(l - \eta - k) + P_1(l - t - k)}{l - 2k}; \quad (7)$$

$$R_2 = \frac{P_1(t - k) + G(\zeta - k) + J(\eta - k) + P_2(l - t - k)}{l - 2k},$$

где R_1 и R_2 — нормальные силы взаимодействия между колесами и дорогой;

P_1 и P_2 — силы, действующие на мост со стороны поддрессоренных масс;

G — вес моста автомобиля;

k, l, t — линейные размеры, определяющие расположение точек приложения сил вдоль моста (рис. 1).

После подстановки в формулы (7) выражений (1) — (5) получаем удобные для расчетов линейные зависимости с постоянными коэффициентами для определения R_1 и R_2 через измеренные в ходе эксперимента случайные величины P_1, P_2, j_c и j_d :

$$R_1 = k_1 P_1 + k_2 P_2 + k_3 j_c + k_4 j_d + k_5;$$

$$R_2 = k_2 P_1 + k_1 P_2 + k_4 j_c + k_3 j_d + k_6,$$

* На этот результат, являющийся частным случаем теоремы о среднем, впервые указал А. Н. Верещагин.

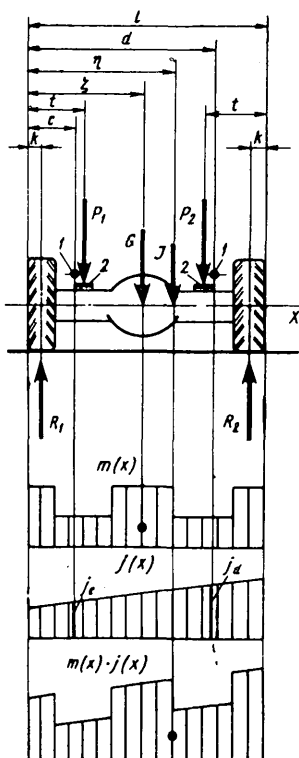


Рис. 1. Схема сил, действующих на мост, и эпюры распределенных величин при определении вертикальных реакций

где

$$k_1 = \frac{l-t-k}{l-2k}; \quad k_2 = \frac{t-k}{l-2k};$$

$$k_3 = \frac{G}{(l-2k)(d-c)g} [(l-k)(d-\zeta) - \zeta d + A];$$

$$k_4 = \frac{G}{(l-2k)(d-c)g} [(l-k)(\zeta-c) - A + \zeta c];$$

$$k_5 = G \frac{(l-\zeta-k)}{l-2k}; \quad k_6 = G \frac{(\zeta-k)}{(l-2k)};$$

$$g=9,81 \text{ м/сек}^2.$$

Из этих формул видно, что для определения вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля необходимо одновременно измерять вертикальные ускорения каких-либо двух точек моста и силы, действующие на мост от поддресоренных масс через упругие элементы 2 подвески. Величины ζ и A зависят только от вида эпюры распределенных масс вдоль моста автомобиля, которую нетрудно построить по рабочим чертежам входящих в него деталей.

По этим же данным в случае необходимости (например, для проведения прочностных расчетов) может быть построена вертикальная эпюра поперечных сил и изгибающих моментов в поперечных сечениях вдоль моста автомобиля. Здесь уже недостаточно нахождения равнодействующей сил инерции, возникающих при колебании моста, и эпюра инерционных сил строится умножением ординат эпюр распределенных масс и ускорений в каждом поперечном сечении вдоль моста [формула (1)]. Эпюра моментов получается интегрированием эпюры поперечных сил. Аналогичными измерениями горизонтальных ускорений и сил, действующих на мост автомобиля, могут быть получены данные для построения эпюр продольных сил и моментов.

Изложенная методика в сочетании с применением ЭЦВМ при обработке материалов испытаний использована для исследования нагрузочных режимов совместной работы карьерных автомобилей-самосвалов с дорожными и мостовыми конструкциями.

Для измерения вертикальных сил, действующих от поддресоренных масс, использовались тарированные верхние пальцы цилиндров пневмогидроподвески, а датчиками вертикальных ускорений мостов служили акселерометры типа АЭ. Запись велась с помощью осциллографа К 12-22.

На рис. 2 показаны эпюры распределенных масс $m(x)$, вертикальных ускорений $j(x)$ в некоторый момент времени, поперечных сил $Q(x)$ и изгибающих моментов $M(x)$ вдоль заднего моста самосвала БелАЗ-540. При этом линейные размеры в обозначениях, показанных на рис. 1, следующие: $l=3480 \text{ мм}$, $k=540 \text{ мм}$, $t=1265 \text{ мм}$, $c=1225 \text{ мм}$, $d=2255 \text{ мм}$. Измеренные величины: $P_1=14\,000 \text{ кг}$; $P_2=15\,000 \text{ кг}$, $j_c=7,0 \text{ м/сек}^2$, $j_d=8,0 \text{ м/сек}^2$. Зависящие только от вида эпюры распределенных масс величины составляли: $\zeta=1,74 \text{ м}$, $A=4,25 \text{ м}^2$. Характерные для рассматриваемого момента времени величины: $\eta=1,90 \text{ м}$, $R_1=18\,190 \text{ кг}$, $R_2=19\,050 \text{ кг}$. Непрерывная регистрация вертикальных ускорений моста и сил, действующих на мост со стороны поддресоренных масс, позволяет получить распределение случайных значений вертикальных составляющих

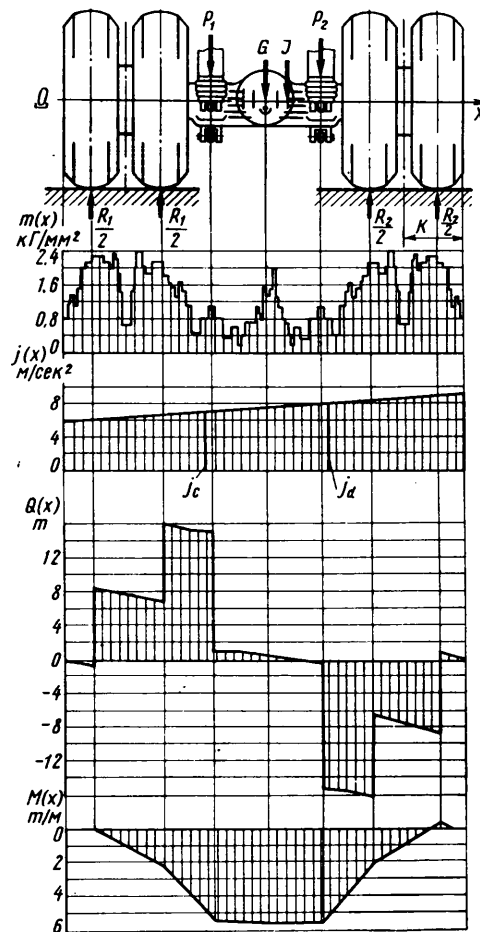


Рис. 2. Измерение сил взаимодействия колеса и дороги, поперечных сил и изгибающих моментов вдоль заднего моста автомобиля БелАЗ-540

сил взаимодействия колес автомобиля с дорогой при различной ровности покрытия и различных скоростях движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шелухин А. С. Сопротивление качению автомобильных шин по твердой опорной поверхности. Труды НАМИ. Вып. 54. 1962.
2. Казей И. И., Польевко В. П. Некоторые особенности динамического воздействия одиночных автомобилей на мосты. Труды ЦНИИС. Вып. 74. 1969.
3. Кольцов В. И., Ковицкий В. И. «Известия вузов. Машиностроение». 1968, № 8.

Исследование конструктивной схемы «мягкого» узла автомобильной рамы при кручении

Канд. техн. наук М. Н. ЗАКС, В. Н. БЕЛОКУРОВ

Мытищинский машиностроительный завод, завод-вуз при Московском автозаводе им. Лихачева

ОТ ПЕРЕКОСА автомобиля в эксплуатационных условиях закручивается автомобильная рама и ее элементы, в которых возникают нормальные напряжения стесненного кручения. Наибольшие по величине напряжения, как правило, образуются на границе узлов рамы (места соединения ее элементов). Жесткость на кручение стержней открытого профиля, из которых состоит большая часть элементов автомобильной рамы, в значительной степени определяется влиянием узла и прилегающих к нему элементов рамы на запрещение деформации концевых сечений стержня. В автомобильных рамах распространенных конструкций при кручении узлы обладают небольшой возможностью деформации, вследствие чего происходит запрещение деформации концевых сечений стержня. Это приводит к многократному повышению жесткости стержня на кручение по сравнению с его жесткостью при чистом кручении. В таких рамах на границах узлов возникают значительные напряжения стесненного кручения [1].

В целях снижения жесткости узла при кручении предлагались различные конструктивные решения. В частности, предложено [2] для поперечины швеллерного профиля в узле подрезать полки и приваривать к стенке лонжерона только стенку поперечины (рис. 1).

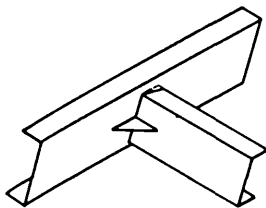


Рис. 1. Узел с подрезанными полками поперечины

Для усиления соединения в плоскости рамы между стенками поперечины и лонжерона приваривается дополнительно ребро. В результате концевое сечение поперечины имеет тавровый профиль, который, как известно, легко закручивается и мало деформируется. Подрезанные полки поперечины могут свободно деформироваться, и при кручении в них не возникают заметные нормальные напряжения стесненного кручения. Такое соединение мало препятствует

и деформации лонжерона. Недостатком его является резкое изменение сечения поперечины, что неблагоприятно сказывается на усталостной прочности. Недостаточна также прочность этого соединения в плоскости рамы, так как дополнительное ребро вызывает большие местные напряжения в стенках лонжерона и поперечины от усилий в плоскости рамы. Вследствие указанных недостатков данная конструкция узла не применяется в автомобильных рамах.

Рассмотренная конструкция узла рамы строилась по принципу уменьшения кинематических связей между поперечиной и лонжероном, однако для снижения жесткости узла при кручении возможен и другой принцип построения его конструктивной схемы.

Проанализируем влияние кинематической схемы узла на его жесткость и напряженное состояние лонжерона и поперечины в районе узла. Согласно работе [3] в узле, образованном стержнями открытого профиля, полки которого расположены горизонтально, а стенки вертикально, имеется равенство мер деформации лонжерона χ_L и поперечины χ_n :

$$\chi_L = \chi_n. \quad (1)$$

Это равенство выведено из условия неразрывности перемещений концевых сечений поперечины и участка лонжерона в узле с учетом недеформируемости контура лонжерона и поперечины.

Рассмотрим Т-образный элемент рамы, продольный стержень которого нагружен крутящим моментом M_{np} , а поперечный — M_{non} . Стержни имеют открытый профиль. Поперечный стержень присоединен к середине продольного (рис. 2). Все свободные концы стержней примем защемленными против де-

формации ($\kappa=0$). Мету деформации узла обозначим $\chi_{уз} = \chi_L = \chi_n$. Осуществим расчет Т-образного элемента, приняв длины l всех участков и геометрические характеристики сечения стержней I_ω и I_{kp} одинаковыми. Влиянием размеров узла пренебрежем.

Запишем уравнение бимоментов в узле для продольного и поперечного стержней

$$B_{24} = \frac{EJ_\omega}{l} e \chi_{уз} + gIM_{non};$$

$$B_{21} = B_{23} = \frac{EJ_\omega}{l} e \chi_{уз} + gIM_{np}.$$

В этих уравнениях e и g — коэффициенты, зависящие только от величины изгибно-крутильной характеристики стержня [3] (в данном случае эта характеристика одинакова по величине для всех участков стержней).

Из уравнения равновесия бимоментов в узле

$$B_{21} + B_{23} + B_{24} = 0$$

определим величину меры деформации узла

$$\chi_{уз} = \frac{-gI^2(2M_{np} + M_{non})}{3EI_\omega e}.$$

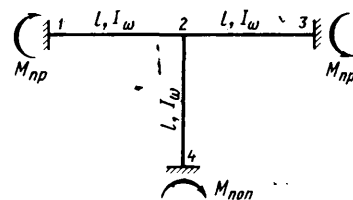


Рис. 2. Расчетная схема узла рамы (1—4 — номера узлов)

Если принять, что M_{np} и M_{non} равны по величине и противоположны по знаку (как показано на схеме рис. 2), то

$$\chi_{уз} = -\frac{gI^2 M_{np}}{3EI_\omega e}; \quad B_{24} = -\frac{4}{3} gIM_{np}; \quad B_{21} = \frac{2}{3} gIM_{np}.$$

Если поменять знак момента M_{non} на обратный, т. е. $M_{non} = M_{np}$, тогда

$$\chi_{уз} = -\frac{gI^2 M_{np}}{EI_\omega e}; \quad B_{24} = 0; \quad B_{21} = 0.$$

В последнем случае в 3 раза увеличилась величина $\chi_{уз}$, продольный и поперечный стержни не мешают друг другу деформироваться, т. е. получился «мягкий» узел.

Таким образом, при разных схемах нагружения один и тот же узел может быть «жестким» и «мягким».

Проведенный анализ подтвержден экспериментально.

Исследовался образец, состоящий из продольного стержня и приваренного к нему поперечного стержня (рис. 3). Стержни имели гнутый профиль швеллерного типа. Высота сечения продольного стержня составляла 120 мм, ширина полки — 55 мм, толщина листа — 5 мм. Высота сечения поперечного стержня достигала 100 мм, ширина полки — 70 мм, толщина листа — 5 мм. Поперечный стержень был приварен к середине продольного,

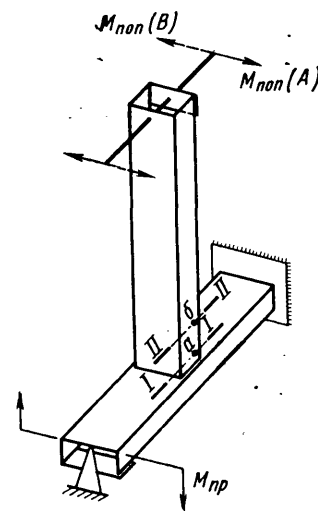


Рис. 3. Сварной образец узла рамы

перпендикулярно к его стенке. Свободные от закреплений части продольного стержня — 430 мм, а поперечного — 700 мм.

Крутящие моменты прикладывались к обоим стержням. Величина крутящего момента, приложенного к продольному, равнялась 22,5 кгм. Направление этого момента во время исследования оставалось неизменным. Величина крутящего момента, приложенного к поперечному стержню, составляла 16,2 кгм. Направление $M_{\text{поп}}$ в одном случае (вариант А) совпадало с направлением $M_{\text{пр}}$, а в другом случае (вариант Б) было противоположным ему (знак момента определялся его направлением, если смотреть с конца стержня, к которому был приложен крутящий момент).

Таблица 1

Показатели	Варианты нагружения	
	А	Б
$\varphi_{\text{пр}}$ в град . . .	0,25	0,25
$\varphi_{\text{поп}}$ в град . . .	2,24	0,47
Напряжения $\sigma_{\omega} \pm \sigma_{\text{из}}$ в кг/см ² (рис. 3):		
в точке а . . .	-180 ± 680	730 ± 175
в точке б . . .	-220 ± 30	460 ± 70

Измерялись углы закручивания $\varphi_{\text{пр}}$ и $\varphi_{\text{поп}}$ обеих стержней и напряжения в сечениях поперечного стержня вблизи узла. Сечение I—I было расположено на расстоянии 12 мм от стенки продольного стержня, а расстояние между сечениями I—I и II—II равнялось 60 мм.

Результаты эксперимента приведены в таблице 1.

Для напряжений в характерных точках сечения а или б (рис. 3), расположенных у края полки, выбраны средние значения по обоим полкам.

Поскольку в зоне узла, кроме нормальных напряжений от стесненного кручения, имеются еще напряжения от местного изгиба полок, то в точках а и б измерялись напряжения как на наружном волокне полки σ_i , так и на внутреннем σ'_i . Это позволило определить бимоментные напряжения, а также напряжения местного изгиба полки:

$$\sigma_{\omega i} = 0,5 (\sigma_i + \sigma'_i) \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{из} i} = 0,5 (\sigma_i - \sigma'_i).$$

Отсюда

$$\sigma_{i i'} = \sigma_{\omega i} \pm \sigma_{\text{из} i}. \quad (2)$$

В таком виде и были записаны в табл. 1 значения напряжений в точках а и б.

При однозначном направлении моментов $M_{\text{пр}}$ и $M_{\text{поп}}$ (вариант А) угол закручивания поперечного стержня увеличивается в 4,8 раза по сравнению с закручиванием этого же стержня при приложении моментов с разными знаками (вариант Б). Во время эксперимента образец нагружался также только одним $M_{\text{поп}}$. В этом случае $\varphi_{\text{поп}} = 0,87^\circ$, что в 2,57 раза меньше, чем при закручивании образца однозначными моментами $M_{\text{пр}}$ и $M_{\text{поп}}$ (вариант А).

Нормальные напряжения стесненного кручения σ_{ω} в сечении поперечного стержня около узла (точка а) при однозначном направлении крутящих моментов получились по величине примерно в 4 раза меньше, чем при приложении крутящих моментов с разными знаками. Величина напряжений местного изгиба $\sigma_{\text{из}}$ в этом сечении в варианте А получилась значительно больше, чем в варианте Б.

Величина $\sigma_{\text{из}}$ в варианте А около узла в несколько раз выше, чем величина σ_{ω} , но быстро уменьшается при удалении от узла и в точке б, находящейся на расстоянии от узла, примерно равном ширине полки стержня, становится незначительной.

В варианте Б, наоборот, величина σ_{ω} выше величины $\sigma_{\text{из}}$.

Все эти данные показывают [4], что при однозначных $M_{\text{поп}}$ и $M_{\text{пр}}$ (вариант А) получается большая деформация узла — «мягкий» узел, продольная и поперечная балки не мешают друг другу деформироваться.

В случае, когда $M_{\text{поп}}$ и $M_{\text{пр}}$ имеют разные знаки (вариант Б), получается малая величина деформации узла — «жесткий» узел, продольная и поперечная балки взаимно мешают друг другу деформироваться.

В автомобильных рамах, состоящих из продольных и поперечных балок, при закручивании крутящие моменты на лонжероне и поперечинах имеют разные знаки [1], вследствие чего получаются «жесткие» узлы с малой величиной деформации.

Поскольку направление крутящих моментов задано, то для создания «мягкого» узла необходимо изменить кинематическую связь в узле таким образом, чтобы изменилась зависимость между мерами деформации лонжерона χ_L и поперечины χ_P .

Рассмотрим узел, образованный лонжероном швеллерного сечения и П-образной поперечиной, где полки поперечины перпендикулярны продольной оси лонжерона (рис. 4). Поперечина присоединена к стенке лонжерона.

По сравнению с обычной конструкцией автомобильной рамы, где полки лонжерона и поперечины лежат в горизонтальной плоскости, в рассматриваемой конструкции узла полки лонжерона и поперечины расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Как и в работе [3], отнесем сечения лонжерона и поперечины к прямоугольной левовинтовой системе координат $Oxyz$, причем ось z направим вдоль рассматриваемой балки.

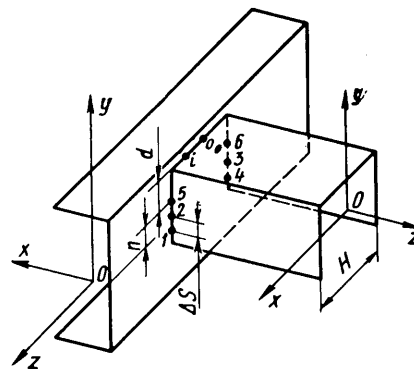


Рис. 4. Узел рамы с измененным взаимным расположением полок лонжерона и поперечины

Продольные перемещения точек сечения поперечины открытого профиля u_n определяются в общем случае четырехчленной формулой В. З. Власова [5]:

$$u_n = v_n(z) - \xi'(z) x_n - \eta'_n(z) y_n + \chi_n \omega_n, \quad (3)$$

где x и y — декартовы координаты рассматриваемой точки сечения;

ω — ее секторальная координата;

$v(z)$ — продольные перемещения точки сечения, служащей началом отсчета секторальной координаты;

$\xi(z)$ и $\eta(z)$ — проекции перемещения центра изгиба сечения на оси координат Ox и Oy .

Поперечные перемещения стенки лонжерона (вдоль оси Ox) определяются по формуле [5]

$$w_L = \xi_L(z) - \varphi_L(z) r_L, \quad (4)$$

где $\varphi(z)$ — угол поворота рассматриваемого сечения относительно центра изгиба;

r — расстояние по вертикали от центра изгиба сечения до рассматриваемой точки.

Условие неразрывности перемещений точек концевой сечения поперечины и стенки лонжерона определяется равенством

$$u_n = -w_L. \quad (5)$$

Рассмотрим в концевом сечении поперечины на левой полке две близлежащие точки 1 и 2, расстояние между которыми равно ΔS .

Запишем для этих точек условие неразрывности перемещений в развернутом виде, учитывая, что величины v , ξ , ξ' , η , φ и χ постоянны для всего рассматриваемого сечения: для точки 1

$$v_n - \xi'_n x_{n1} - \eta'_n y_{n1} + \chi_n \omega_{n1} = -\xi_{L1} + \varphi_{L1} r_{L1}, \quad (6)$$

для точки 2

$$v_n - \xi'_n x_{n2} - \eta'_n y_{n2} + \chi_n \omega_{n2} = -\xi_{L2} + \varphi_{L2} r_{L2}. \quad (7)$$

Из равенства (7) вычтем равенство (6), принимая во внимание, что для полки поперечины $x_{n1}=x_{n2}$; $y_{n2}-y_{n1}=\Delta S$;

$$r_{n2}-r_{n1}=\Delta S; \varphi_{n1}=\varphi_{n2}; \xi_{n1}=\xi_{n2}; \omega_{n2}-\omega_{n1}=0,5H\Delta S$$

(H — расстояние между полками поперечины). Полученный результат сократим на ΔS . Тогда

$$-\eta'_n + 0,5H\chi_n = \varphi_{n1}. \quad (8)$$

Аналогичную зависимость можно вывести для точек 3 и 4 правой полки:

$$-\eta'_n - 0,5H\chi_n = \varphi_{n4}. \quad (9)$$

Из равенства (8) вычтем равенство (9) и получим

$$\chi_n H = \varphi_{n1} - \varphi_{n4}.$$

Вследствие недеформируемости контура поперечины деформация лонжерона в узле принимается постоянной. Отсюда

$$\frac{\varphi_{n1} - \varphi_{n4}}{H} = \varphi'_n = -\chi_n.$$

Тогда получим следующую новую зависимость между деформацией лонжерона и поперечины в узле:

$$\chi_n = -\chi_n. \quad (10)$$

Определим влияние асимметричного расположения поперечины на кинематические зависимости в узле.

Возьмем точки 5 и 6 на полках поперечины с секториальной координатой $\omega_n=0$ и запишем для них условие неразрывности перемещений:

$$\eta_n - \xi'_n x_{n5} - \eta'_n y_{n5} = -\xi_{n5} + \varphi_{n5} r_{n5};$$

для точки 6

$$\eta_n - \xi'_n x_{n6} - \eta'_n y_{n6} = -\xi_{n6} + \varphi_{n6} r_{n6}.$$

Из первого равенства вычтем второе и, учитывая, что

$$x_{n5} - x_{n6} = H; y_{n5} = y_{n6}; \frac{\varphi_{n5} - \varphi_{n6}}{H} = -\chi_n;$$

$r_{n5}=r_{n6}=n$ — вертикальный эксцентриситет узла (расстояние между плоскостью нулевых секториальных координат полки поперечины и осью центров изгиба лонжерона);

$$\frac{\xi_{n5} - \xi_{n6}}{H} = \xi'_n,$$

после преобразований получим

$$\xi'_n = \xi'_n + \chi_n n, \quad (11)$$

т. е. разница между углами поворота поперечины и лонжерона в узле в горизонтальной плоскости равна закручиванию вертикального эксцентриситета узла на угол $\chi_n n$.

При симметричном расположении поперечины в узле, когда плоскость нулевых секториальных координат полки поперечины совпадает с линией центров изгиба лонжерона ($n=0$),

$$\xi'_n = \xi'_n.$$

В выводе равенств (10) и (11) не участвовали точки стенки поперечины. Рассмотрим, соблюдается ли для этих точек условие неразрывности перемещений со стенкой лонжерона.

Возьмем произвольную точку i на стенке поперечины (рис. 4) и запишем для нее условие неразрывности

$$\eta_n - \xi'_n x_{ni} - \eta'_n y_{ni} + \chi_n \omega_{ni} = -\xi_{ni} + \varphi_{ni} r_{ni}. \quad (12)$$

Это же условие запишем для точки O_c на оси симметрии стенки и всего сечения поперечины, где $x_o=0$, $\omega_o=0$:

$$\eta_n - \eta'_n y_{no} = -\xi_{no} + \varphi_{no} r_{no}.$$

Полагая, что в узле φ_{ni} и ξ_{ni} изменяются по линейному закону, получим

$$\varphi_{ni} = \varphi_{no} - \chi_n x_{ni} \text{ и } \xi_{ni} = \xi_{no} + \xi'_n x_{ni}.$$

Эти зависимости подставим в правую часть уравнения (12), учитывая, что $y_{no}=y_{ni}$; $r_{ni}=r_{no}=d+n$; $\omega_{ni}=dx_{ni}$ (d — расстояние от стенки до центра изгиба сечения поперечины):

$$\eta_n - \eta'_n y_{no} - \xi'_n x_{ni} + \chi_n dx_{ni} =$$

$$= -\xi_{no} + \varphi_{no} r_{no} - \xi'_n x_{ni} - \chi_n x_{ni} (d+n).$$

Поскольку $\chi_n = -\chi_n$ и $\xi'_n = \xi'_n + \chi_n n$, то получилось тождество, что подтверждает выполнение условия неразрывности для стенки поперечины в узле.

Вновь рассмотрим Т-образный элемент рамы (рис. 2), но применим новую кинематическую зависимость (10) при различных крутящих моментах M_{np} и $M_{ноп}$ (как в автомобильных рамах). Величину крутящих моментов примем одинаковой: $M_{np}=M$; $M_{ноп}=-M$. Тогда

$$B_{i4} = \frac{EI_{\omega}}{l} e(-\chi_n) - gIM;$$

$$B_{21} = B_{23} = \frac{EI_{\omega}}{l} e\chi_n + gIM.$$

Из уравнения равновесия бимоментов в узле определим величину χ_n , а затем величины бимоментов:

$$\chi_n = -\frac{g^2 M}{EI_{\omega} e}; B_{i4}=0; B_{21}=B_{23}=0.$$

Полученные результаты совпадают с результатами расчета, когда $M_{np}=M_{ноп}$, т. е. вновь получился «мягкий» узел, но уже при крутящих моментах разных знаков.

Зависимости (10) и (11) можно вывести аналогичным способом и для других открытых профилей поперечины, состоящих из двух полков и стенки (двутавра, Z-образного). Только полки этих профилей должны быть перпендикулярны оси центров изгиба лонжерона. Величина вертикального эксцентриситета n для двутавра и Z-образного профиля измеряется от центра изгиба лонжерона до средней линии стенки.

Лонжерон также может иметь различные открытые сечения. швеллер, двутавр, Z-образное.

Проанализируем влияние «мягкого» узла на жесткость при кручении и напряженное состояние прямоугольной автомобильной рамы, состоящей из двух параллельных лонжеронов и нескольких поперечин, расположенных перпендикулярно лонжеронам. Лонжероны и все поперечины имеют открытый профиль. В узлах рамы соблюдается зависимость (10).

Запишем для i -го узла рамы уравнение равновесия бимоментов, пренебрегая сначала размерами узла (рис. 5):

$$B_{i;i} + B_{i;i-1} + B_{i;i+1} = 0,$$

$$\text{где } B_{i;i} = \frac{EI_{\omega i} l}{l_{i,i}^2} (a_{i,i} (\gamma_{i,i} + \chi_{ni} l_{i,i});$$

$$B_{i;i-1} = \frac{EI_{\omega i-1} l-1}{l_{i,i-1}^2} (a_{i,i-1} \gamma_{i,i-1} + \chi_{ni} b_{i,i-1} l_{i,i-1} + \chi_{ni-1} c_{i,i-1} l_{i,i-1});$$

$$B_{i;i+1} = \frac{EI_{\omega i+1} l+1}{l_{i,i+1}^2} (a_{i,i+1} \gamma_{i,i+1} + \chi_{ni} b_{i,i+1} l_{i,i+1} + \chi_{ni+1} c_{i,i+1} l_{i,i+1}).$$

В этих уравнениях a, b, c — коэффициенты, зависящие только от величины изгибно-крутильной характеристики стержня [3]. Кроме того, $a=b+c$. Обозначим погонный угол закручивания рамы через α , тогда

$$\gamma_{i,i} = -\alpha l_{i,i},$$

$$\gamma_{i,i-1} = \alpha l_{i,i-1}; \gamma_{i,i+1} = \alpha l_{i,i+1}.$$

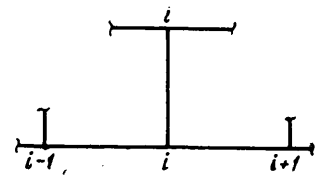


Рис. 5. Схема выделения на раме i -го узла

Кроме того, $\kappa_{Ai} = -\kappa_{ni} = \kappa_i$; отсюда

$$\begin{aligned} & \frac{EI_{\omega i; i-1}}{l_{i; i-1}} (a_{i; i-1} \alpha + b_{i; i-1} \chi_i + c_{i; i-1} \chi_{i-1}) + \\ & + \frac{EI_{\omega i; i+1}}{l_{i; i+1}} (a_{i; i+1} \alpha + b_{i; i+1} \chi_i + c_{i; i+1} \chi_{i+1}) - \\ & - \frac{EI_{\omega i; i}}{l_{i; i}} a_{i; i} (\alpha + \chi_i) = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Такое уравнение можно составить для каждого узла рамы. В результате получим систему m уравнений с m неизвестными мерами деформации лонжеронов в узле. Уравнения составлены при условии, что сечения поперечины и лонжерона постоянны на всей длине стержня.

Анализируя полученные уравнения (13), легко показать, что решением уравнений является

$$\kappa_i = \kappa_{i-1} = \kappa_{i+1} = -\alpha, \quad (14)$$

т. е. деформация всех узлов рамы равна ее погонному углу закручивания. При этом величина бимоментов конечных сечений стержней равна нулю — все стержни рамы находятся в условиях чистого кручения.

При кручении рама получилась малой жесткости.

Приведенные выше уравнения не учитывали размеры узла. Однако это не меняет решения уравнений, так как в узле мера деформации считается постоянной, и, следовательно, участок лонжерона находится в условиях чистого кручения, что соответствует решению $\kappa_i = -\alpha$.

Конечно, в чистом виде полученный результат будет соответствовать действительному только при лонжероне постоянного сечения, так как даже во время свободного кручения стержня переменного сечения в нем возникают бимоменты. Если размеры сечения лонжерона изменяются постепенно, то отличие от теоретического решения будет небольшим.

Для подтверждения приведенного выше анализа кинематических связей в узле рамы проведены экспериментальные исследования прямоугольных рамок, состоящих из продольных и поперечных балок открытого профиля постоянного сечения. Было исследовано шесть рамок, имеющих одинаковые размеры и отличающихся профилем поперечин и конструктивной схемой узлов (рис. 6).

Продольные балки всех рамок имели швеллерный гнутый профиль размером $120 \times 55 \times 5$ мм.

В первых двух рамках у поперечин был двутавровый сварной профиль с полками размером 110 мм, высотой 110 мм и толщиной листов 5 мм. В третьей и четвертой рамках поперечины имели швеллерный гнутый профиль размером $110 \times 100 \times 5$ мм. В пятой и шестой рамках у поперечин был Z-образный гнутый профиль размером $110 \times 55 \times 5$ мм.

Во всех рамках длина поперечин была одинаковой и составляла 600 мм. Участки продольных балок между осями поперечин также были одинаковой длины 710 мм. Одинаковые размеры во всех рамках были взяты для удобства сравнения жесткости и напряженного состояния различных рамок.

В нечетных рамках полки поперечин располагались параллельно полкам продольных балок, а в четных — перпендикулярно оси центров изгиба продольных балок («мягкий» узел).

Все рамки закручивались крутящим моментом $M_{кр} = 1200$ кгс·м. При этой нагрузке измерялись угол закручивания рамки на ее длине 1420 мм и нормальные напряжения в сечениях около среднего узла. Сечение поперечины I—I располагалось на расстоянии 15–20 мм от стенки продольной балки, а сечения продольной балки II–II и III–III — на расстоянии 10–12 мм от границы узла (рис. 6). Кроме того, в рамке № 2 в сечении I—I и в средней части средней поперечины (рис. 6, зона С) измерялись касательные напряжения τ .

Результаты измерений приведены в табл. 2.

В первых графах приведены измеренные жесткости рамок при кручении, соотношение этих жесткостей рамок с одинаковыми поперечинами, но с разными узлами, и расчетные жесткости при кручении четных рамок (с «мягкими» узлами). Расчетные жесткости определялись при условии работы каждого стержня на чистое кручение.

Для измеренных нормальных напряжений на обеих полках профиля, а также для показаний сечений II–II и III–III выбирались средние значения. Нормальные напряжения в каждой точке измерялись как на наружном, так и на внутреннем волокнах полки, и по ним определялись бимоментные напряже-

ния и напряжения от местного изгиба полки согласно формуле (2). Знаки средних значений напряжений определялись знаками напряжений в точках А (сечение I—I) и В (сечение II–II),

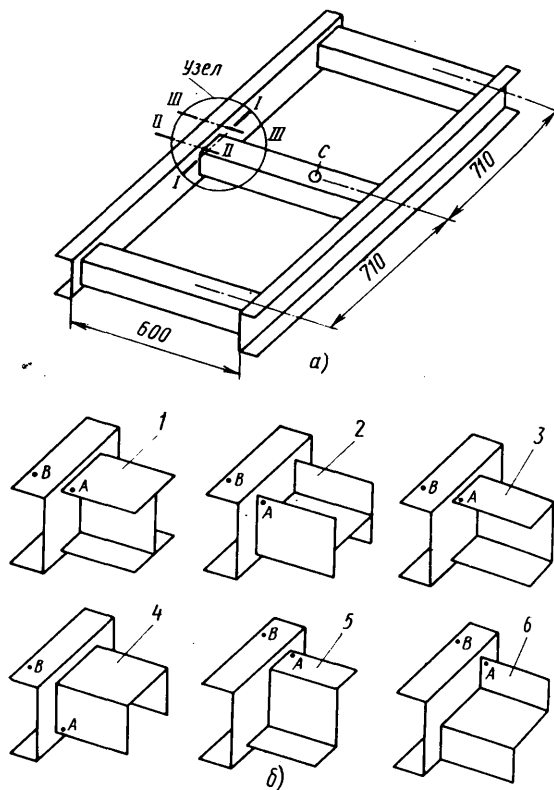


Рис. 6. Варианты конструкции экспериментальной рамки:

а — конструктивная схема; б — варианты узлов (цифры соответствуют номерам вариантов)

показанных на рис. 6. Максимальные отклонения значений напряжений, измеренных в каждой точке, от среднего значения не превышало 15% в сечении I—I и 20% в сечениях II–II и III–III.

Для рамок с одинаковыми поперечинами, например № 1 и 2, в табл. 2 представлены средние значения измеренных нормальных напряжений $\sigma_{\omega} \pm \sigma_{из}$, приведенных к одному углу закручивания (более жесткой рамки).

Таблица 2

№ рамки	Жесткость S рамки при кручении в кгм/град	Соотношение жесткостей	Расчетная жесткость S_p рамки при кручении в кгм/град	Напряжение $\sigma_{\omega} \pm \sigma_{из}$ в кг/см^2	
				в поперечине (точка А)	в продольной балке (точка В)
1	24,5	$\frac{C_1}{C_2} = 8,0$	3,43	175 ± 10	—235 ± 20
2	3,07			—5 ± 95	15
3	24,5	$\frac{C_3}{C_4} = 8,06$	3,33	175 ± 15	—185 ± 5
4	3,04			—5 ± 110	—25
5	11,7	$\frac{C_5}{C_6} = 4,24$	2,89	420 ± 35	—175 ± 35
6	2,76			5 ± 200	60 ± 30

Анализ данных табл. 2 показал, что новая конструкция узла создает рамку малой жесткости при кручении: жесткость уменьшается для рамок с различными поперечинами в 4,24–8,05 раза. Меньшая разница наблюдалась у рамок с Z-образными поперечинами, так как использованный профиль обладает меньшим секториальным моментом инерции, чем использованные в других рамках двутавровый и швеллерный профили.

Достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений жесткости при кручении рамок с «мягкими» уз-

лами показывает, что стержни этих рамок работают в условиях чистого кручения.

Сравнительный анализ напряженного состояния стержней рамок, приведенных к одинаковому углу закручивания, показывает, что величины напряжений в рамках с «мягкими» узлами значительно ниже, чем в рамках с «жесткими».

Максимальные нормальные напряжения в продольных балках рамок с «мягкими» узлами в 2,5—10 раз ниже, чем рамок с «жесткими» узлами. В поперечинах эта разница меньше: для максимальных напряжений она колеблется в пределах 1,6—2,5, однако в данном случае нужно обратить внимание на особенность распределения напряжений в сечении поперечины около узла. В полках поперечины рамки с «жесткими» узлами, преобладают бимоментные напряжения, а напряжения от местного изгиба составляют меньше 10% от σ_{ω} . В рамках с «мягкими» узлами, наоборот, главную роль играют напряжения от местного изгиба, а напряжения σ_{ω} имеют небольшую величину. Напряжения σ_{ω} , как отмечалось выше, быстро уменьшаются по величине при удалении от узла.

Если сравнивать в сечении $I—I$ величины σ_{ω} для рамок с разными узлами, то при «мягких» узлах величина σ_{ω} в 30 и более раз будет ниже, чем при «жестких».

В рамках № 2 бимоментные напряжения имели значительно меньшую величину, чем касательные: касательное напряжение в сечении $I—I$ равнялось $\tau_1 = 20 \text{ кг/см}^2$, а на среднем участке поперечины — $\tau_2 = 23 \text{ кг/см}^2$.

Малая величина бимоментных напряжений в стержнях рамок с «мягкими» узлами, а также примерно одинаковая величина касательных напряжений по всей длине стержня подтверждают теоретический вывод, что при новой конструктивной схеме

узла стержни открытого профиля в прямоугольных рамках работают, в основном, в условиях чистого кручения. При этом возникает большая деформация узла, которая и вызывает относительно большие напряжения σ_{ω} в сечениях поперечин около узла.

Таким образом, предложенная конструкция «мягкого» узла рамы из тонкостенных открытых профилей позволяет в несколько раз уменьшить жесткость рамы при кручении по сравнению с обычной конструкцией узла, что благоприятно сказывается на напряженном состоянии рамы при ее работе в условиях вынужденных деформаций. В частности, такую конструкцию узла целесообразно применить в надрамниках самосвалов.

Кроме того, предложенная конструкция узла обладает достаточной жесткостью и прочностью в горизонтальной плоскости (плоскости рамы), что необходимо автомобильным рамам, которые подвергаются в эксплуатации воздействию значительных горизонтальных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гельфгат Д. Б., Ошноков В. А. Рамы грузовых автомобилей, Машгиз, 1959.
2. Bergmann W. Sichtbar gemachte Spannungsfelder in Maschinenteilen, Grundlagen der Landtechnik, Heft, 4, 1953.
3. Закс М. Н. «Автомобильная промышленность», 1964, № 4.
4. Закс М. Н. Напряженное состояние в узле автомобильной рамы при ее кручении. Труды НАМИ. Вып. 61. 1963.
5. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. Физматгиз, 1959.



УДК 629.113.011.31:689.14.018.295

Новые высокопрочные стали для рам грузовых автомобилей

Ю. Ф. ЧЕЧЕКИН

Московский автозавод им. Лихачева

РАМА автомобиля является основным тяжело нагруженным несущим узлом, воспринимающим высокие циклические напряжения изгиба, удара и кручения, зависящие от грузоподъемности автомобиля, скорости его движения и профиля дороги. Прочность и надежность рамы во многом определяют эксплуатационную долговечность всего автомобиля. Поэтому сталь, применяемая для автомобильных рам, должна обладать высокими прочностными свойствами, достаточным запасом пластичности, обеспечивающим требование хорошей штампуемости в холодном состоянии и другими физико-механическими и технологическими свойствами.

Такой комплекс свойств может быть получен рациональным легированием, термической обработкой или совместным влиянием легирования с упрочняющей термической обработкой, а также другими способами упрочнения.

Применявшаяся для лонжеронов рам автомобилей ЗИЛ-164 отожженная сталь марки 30Т по ТУС 30-64 имела следующие механические свойства: предел текучести σ_m не менее 32 кг/мм^2 , предел прочности σ_r не менее 45 кг/мм^2 , относительное удлинение δ не менее 17% и твердость не более HB 163.

Основное количество металла для лонжеронов поставлялось Новосибирским металлургическим заводом, использующим рулонный способ производства стальной полосы.

Горячекатаная полоса марки 30Т, имеющая повышенную прочность, отличается хрупкостью и обладает значительной

неоднородностью свойств в пределах одного рулона. Неоднородность свойств объясняется произвольным охлаждением в рулонах, обусловленным особенностью ее производства на стане горячей прокатки 810, а повышенные хрупкость и прочность стали, охлажденной после прокатки с высоких температур, определяются сильным дисперсионным упрочнением и наличием титана в твердом растворе, который из-за малой скорости диффузии не успевает выделиться с образованием карбидов [1 и 2].

Колебания механических свойств в пределах только одной полосы достигают по пределу текучести и прочности 14 кг/мм^2 , относительному удлинению до 9% и твердости до HB 55.

Применявшийся рекристаллизационный отжиг не только не обеспечивал выравнивания механических свойств, но одновременно значительно снижал прочность.

Статистическая обработка исследования механических свойств большого количества плавок показала, что 25% отожженной лонжеронной полосы имеет $\sigma_s < 32 \text{ кг/мм}^2$. Использование для изготовления лонжеронов стали 30Т сокращало срок службы рам в эксплуатации, приводило к перерасходу металла на дополнительный выпуск запасных частей.

Переход завода на выпуск новых моделей современных грузовых автомобилей, отличающихся повышенной грузоподъемностью, потребовал увеличения прочности стали с сохранением пластических свойств, обеспечивающих хорошую штам-

пуюемость лонжеронов в холодном состоянии без изменения толщины материала.

Исследования, проведенные Московским автозаводом им. Лихачева совместно со Всесоюзным научно-исследовательским институтом технологии машиностроения, заводом «Красный Октябрь» и Новосибирским металлургическим заводом, по изучению влияния термической обработки на механические и технологические свойства стали марки 30Т позволили определить, что при оптимальном химическом составе нормализацией можно получить требуемые механические свойства: $\sigma_m > 36 \text{ кг/мм}^2$, $\sigma_a > 50 \text{ кг/мм}^2$ и твердость $HV < 170$, при этом за счет перераспределения перлита и уменьшения полосчатости пластичность стали остается удовлетворительной.

Свойства титанистых сталей зависят от того, в каком виде в них содержится титан [3]. При наличии его в твердом растворе более 0,008% сталь обладает повышенной хрупкостью. Переход титана из твердого раствора в карбонитридную фазу при нормализации способствует увеличению вязкости и пластичности стали. При нормализации, температура которой не превышает температуры растворения карбидов титана (1000°), можно повысить уровень прочностных и вязких свойств, так как титан в данном случае выделяется в виде мелких карбидов, способствующих образованию при перекристаллизации более мелкозернистой однородной структуры.

Процесс нормализации лонжеронной полосы внедряли на агрегате, построенном на Новосибирском металлургическом заводе.

Результаты исследований, проведенных на Московском автозаводе им. Лихачева, в НАМИ, ЦНИИЧермете и на Новосибирском металлургическом заводе, позволили установить, что нормализация стали 30Т по сравнению с отжигом выравнивает и повышает механические свойства, снижает порог хладноломкости и склонность к деформационному старению, уменьшает полосчатость и улучшает штампуемость, т. е. удовлетворяет предъявляемым требованиям, однако усталостная прочность повышается незначительно.

Лабораторные исследования и производственные испытания промышленных плавок позволили установить условия поставки нормализованной стали и регламентировать пределы по механическим свойствам: $\sigma_m = 36-45 \text{ кг/мм}^2$, $\sigma_a = 48-62 \text{ кг/мм}^2$, значение δ на десятикратных образцах не менее 18% и твердость не более $HV 170$.

Внедрение нормализованной стали марки 30Т взамен отожженной для рам автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131 позволило увеличить грузоподъемность автомобилей без увеличения толщины материала, сократить в 3 раза брак по разрывам, не изменяя технологии изготовления лонжеронов. Экономический эффект в народном хозяйстве за счет повышения надежности рам составил 225 000 руб.

В последние годы все более широкое применение находят стали, содержащие малые добавки ванадия, ниобия, титана, алюминия и других элементов, образующих специальные карбиды и нитриды.

Исследования, проведенные в последние годы за рубежом и в СССР, показали, что комплексное легирование ванадием и азотом является наиболее рациональным для получения высокого комплекса характеристик прочности, пластичности и вязкости.

Высокий комплекс свойств в сталях с нитридным упрочнением определяется количеством и размером нитридов ванадия, величиной зерна и типом структуры [4].

Исследования, проведенные на лабораторных плавках стали 12Г2, модифицированной карбидной и карбонитридными фазами, показали [5, 6], что

в нормализованном состоянии она обладает оптимальными свойствами и хорошей технологичностью.

На Московском автозаводе им. Лихачева проведены исследования промышленных плавок разработанной стали 12Г2АФ, выплавленных на Челябинском металлургическом заводе. Одна плавка была получена в электропечи и три — в основной мартовенской. Прокатка и нормализация стали осуществлялись на Новосибирском металлургическом заводе.

Механические свойства стали в горячекатаном и нормализованном состояниях изучали на образцах, вырезанных вдоль и поперек направления проката из начала, середины и конца рулона. Химический состав и результаты испытаний приведены в табл. 1.

Эти данные говорят о том, что прочностные свойства, в особенности предел текучести горячекатаного металла, в значительной степени зависят от места вырезки образцов. Минимальными прочностными свойствами обладает металл образцов, вырезанных из середины рулона.

Было исследовано влияние температуры нормализации на механические свойства стали. Повышение температуры нормализации до $1000-1050^\circ\text{C}$ существенно повышает предел текучести (примерно на $8-10 \text{ кг/мм}^2$), что можно объяснить увеличением количества и дисперсности карбонитридов после более полного растворения нитридов при нагреве [7 и 8]. Пластичность и ударная вязкость с понижением температуры нормализации повышаются.

Одновременно проводились испытания на штампуемость. Кроме стандартной пробы на загиб, для предварительной оценки металла на штампуемость выполнялась опытная гибка образцов П-образной формы, полученных резкой. Контур образца после гибки соответствовал контуру одного из сечений производственного лонжерона. Испытания на штампуемость проводились в приспособлении, имеющем сходство с гибочным штампом, на гидравлическом прессе с усилием 100 т.

В результате проведенных исследований были разработаны оптимальные температуры нормализации и конца прокатки марганцовованадиевой стали применительно к лонжеронам: температура нормализации 900° , а конца прокатки $880-920^\circ$.

Анизотропия прочностных свойств листовой стали с ванадием и азотом при оптимальной температуре нормализации 900° почти отсутствует.

Сталь с ванадием и азотом хорошо сваривается в нормализованном состоянии. Исследования проведены в ЦНИИЧермете.

Таблица 1

Плавка	Место отбора проб от рулона	Горячекатаное состояние ¹				Нормализованное состояние ¹			
		σ_a в кг/мм^2	σ_m в кг/мм^2	δ в %	HV	σ_a в кг/мм^2	σ_m в кг/мм^2	δ в %	HV
I	Начало	56,8	42,6	19,9	169	53,4	41,8	25,1	155
		55,1	44,5	18,2	169	54,5	41,0	21,3	155
	Середина	46,7	28,2	25,5	135	52,4	40,0	25,2	153
		47,3	32,7	22,2	135	52,6	42,7	23,6	153
	Конец	48,8	31,1	23,6	141	53,7	43,3	25,4	155
		49,5	36,1	22,3	141	54,0	43,4	23,2	155
II	Начало	52,0	38,0	17,5	165	51,0	43,0	20,0	162
		52,5	38,0	17,5	164	51,5	43,0	19,0	163
	Середина	51,0	36,0	16,0	160	53,0	43,0	21,0	158
		51,0	36,0	16,0	164	52,5	41,5	21,0	156
	Конец	52,0	37,0	16,5	164	53,0	42,5	21,5	159
		49,5	36,0	16,5	162	51,5	42,0	22,5	162
III	Начало	51,9	39,1	18,7	166	55,3	46,5	22,5	167
		52,8	40,1	18,3	166	54,8	45,6	21,7	167
	Середина	49,8	36,2	20,0	161	54,7	39,3	22,5	165
		50,3	32,9	19,6	161	54,5	42,5	22,5	166
	Конец	53,7	39,7	18,3	175	54,8	45,9	21,7	164
		53,7	40,8	18,3	173	54,7	45,3	22,5	165

¹ В числителе даны значения, полученные на продольных образцах, в знаменателе — на поперечных.

Это объясняется тем, что нитриды ванадия имеют низкую температурную область растворения (800—1000°) и после повторного нагрева выделяются из твердого раствора легко и быстро. Поэтому при сварке такой стали обеспечивается полный переход нитридов ванадия в твердый раствор при нагреве и выделении их в высокодисперсной форме в процессе охлаждения с образованием мелкозернистой структуры [9 и 10]. Испытания показали, что все свойства нормализованной стали 12Г2АФ удовлетворяют повышенным требованиям для лонжеронной полосы.

С целью сопоставления свойств опытных плавок 12Г2АФ со сталями, уже опробованными для изготовления лонжеронов рам грузовых автомобилей, было проведено исследование промышленных низколегированных сталей 15ГЮТ, 10Г2Б и 30Т.

Для суждения о конструктивной прочности материала лонжеронов рам автомобилей, помимо статической прочности и пластичности, дополнительно определялись усталостная прочность, склонность стали к хрупкому разрушению, чувствительность к деформационному старению.

Основной причиной, ограничивающей срок службы рам грузовых автомобилей, являются усталостные разрушения. Это объясняется тем, что при движении автомобиля на раму, помимо веса всех узлов, действуют вертикальные и горизонтальные динамические силы, возникающие при торможении, разгоне и движении на повороте. Решающее значение для прочности рам имеют вертикальные динамические силы. Подавляющее большинство разрушений происходит в сечениях, ослабленных концентраторами напряжений (отверстиями). Для исследования усталостной прочности и сравнительной оценки были проведены испытания на усталость плоских образцов с необработанной после прокатки поверхностью лонжеронных сталей 12Г2АФ, 15ГЮТ, 30Т и 10Г2Б. Усталостные испытания образцов проводились на изгиб в одной плоскости с симметричным циклом на базе $5 \cdot 10^6$ циклов по стандартной методике. Сталь 15ГЮТ подвергалась нормализации на заводе «Красный Октябрь» в проходной печи листопрокатного цеха при температуре 880° (микроструктура стали 15ГЮТ после нормализации состояла из феррита и сорбитообразного перлита, размер зерна феррита соответствует 10 баллу шкалы по ГОСТу 5639—65).

Лонжеронная полоса из стали 10Г2Б подвергалась отжигу на заводе «Красный Октябрь» при температуре 750—770°. Нормализация образцов стали проводилась в лабораторных условиях при температуре 880°.

Структура стали после отжига и нормализации состояла из сорбитообразного перлита и феррита с зерном феррита 9—10 баллов. Химический состав и механические свойства стали 12Г2АФ, 15ГЮТ, 30Т и 10Г2Б приведены в табл. 2.

Испытания (рис. 1) показали, что максимальную усталостную прочность имеет разработанная сталь, легированная марганцем, ванадием и азотом. Предел выносливости σ_{-1} стали 12Г2АФ превышает на 25% предел выносливости нормализованной стали 30Т.

Одним из очень важных свойств низколегированных лонжеронных сталей, связанных с холодной деформацией и длительной службой, особенно в условиях низких температур и динамических воздействий, является склонность к деформационному старению, которую определяли в соответствии с ГОСТом 7268—54 по изменению ударной вязкости в результате старения предварительно деформированных образцов до появления остаточной деформации, равной 10%.

Результаты опытов (табл. 3) показывают, что наименьшей склонностью к деформационному старению обладают стали марок 12Г2АФ и 10Г2Б.

Таблица 2

Сталь	Химический состав в %										Механические свойства*				
	C	Mn	Si	S	P	Ti	Al	Cu	V	N	σ_B в кг/мм ²	σ_T в кг/мм ²	δ в %	ψ в %	НВ
В нормализованном состоянии															
12Г2АФ	0,11	1,24	0,17	0,010	0,022	—	—	0,07	0,15	0,017	52,8*	40,3	24,5	63,9	157—162
30Т	0,32	0,56	0,06	0,020	0,006	0,09	—	—	—	—	52,7	35,6	22,6	55,5	156—167
15ГЮТ	0,15	1,26	0,18	0,022	0,024	0,12	0,04	0,12	—	—	51,5	35,4	24,4	52,5	149
											52,5	40,6	23,7	67,4	146—150
											53,3	42,0	20,0	64,0	158—159
В нормализованном состоянии															
											54,0	33,0	25,0	65,7	143—146
											53,0	32,0	22,0	53,0	
В отожженном состоянии															
10Г2Б**	0,10	1,56	0,35	0,023	0,031	—	—	—	—	—	53,6	36,0	24,4	56,8	143—149
											54,0	36,5	20,0	48,4	143—148

* В числителе даны значения, полученные на продольных образцах, в знаменателе — на поперечных.
** В состав этой стали входит Nb (0,06).

Склонность стали к хрупкому разрушению является одной из важнейших характеристик материала, оценивающих чувствительность стали к концентраторам напряжений, определяющих его конструктивную прочность.

Было проведено сравнительное исследование различными методами склонности к хрупкому разрушению низколегированных нормализованных и горячекатаных сталей марок 30Т, 12Г2АФ, 15ГЮТ и 10Г2Б.

Для определения порога хладноломкости, т. е. температур перехода из вязкого в хрупкое состояние, применялись стандартные методики изменения ударной вязкости a_K и процента волокна в изломе в зависимости от температуры и новый метод микрофрактографии, основанный на электронномикроскопическом изучении поверхности изломов [11].

Ударные испытания проводились на образцах размером $5 \times 10 \times 55$ с надрезом Менаже в интервале температур от +20 до —120°. По значениям a_K при различных температурах строились серийные кривые. Исследуемые стали в области переходных температур имеют резко локализованные и различные визуально области с хрупким и вязким разрушением (кристаллическую сердцевину и волокнистые края). Процент волокна B в изломе определялся как отношение площади волокнистого излома к первоначальному расчетному сечению образца. За верхний порог хладноломкости условно принималась температура t , при которой процент волокна в

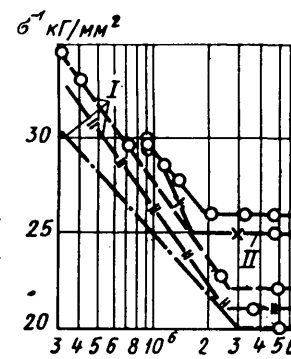


Рис. 1. Кривые усталостной прочности сталей (N — число циклов):
1 — 12Г2АФ; 2 — 15ГЮТ; 3 — 10Г2Б; 4 — 30Т; 5 — 30Т после нормализации; I — после нормализации; II — после отжига

Таблица 3

Сталь	Термообработка	Ударная вязкость в исходном состоянии в кг/см ²	Ударная вязкость после старения в кг/см ²	Чувствительность к деформационному старению в %
12Г2АФ	Нормализация	22,4	19,5	13,0
15ГЮТ	Нормализация	24,5	20,2	17,5
10Г2Б	Нормализация	20,4	17,9	12,2
10Г2Б	Отжиг	21,1	16,4	22,2
30Т	Нормализация	13,3	9,5	28,5

изломе составляет 90, за нижнюю — 10% (рис. 2 и 3). Верхний и нижний пороги хладноломкости отмечены на рисунках вертикальными линиями.

При оценке поверхности изломов под электронным микроскопом за верхний порог хладноломкости принимали температуру, при которой появляются первые участки хрупкой составляющей («речной узор»), за нижний порог — температуру исчезновения участков вязкого («чашечного») излома.

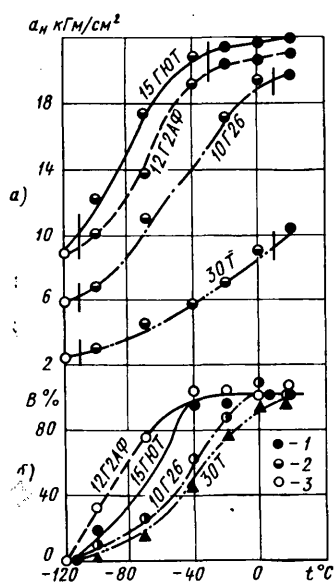


Рис. 2. Кривые зависимости ударной вязкости (а) и процента волокна в изломе (б) от температуры испытания для сталей 15ГЮТ, 12Г2АФ, 10Г2Б, 30Т в нормализованном состоянии:

1 — вязкий излом; 2 — смешанный излом; 3 — хрупкий излом

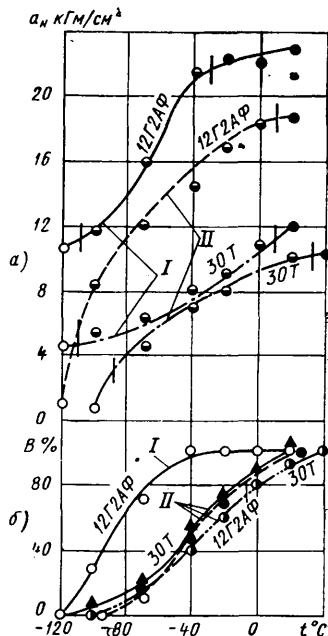


Рис. 3. Кривые зависимости ударной вязкости (а) и процента волокна в изломе (б) от температуры испытания сталей 12Г2АФ и 30Т при различной термообработке (обозначения те же, что на рис. 2):

I — нормализованное состояние; II — горячекатаное состояние

В настоящей работе для всех исследуемых сталей полная работа удара была разделена на ее составляющие: работу зарождения и работу распространения трещины.

Данные разделения ударной вязкости (табл. 4) показали, что наибольшей работой зарождения и работой распространения трещины обладают стали 12Г2АФ и 15ГЮТ в нормализованном состоянии при продольном направлении волокна.

Таким образом, самый низкий порог хладноломкости и, следовательно, самый большой запас вязкости имеют стали 12Г2АФ и 15ГЮТ в нормализованном состоянии.

В результате изучения конструктивной прочности ряда промышленных малоуглеродистых сталей, легированных Mn, Ti, Al, Nb, и подробного исследования свойств марганцевой стали, легированной ванадием и азотом, установлено, что лучшим комплексом свойств наряду с хорошей технологичностью, свариваемостью и удовлетворительной штампуемостью обладает сталь 12Г2АФ. Близкой к ней по свойствам является сталь 15ГЮТ в нормализованном состоянии, которая требует дополнительного промышленного опробования производственных плавов и их исследования.

Для промышленного опробования на Московский автозавод им. Лихачева поступили четыре опытно-промышленные плавки нормализованной стали 12Г2АФ в травленном и промасленном виде. Из предварительно исследованной стали были изготовлены лонжероны рам автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-130-Д1. Прессовку и формовку лонжеронов выполняли по действующей технологии. На прессе усилием 2500 тс просе-

Таблица 4

Сталь	Термическая обработка	Работа в КГМ/см²	
		зарождения трещин¹	распространения трещин
12Г2АФ	Нормализация	11,5	12,5
		6,0	7,5
12Г2АФ	Горячая прокатка	6,0	12,5
		3,0	7,0
30Т	Нормализация	5,0	7,0
		4,0	6,0
30Т	Горячая прокатка	3,0	7,0
		12,0	12,0
15ГЮТ	Нормализация	8,0	9,0
		6,5	12,5
10Г2Б	Нормализация	6,5	12,5
		6,5	12,5

¹ В числителе даны значения, полученные на продольных волокнах, в знаменателе — на поперечных волокнах.

чно по контуру с одновременным пробиванием отверстий 562 полосы размером 6,35×385×6300 и 694 полосы размером 6,35×385×5250 мм. Лонжероны формовались на прессе усилием 3500 тс.

В процессе производственной штамповки при отработке оптимального режима нормализации и выбора температуры конца прокатки на некоторых лонжеронах отдельных партий с торцов получались трещины на сгибах, не являющиеся браковочным признаком. Таким образом, всего было отштамповано 562 лонжерона ЗИЛ-130 и 694 шт. — ЗИЛ-130Д1. Все лонжероны поступили на сборку рам. Рамы с 628 лонжеронами из стали 12Г2АФ установлены на автомобили, находящиеся с 1967 г. в эксплуатации и имеющие пробег более 100 тыс. км без каких-либо повреждений.

Таким образом, разработанная высокопрочная лонжеронная сталь марки 12Г2АФ, освоенная металлургической промышленностью, в нормализованном состоянии обладает высоким комплексом механических и технологических свойств и может быть рекомендована для внедрения взамен нормализованной стали 30Т. Такая замена, несмотря на некоторое удорожание собственно стали (примерно на 15% по предварительным расчетам ЦНИИЧермета), создает возможность дальнейшего увеличения грузоподъемности автомобилей при повышении долговечности рамы на 15—20%, сокращения производства лонжеронов в запасные части, что обеспечит экономический эффект в народном хозяйстве.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комсток Дж. Ф. Титан в чугунах и в стали. М., Изд-во иностранной литературы, 1956.
2. Курманов М. И. и др. Сб. трудов Украинского научно-исследовательского института металлов. Вып. 5, 1959.
3. Асенов А. Д. Технология термической обработки деталей автомобиля. М., Машгиз, 1958.
4. Голиков И. И., Гольдштейн М. И., Мурзин И. И. Ванадий в стали. М., Изд-во «Металлургия», 1968.
5. Чечекин Ю. Ф. и др. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1968, № 8.
6. Чечекин Ю. Ф. и др. «Сварочное производство», 1967, № 9.
7. Блюм Э. Э., Гринь А. В., Гольдштейн М. И. «Физика металлов и металловедение», т. 22. Вып. 6. 1966.
8. Блюм Э. Э., Гринь А. В., Гольдштейн М. И. «Физика металлов и металловедение», т. 21. Вып. 3. 1966.
9. Клаустинг Е. А., Петунина Е. В. «Сталь», 1956, № 1.
10. Wiester H., Vogels H., Ulmer H. „Stahl und Eisen“, 1959, Bd 79, N. 16.
11. Гуляев А. П., Зеленова В. Д., Шермазан И. В. «Заводская лаборатория», 1965, № 7.

Агрегат для химико-термической обработки автомобильных деталей

А. А. ВОЛГУНИН

Горьковский автозавод

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе разработан и изготовлен агрегат для химико-термической обработки деталей автомобиля.

Агрегат состоит из универсальной камерной печи (рис. 1) с радиационным нагревом горизонтальными U-образными трубами 1, моечной машины, электрической отпускной печи, тележки с рельсовым путем, гидравлической системы, системы электрооборудования и пирометрии.

Печь состоит из камеры для цементации 2, рассчитанной на один поддон, тамбура, расположенного над закалочным баком 3 с маслом и механизма загрузки и выгрузки деталей 4.

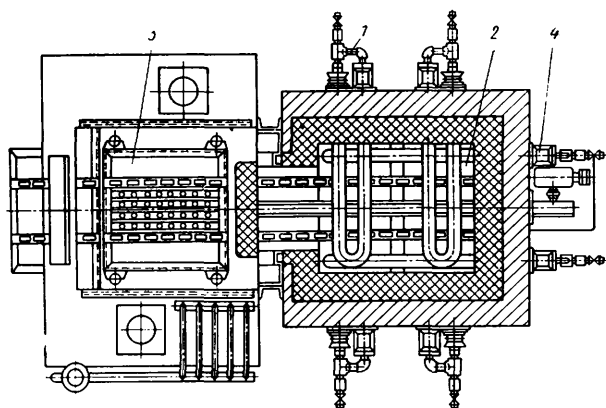


Рис. 1. Универсальная камерная печь

При цементации необходимая атмосфера в печи создается путем подачи в нее эндотермического газа с добавкой природного газа. При нитроцементации дополнительно подается аммиак. Детали укладываются на поддон, который устанавливается на рольганг тележки. Затем освобождаются прижимы заслонки тамбура, заслонка поднимается, и поддон вручную с помощью крюка по рольгангу перемещается в тамбур на верхний стол. Чтобы предотвратить возможность образования взрывоопасной газовой смеси и выгорания атмосферы, тамбур оборудован газовой пламенной завесой. Природный газ в пламенную завесу подается через соленоидный клапан, заблокированный с конечными выключателями механизма прижима заслонки.

После загрузки поддона в тамбур заслонка опускается и газовая завеса гаснет. Уплотнение осуществляется асбестовым графитизированным шнуром типа «Рациональ». Во время загрузки поддона с деталями в тамбур печи частично нарушается состав атмосферы, поэтому до открытия заслонки необходимо восстановить атмосферу в тамбуре, для чего поддон выдерживается на столе. После выдержки, необходимой для продувки тамбура газами, выходящими из печи через неплотности заслонки, открывается заслонка печи и поддон с помощью механизма загрузки перемещается в камеру нагрева, затем заслонка опускается. Время выдержки поддона в тамбуре зависит от расхода газа в печи. При процессах цементации в конце насыщения датчик температурного прибора камеры нагрева устанавливается на температуру закалки и в течение 0,5 ч печь медленно охлаждается вместе с садкой до закалочной температуры.

Затем поддон с горячими деталями выгружается в тамбур и либо охлаждается там в среде защитного газа, либо опускается в масло. Для закалки деталей, имеющих большие внутренние полости по длине, но малые по сечению, на закалочный стол может устанавливаться специальное спрейерное устройство¹ (рис. 2). Оно состоит из закалочного стола 1, на

котором устанавливается поддон 2 с закаливаемыми деталями, механизма подъема и опускания 3, закалочного бака 4, направляющих 5, упоров 6, спрейеров 7, фиксаторов 8, пружин 9, трубопровода 10.

Устройство работает следующим образом. Поддон с деталями выгружают из печи на закалочный стол, который опускается вниз, спрейеры 11 входят во внутренние полости деталей. Одновременно поддон с деталями фиксируется на закалочном столе.

С помощью конечного выключателя, установленного на линии движения закалочного стола, начинается подача охлаждающей жидкости и закалка внутренних поверхностей деталей. Опускаясь, закалочный стол упирается в систему спрейеров и в дальнейшем опускается вместе с ними.

По окончании процесса закалки закалочный стол вместе с системой спрейеров по направляющим поднимается вверх. При выходе деталей из закалочной среды система спрейеров

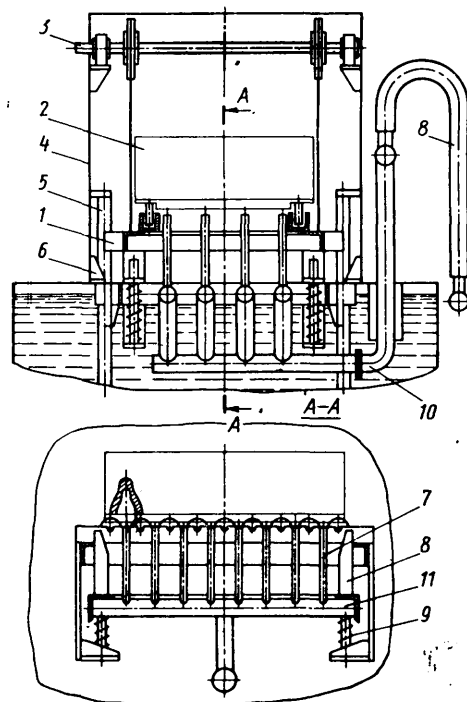


Рис. 2. Спрейерное закалочное устройство

доходит до упоров 6, закрепленных на стенках бака, и устанавливается, а закалочный стол продолжает движение вверх. При этом поддон освобождается от фиксаторов и спрейеров и может быть выгружен из закалочного бака. Для закалки деталей различной конфигурации система спрейеров выполнена съемной.

Поддон с деталями по окончании процесса закалки через загрузочное окно тамбура при работающей пламенной завесе выгружается из печи.

Возможен режим работы печи, когда один поддон с деталями находится в нагревательной камере, второй, готовый к нагреву, — на верхнем столе тамбура, третий — на рольганге платформы. В этом случае горячий поддон с деталями выгружается на нижний стол и опускается в масло, поддон с верхнего стола загружается в камеру нагрева, а на его место устанавливается новый (третий) поддон. Затем стол с закалочными деталями поднимается, и поддон выгружается из

¹ Волгуни А. А., Ильин В. А. «Бюллетень изобретений», 1968, № 25 (авторское свидетельство № 223835).

тамбура. Для более интенсивного охлаждения деталей в закалочном баке установлены две лопастные мешалки для циркуляции масла.

Печь обогревается шестью радиационными трубами рекуперативного типа (рис. 3), применение которых значительно снижает расход топлива на обогрев печи.

Трубы в печи расположены следующим образом: две трубы сверху поддона, две трубы снизу поддона и по одной трубе на боковых стенках печи.

Мощность труб следующая: верхних (каждой) $2,0 \text{ м}^3/\text{ч}$, нижних $2,5 \text{ м}^3/\text{ч}$, боковых $2,5 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Атмосфера подается в печь через газовый ввод. Печь имеет одну температурную зону. Регулирование температуры автоматическое пропорциональное.

Система автоматизации теплового режима печи работает следующим образом (рис. 4). Импульс с термопары поступает на электронный потенциометр 1. Пропорциональный электрический регулятор электронного потенциометра связан с испол-

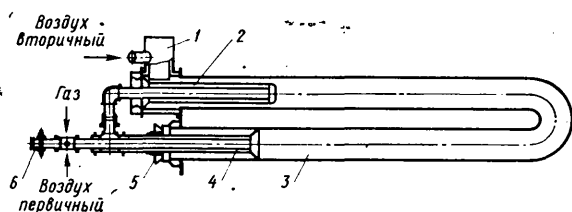


Рис. 3. U-образная радиационная труба с рекуператором:

1 — дымовая коробка; 2 — рекуператор; 3 — радиационная труба; 4 — горелка; 5 — воздушная шайба; 6 — кран

нительным механизмом 2 типа ПР-1, который при помощи клапана, установленного на линии подачи газа, изменяет расход последнего. Схемой предусмотрена возможность ручного управления исполнительным механизмом и регулированием подачи газа.

При изменении расхода газа на измерительной диафрагме, установленной на линии подачи газа, изменяется перепад давления. Измерительная диафрагма связана импульсными трубами с индукционным датчиком 3 перепада давления газа, подающим электрический сигнал, который поступает на регулятор 4 соотношения газ—воздух (типа ЭР-252).

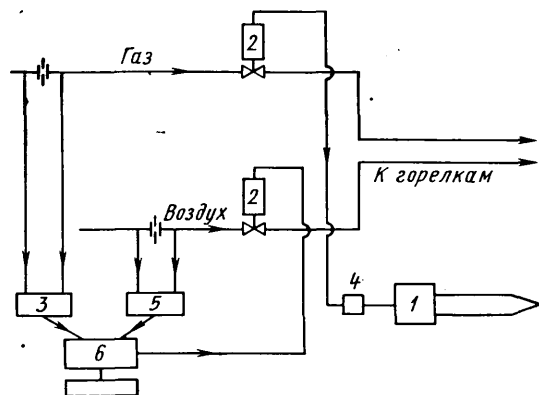


Рис. 4. Система автоматизации теплового режима

На линии подачи воздуха также установлена измерительная диафрагма, которая связана импульсными трубами с индукционным датчиком 5 перепада давления воздуха. Сигнал от датчика поступает на регулятор соотношения 6, который сравнивает полученные сигналы с заданным соотношением и дает команду исполнительному механизму клапана, установленного на линии подачи воздуха. Таким образом, каждому определенному расходу газа точно соответствует определенный расход воздуха.

На линии подачи воздуха установлен сигнализатор падения давления СПДМ-300, дающий сигнал на соленоидный клапан-отсекатель, который прекращает подачу газа в печь.

Продукты сгорания удаляются через выпускные короба рекуператоров в общий вентиляционный короб.

Для перемешивания атмосферы внутри камеры нагрева на своде печи по центру поддона расположен вентилятор. Отрабатываемая атмосфера через неплотности заслонки печи поступает в тамбур, откуда через гидрозатвор удаляется на свечу. При нормальных условиях давление в печи держится в пределах $20\text{—}30 \text{ мм вод. ст.}$

В процессе эксплуатации печи на футеровке и радиационных трубах могут быть отложения сажи. Для удаления ее необходимо сжечь атмосферу, для чего температура понижается до 800°C и через трубки, расположенные на поду печи, подается сжатый воздух. Сажу можно также удалить, если подавать в печь увлажненный эндотермический газ с точкой росы $5\text{—}15^\circ$. В этом случае прожигание печи можно совместить с прожиганием эндотермического генератора.

Детали могут закаляться как в холодном, так и в горячем масле. Для подогрева масла на боковых стенках закалочного бака установлено по шесть трубчатых нагревателей НМЖ-4,5/5,0. Общая мощность нагревателей 60 кВт . Максимальная температура подогрева масла $180\text{—}200^\circ\text{C}$.

Состав атмосферы, подаваемой в печь, регулируется автоматически по точке росы.

Из универсальной камерной печи поддон с закаленными деталями на тележке перевозится в моечную машину.

Моечная машина (рис. 5) работает следующим образом: поддон с деталями по направляющим 1 поступает в камеру

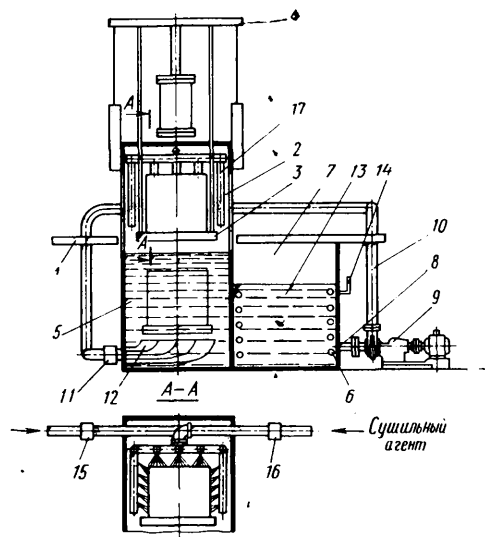


Рис. 5. Моечная машина

сушки (обдува) 2 на подвижной стол 3. С помощью механизма 4 поддон опускается в моечную камеру 5.

Моющая жидкость, нагретая подогревателем 6 в отстойной камере 7 до температуры 85° , через всасывающий трубопровод 8 насосом 9 по нагнетательному трубопроводу 10 через клапан 11 подается в направляющий аппарат 12, расположенный на дне моечной камеры. Отрабатываемая моющая жидкость вместе с маслом переливается через одну из боковых стенок камеры на отстойник 13, где масло отделяется от жидкости, поступающей вновь снизу в циркуляционный насос. В моечной камере с помощью сливного лотка 14 обеспечивается постоянство уровня моющей жидкости.

По окончании промывания поддон механизмом 4 поднимается в камеру сушки. При этом с помощью клапана 11 прекращается подача моющей жидкости в нижний направляющий аппарат и с помощью клапана 15 начинается подача в систему спрейеров, расположенную в камере сушки. Таким образом вымывается масло, которое могло быть увлечено деталями с поверхности жидкости при подъеме поддона из моющей камеры. По окончании процесса мойки циркуляционный насос выключается и включается автоматический клапан 16. Сжатый воздух поступает в систему обдува, сопла 17 которой расположены под разными углами с таким расчетом, что потоки сжатого воздуха пронизывают поддон сверху вниз, не образуя внутри поддона мертвой зоны. По окончании сушки

автоматический клапан 16 выключается. Подача сжатого воздуха прекращается. Открывается дверка. Поддон выгружается на тележку и передается в отпускную печь. Нагреватели — выдвижные, расположены сверху и снизу поддона. Техническая характеристика агрегата следующая.

Производительность агрегата в кг/ч:	
при цементации на слой 0,9—1,2 мм	30
при нитроцементации на слой 0,23—0,35 мм	100
Температура в °С:	
цементации	920—930
нитроцементации	850—870
Теплотворная способность природного газа в ккал/м³	8150
Максимальная установленная мощность горелок в м³/ч	14
Максимальный расход воздуха в м³/ч	150
Давление воздуха в мм вод. ст.	600

Расход в м³/ч:	
эндугаза	10
природного газа	0,6
аммиака	0,5
Отпускная печь:	
мощность в кВт	30
напряжение в в	380
соединение нагревателей	Звезда
максимальная рабочая температура в °С	250
Расход воды на агрегат в м³/ч	5
Установленная мощность электродвигателей в кВт	40
Габариты поддона в мм:	
ширина	600
длина	800
Максимальная высота садки в мм	570
Габариты камеры в мм	8500×7000

УДК 629.113:539.538

Повышение износостойкости цилиндров двигателей электромеханической обработкой

Канд. техн. наук Б. М. АСКИНАЗИ, Н. В. ВЕРЕТЕННИКОВ

Ульяновский сельскохозяйственный институт

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ способ упрочнения относится к чистовой обработке и основан на сочетании термического и силового воздействия на поверхностный слой обрабатываемой детали. Принципиальная схема электромеханической обработки подробно описана в работе [1].

В настоящее время электромеханическая обработка преимущественно применяется для стальных деталей типа валов. В то же время упрочнение поверхности некоторых чугунных деталей (гильз, цилиндров, поршневых колец и др.) может в значительной мере увеличить долговечность узлов и двигателей в целом.

Электромеханическая обработка чугуна имеет свои особенности. При нагреве выше критических точек в металлической основе поверхностного слоя связанный углерод растворяется, а свободный (в виде графита) — измельчается. Вследствие быстрого нагрева необходимое насыщение аустенита углеродом происходит за счет связанного углерода в исходной структуре чугуна.

Поверхностное упрочнение гильз может осуществляться закалкой т.в.ч. и химико-термической обработкой. Однако применение указанных процессов связано с затруднениями из-за возникновения короблений и усложнения расточки гильз в процессе ремонта. Электромеханическая обработка практически полностью устраняет коробление деталей.

В данной работе изучали возможность электромеханического упрочнения гильз цилиндров из серого чугуна применительно к ремонтному производству.

Влияние электромеханической обработки на упрочняемость и чистоту поверхности исследовалось на чугунных образцах цилиндрической формы с внутренним диаметром 72 мм. Упрочнение выполнялось на установке, смонтированной на базе токарного станка, в кинематическую схему которого был введен редуктор с передаточным отношением 1:32.

В качестве основного рабочего инструмента при упрочнении внутренних поверхностей цилиндрических образцов применялась двухроликковая головка, специально спроектированная для работы в условиях высокотемпературного нагрева [2]. Ролики изготавливались из быстрорежущей стали Р18.

Образцы были выполнены из серого перлитного чугуна следующего химического состава: 3,43% С_{обм}; 2,70% Si; 0,59% Mn; 0,60% Cr; 0,25% Ni; 0,11% S; 0,25% P; HB 170—241.

Исследования проводились на разных режимах упрочнения: сила тока (на два ролика) 2000, 1600, 1400, 1000 и 600 а; скорость обработки 2,7; 5,6 и 11,2 м/мин; подача 0,33 мм/об; усилие на ролик 80 кг. В качестве охлаждающей жидкости применялась эмульсия.

Для каждого значения скорости обработки снимались пять кривых изменения микротвердости по глубине обработанной поверхности в зависимости от величины электрического тока (рис. 1), из которых видно, что при постоянной скорости обработки с увеличением силы тока микротвердость повышается, глубина упрочненного слоя увеличивается. С повышением скорости обработки величина упрочненного слоя уменьшается, микротвердость снижается. Это объясняется тем, что при выбранной подводимой электрической мощности с повышением скорости обработки уменьшается время высокотемпературного

воздействия источника тепла, вследствие чего уменьшается глубина «проникновения» высокой температуры, соответствующей критической точке Ас₁.

В результате металлографического анализа было установлено, что при обработке на режимах тока 2000 и 1600 а на поверхности образуется светлая зона (рис. 2), слабо травящаяся обычными реактивами и обладающая высокой твердостью

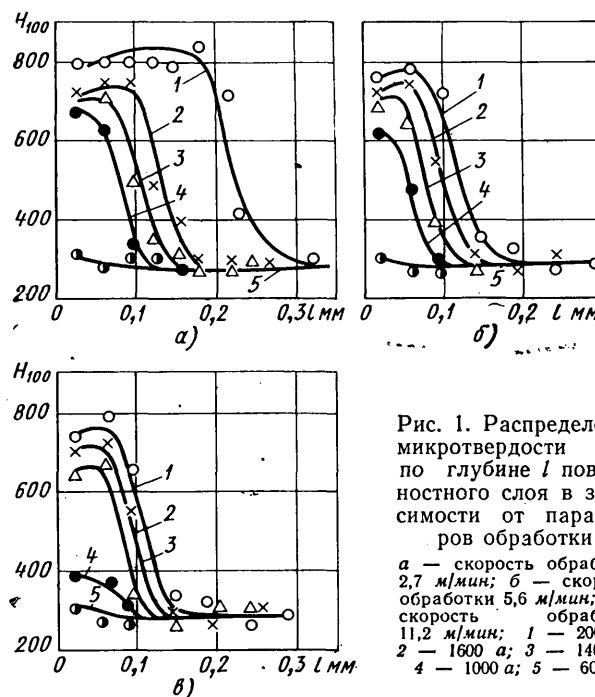


Рис. 1. Распределение микротвердости H_{100} по глубине l поверхностного слоя в зависимости от параметров обработки:

а — скорость обработки 2,7 м/мин; б — скорость обработки 5,6 м/мин; в — скорость обработки 11,2 м/мин; 1 — 2000 а; 2 — 1600 а; 3 — 1400 а; 4 — 1000 а; 5 — 600 а

(жесткий режим упрочнения). При этом переходная зона очень мала, что связано с узким интервалом перлитного превращения. Последнее подтверждается распределением микротвердости металлической основы по глубине упрочненного образца (рис. 1 и 2): в зоне светлого слоя наблюдается высокая твердость порядка 700—800 кг/мм², а на границе этого слоя резко снижается до 270—280 кг/мм².

В случае обработки чугуна на режиме тока 600—1000 а на поверхности образуется темная зона с сильно деформированным поверхностным слоем, которая имеет более низкую твердость — 400—500 кг/мм², что характерно для горячего наклепа, когда температура в зоне обработки достаточно высокая, но не достигает критической, соответствующей точке Ас₁ (мягкий режим).

Таким образом, структурообразование поверхностного слоя в основном зависит от соотношения основных параметров про-

цесса упрочнения: силы тока, скорости и давления, причем если температура выше A_{c1} , то образуется светлый слой, связанный с фазовыми превращениями, а если ниже A_{c1} , то образуется темный слой.

Послойный фазовый анализ упрочненной поверхности (проведенный при участии М. Л. Бернштейна и Л. М. Капуткиной) показал следующее: на поверхности сохраняется максимальное количество аустенита ($\sim 50\%$); по мере срабатывания упрочненного слоя количество аустенита уменьшается и на глубине 0,76 мм от поверхности образца по рентгенограммам аустенит не обнаруживается.

В результате отпуска при температуре 200°C количество остаточного аустенита на поверхности уменьшилось до 39%, а после отпуска при 300°C оно не превышало 29%. Микротвердость при этом соответственно равнялась 700 и 650 кг/мм².

Наличие большого количества аустенита после электромеханической обработки и быстрое его уменьшение при отпуске позволяет предположить, что температура нагрева в процессе обработки была выше температуры A_{c1} , а температура отпуска за счет отогрева прилежащих к зоне закали области не выше 200—300°C.

Рентгенографирование поверхности образца с

темной зоной не выявило наличия остаточного аустенита, кривая интенсивности приближается к кривой интенсивности эталона, однако наблюдается различие в ширине линий. В данном случае структурных превращений, видимо, не происходило; упрочнение получено за счет горячего наклепа и изменения дисперсности структуры поверхностного слоя.

Результаты исследований белой зоны на теплостойкость (рис. 3) дают основание предполагать, что в процессе электромеханической обработки чугуных деталей на поверхности образуется упрочненный слой, способный выдерживать воздействие высоких температур с сохранением достаточно высокой твердости. Это свойство особенно важно для деталей двигателей внутреннего сгорания (цилиндров, поршневых колец), работающих в условиях повышенных температур и высоких давлений.

Достаточно высокая чистота обработки поверхности порядка $\nabla 8$ — $\nabla 9$ достигается на мягких режимах. В этом случае никакой дополнительной обработки не требуется. При упрочнении на жестких режимах чистота поверхности находится в пределах $\nabla 7$, что вызывает необходимость дополнительного хонингования.

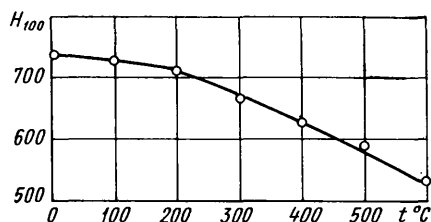


Рис. 3. Влияние температуры t отпуска чугуна после электромеханической обработки на изменение микротвердости

Лабораторные испытания на износостойкость проводились на машине трения типа МИ на роликовых образцах диаметром 40 мм и шириной 10 мм в паре с неупрочненной чугунной колодкой из специального чугуна, применяемого для изготовления поршневых колец. Образцы упрочнялись по наружному диаметру однорольковым инструментом на жестком и мягком режимах (соответственно ток был равен 2000 и 700 а).

Испытания проводились при скорости скольжения 0,4 м/сек, удельном давлении на ролик 138 кг/см², режим смазки: одна капля веретенного масла в течение 20 мин, длительность испытаний составляла 24 ч с периодичностью взвешивания 4 ч. Наружная поверхность упрочненных и неупрочненных роликов шлифовалась на одной оправке с применением охлаждающей жидкости. Исходная микротвердость упрочненных роликов составляла 770 кг/мм² (жесткий режим упрочнения) и 460 кг/мм² (мягкий режим упрочнения); неупрочненных — 300 кг/мм².

На рис. 4 изображены кривые износа I упрочненных и неупрочненных роликов. Анализируя данные графики, можно отметить значительное превышение износа неупрочненного ролика по сравнению с упрочненными. Износостойкость ролика с белым слоем (кривая 3) выше в 3 раза, а с темным слоем (кривая 2) — в 1,6 раза. Период приработки упрочненных образцов заканчивается намного раньше, чем у неупрочненных. Кроме того, величина износа колодок, сопряженных с упрочненной поверхностью, значительно меньше износа колодок, работавших с неупрочненными роликами.

Для стендовых испытаний было подготовлено два одинаковых малолитражных двигателя УД-2, цилиндры одного из них

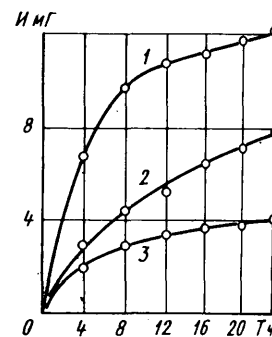


Рис. 4. Интенсивность изнашивания чугунных образцов:

1 — неупрочненного; 2 — упрочненного электромеханической обработкой на мягком режиме; 3 — упрочненного электромеханической обработкой на жестком режиме

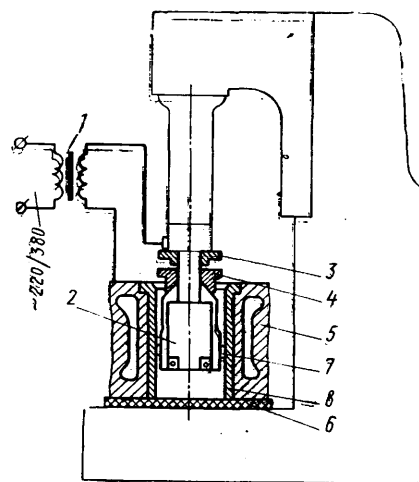


Рис. 5. Схема упрочнения гильз цилиндров

были упрочнены электромеханической обработкой на жестком режиме, цилиндры второго обрабатывались по существующей технологии (без упрочнения). В целях получения одинаковой шероховатости те и другие цилиндры проходили хонингование алмазными брусками.

Оба двигателя испытывались в одинаковых условиях, на одних и тех же режимах, через каждые 200 ч работы выполнялся микрометрический замер цилиндрической группы. В результате 1000-часовой программы гарантийных испытаний были получены следующие данные: износостойкость упрочненных цилиндров увеличилась в 2,5 раза, существенно снизился износ поршневых колец.

Эксплуатационные испытания упрочненных гильз цилиндров проводились на двигателе ГАЗ-51, нечетные цилиндры которого были обработаны хонингованием, т. е. по типовой технологии, а четные — после расточки подвергались электромеханической обработке. Для данных испытаний был использован двигатель, блок цилиндров которого после гильзования прошел первый ремонтный размер и был расточен до второго ремонтного размера.

Расточка и электромеханическая обработка цилиндров выполнялись на установке, смонтированной на базе расточного станка модели 278 (рис. 5). Неотъемлемой частью установки является силовой трансформатор 1, позволяющий получать рабочий ток до 1500 а. Кроме того, в кинематическую схему станка был введен понижающий редуктор, приводом которого служил электродвигатель мощностью 0,6 кВт.

Электромеханическая обработка осуществлялась двухроlikовой головкой 2 рычажного типа, которая закреплялась в шпинделе станка и фиксировалась контргайкой 3. Гайкой 4 сжималась рычажная пружина при вводе упрочняющей головки в цилиндр и освобождалась рычаги перед упрочняющей обработкой. Блок цилиндров 5 изолировался от станка текстолитовой прокладкой 6. Рабочие ролики 7 изготавливались из стали Р18.

Гильза 8 упрочнялась по всей длине на мягком режиме (сила тока 1000 а), в качестве охлаждающей жидкости применялось масло. После расточки цилиндров чистота поверхности получалась в пределах V5. Предварительные исследования дали следующие результаты: увеличение поверхностной микротвердости в 2 раза, чистота поверхности после электромеханической обработки — в пределах V8 в — V9a.

Двигатель с экспериментальным блоком прошел холодную обкатку, во время которой измерялась компрессия в цилиндрах. Начальная величина компрессии в цилиндрах, обработанных электромеханически, примерно на 2 кг/см² выше, чем в неупрочненных цилиндрах. Кроме того, время повышения компрессии до максимального значения в неупрочненных цилиндрах в несколько раз больше, чем в упрочненных.

Таким образом, приработка упрочненных цилиндров заканчивается гораздо раньше, чем неупрочненных. Это объясняется тем, что электромеханическая обработка способствует значи-

тельному увеличению опорной поверхности по сравнению со шлифованием [3]. Следовательно, электромеханическая обработка цилиндров роликовой головкой позволяет резко сократить время холодной обкатки двигателя для приработки цилиндров и поршневых колец.

Опытный двигатель после обкатки был поставлен на автомобиль ГАЗ-51. Через 13 тыс. км пробега был проведен микрометраж цилиндров и сопряженных с ними поршневых колец. Цилиндры измерялись в четырех плоскостях и 10 поясах через каждые 15 мм от верхнего края гильзы. Поршневые кольца подвергались измерениям в пяти местах по высоте и радиальном направлении. По результатам микрометража было установлено: износостойкость упрочненных цилиндров увеличилась почти вдвое, значительно снизился износ сопряженных с ними поршневых колец.

Таким образом, электромеханическая обработка может оказаться эффективным способом повышения долговечности цилиндров двигателей. При переходе к использованию процессов электромеханической обработки в массовом производстве должны быть проведены более широкие эксплуатационные испытания и сконструирована специальная оснастка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей машин электромеханической обработкой. Изд-во «Машиностроение», 1968.
2. Аскинази Б. М., Веретенников Н. В. Сб. «Исследование и применение процессов электромеханической обработки металлов». УСХИ, 1970.
3. Рыжов Э. В., Поляков Д. Д. Сб. «Исследование и применение процессов электромеханической обработки металлов». УСХИ, 1970.

УДК 621.74:669.13:539.431

Сопротивление ударно-усталостному разрушению чугунов с включениями графита различной формы и размеров

В. М. ЯГОВКИН, Г. В. ТОПОРОВ

Томский инженерно-строительный институт

МНОГИЕ детали автомобилей, отливаемые из чугуна, в эксплуатации подвергаются повторным ударным нагрузкам, вызывающим явление усталости материала. В связи с непрерывным ростом динамических показателей автомобилей (мощности двигателя, крутящего момента и т. д.) повторные ударные нагрузки постоянно увеличиваются. Поэтому долговечность деталей в значительной мере определяется сопротивлением материала усталостному разрушению. Опыт эксплуатации автомобилей показывает, что литые чугунные детали (поршневые кольца, шестерни, диски сцепления, картеры агрегатов, тормозные барабаны и др.), испытывающие при работе ударные нагрузки, имеют недостаточный срок службы. Однако вопросы ударно-усталостной прочности материалов, в частности чугуна, исследованы недостаточно.

Сопротивление усталостному разрушению чугуна зависит главным образом от структуры включений графита и металлической основы [1]. Структура включений графита характеризуется формой, размерами, занимаемой площадью и характером распределения графита. Наибольшее влияние на механические свойства чугуна оказывают форма и размеры включений. Для определения влияния этих факторов на сопротивление усталостному разрушению при ударно-циклических нагрузках проведены испытания нескольких типов чугуна (см. таблицу). Металлическая основа этих чугунов — перлитная.

Структура включений графита показана на рис. 1.

Гладкие шлифованные образцы длиной 80 и диаметром 10 мм испытывались на машинах Лампси-Полюбина [2], в которые были введены конструктивные усовершенствования, чтобы однократные повторные удары получались без дополнительных соударений. Нагрузка при ударно-циклических испытаниях представляет собой импульсы длительностью

~0,001 сек, следующие друг за другом с перерывом 0,04 сек. Напряжения в образцах измеряли электрическими датчиками сопротивления и соответствующей тензометрической аппаратурой.

Наименьшее сопротивление ударно-усталостному разрушению имеет серый чугун с грубыми пластинчатыми включениями графита (рис. 2, линия 1), которые в первом приближении рассматриваются как внутренние надрезы или опоры. Их влияние на механические свойства сводится в основном к уменьшению эффективного рабочего сечения и созданию местных концентраций напряжений при нагружении детали (N — число циклов нагружений). Местные пики напряжений у включений графита, по данным работы [3] в 10—20 раз превосходят номинальные напряжения σ_N и достигают величин тем больших, чем меньше радиус кривизны концов лепестков графита и чем больше длина включений. Местом концентрации напряжений в сером чугуне являются острые концы включений графита. Когда пик напряжений превосходит величину σ_N , у концов включений возникает усталостная трещина, распространяющаяся в матрице по направлению к соседнему включению графита. Если трещина при своем развитии не встречает препятствий в виде более твердых частиц, затрудняющих ее продвижение, то она увеличивается.

Чугун	Структура включений графита	Химический состав чугуна в %											
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Ti	Al	Ce	Mg
Серый	Грубо-пластинчатая	3,19	2,44	0,50	0,30	0,020	—	—	—	—	—	—	—
		3,20	2,21	0,70	0,10	0,10	1,25	0,60	0,50	0,12	—	—	—
Низколегированный	Пластинчатая изолированная	3,21	3,53	0,78	0,15	0,050	—	—	—	—	—	0,5	—
		2,44	1,00	0,30	0,09	0,280	0,04	—	—	0,01	0,001	—	—
		3,25	2,67	0,80	0,01	0,014	0,26	—	—	—	—	—	0,04
Черный Ковкий	Смешанная Шаровидная	3,21	3,53	0,78	0,15	0,050	—	—	—	—	—	0,5	—
		2,44	1,00	0,30	0,09	0,280	0,04	—	—	0,01	0,001	—	—
Магниево	Шаровидная правильная	3,25	2,67	0,80	0,01	0,014	0,26	—	—	—	—	—	0,04
		3,25	2,67	0,80	0,01	0,014	0,26	—	—	—	—	—	0,04

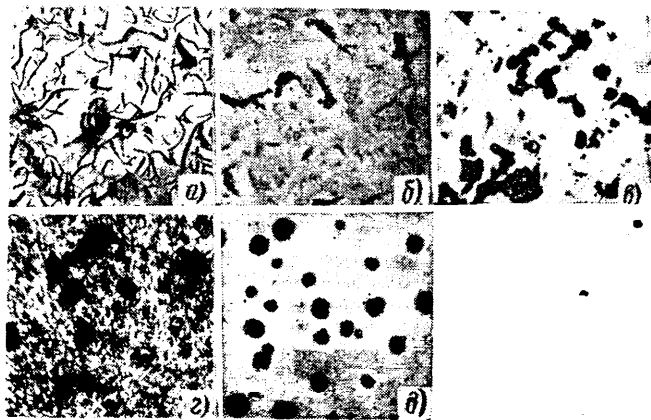


Рис. 1. Включения графита в чугунах ($\times 100$):

а — сером; б — низколегированном; в — перлитном, г — ковком; д — магниевом

Исследования ударно-усталостной прочности стали [4] и проведенные в Томском инженерно-строительном институте исследования чугунов показывают, что когда трещина распространится на 1,5–2% сечения детали, наступает сильное ослабление сечения и деталь может разрушиться. При снижении уровня действующих напряжений долговечность чугуна, естественно, повышается. Предел усталостной прочности серого чугуна $\sigma_w = 13,2 \text{ кг/мм}^2$.

Сопротивление ударно-усталостному разрушению низколегированного чугуна (линия 2) выше, чем серого чугуна. Легирующие элементы Сг, Мо, Ni, Ti способствуют получению измельченных, изолированных, с тупыми концами включений графита. Концентрация напряжений на тупых концах таких включений меньше, чем у серого чугуна, благодаря чему усталостная прочность и механические свойства чугуна повышаются. Низколегированный чугун имеет сравнительно высокий предел усталостной прочности $\sigma_w = 20 \text{ кг/мм}^2$.

Сопротивление ударно-усталостному разрушению перлитного чугуна (линия 3) со смешанными графитными включениями при высоком уровне напряжений выше, чем низколегированного чугуна. Вследствие смешанной формы включений графита происходит дальнейшее снижение концентрации напряжений и повышение усталостной прочности чугуна. При низком уровне напряжений сопротивление усталостному разрушению перлитного чугуна ниже, чем низколегированного чугуна. Это объясняется, по-видимому, меньшей прочностью металлической основы перлитного чугуна.

Наиболее высокое сопротивление ударно-усталостному разрушению во всем диапазоне уровней напряжений имеют ковкий чугун с шаровидным углеродом отжига (линия 4) и особенно магниевый чугун с включениями графита правильной шаровидной формы (линия 5). Шаровидная форма включений независимо от способа получения чугуна обуславливает

высокое сопротивление его усталостному разрушению. Магниевый чугун имеет наиболее высокий предел усталостной прочности $\sigma_w = 24 \text{ кг/мм}^2$. Таким образом, шаровидная форма графитных включений способствует повышению механических свойств и усталостной прочности чугуна.

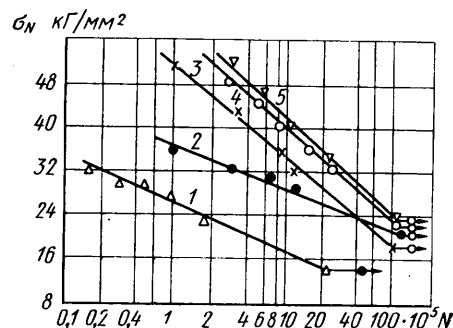


Рис. 2. Долговечность различных видов чугуна с сопоставимой мелкодисперсной структурой графитных включений и перлитной металлической основой при ударно-циклическом нагружении

Чем больше размеры включений графита и занимаемая ими площадь, тем ниже сопротивление чугуна усталостному разрушению. Так как большая разница в сопротивлении усталостному разрушению чугунов с различными включениями графита наблюдается при высоких уровнях напряжений, то опасность разрушения у чугунов с неблагоприятной структурой включений графита велика при нестационарном циклическом нагружении, когда возможны даже кратковременные перегрузки.

Полученные в лабораторных условиях зависимости сопоставлялись с имеющимися в литературных источниках [5 и 6] данными о натурных испытаниях деталей. Во всех случаях наблюдалось соответствие в поведении материала при лабораторных и натурных испытаниях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яговкин В. М. и др. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.
2. Лампси А. И., Полюбин В. Н. «Заводская лаборатория», 1952, № 3.
3. Ващенко К. И., Софрони Л. Магниевый чугун. Машгиз, 1960.
4. Силкин Е. А. Ударно-циклическая прочность сталей, применяемых в сельскохозяйственном машиностроении. Изд-во «Машиностроение», 1964.
5. Кудрявцев И. В., Балабанов И. А. «Вестник машиностроения», 1964, № 6.
6. Серенсен С. В. Некоторые проблемы прочности твердого тела. Изд-во АН СССР, 1959.

Уважаемый читатель!

28—30 сентября 1971 г. Министерство высшего и среднего специального образования СССР совместно с промышленными министерствами проводит всесоюзную научную конференцию по применению прогрессивных методов штамповки в закрытых штампах. На конференции будут заслушаны доклады по основным проблемам точной объемной штамповки

и намечены пути дальнейшего развития и совершенствования этих технологических процессов.

Адрес оргкомитета конференции: Москва, А-55, Вадковский пер., дом 3, а, СТАНКИН, кафедра оборудования и технологииковки и штамповки.

КОНСЕРВАЦИОННЫЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ГИДРОТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ

К ЖИДКОСТЯМ для тормозных систем наряду со специальными требованиями, касающимися физико-химических свойств, смазывающей способности, отсутствия вредного воздействия на резину, стабильности, предъявляются также требования по защите от коррозии изделий из черных и цветных металлов в период их хранения, транспортирования и эксплуатации.

Хорошими противокоррозионными свойствами, т. е. способностью предотвращать химическую коррозию, обладают жидкости на основе синтетических

продуктов, выпускаемые за рубежом фирмами Кастрол (жидкости «Кастролик»), Бритиш петролеум («Энергол»), ФИАТ («Голубая этикетка», «Артико»), Юнион карбид (на основе продуктов «Юкон» 50-НВ-260 и 50-НВ-660), Доу (жидкости «НД») и др.

Некоторые зарубежные фирмы выпускают специальные консервационные жидкости (например, ФИАТ — жидкость ПРЛ-52, Юнион карбид — жидкости на основе «Юкон»-LB-285-Y24 и LB-1145-Y24, Крайслер Корпорейшн — MS 4055) для защиты деталей и узлов

тормозной системы от электрохимической коррозии до их установки в автомобили и заправки рабочими жидкостями. По техническим требованиям консервационные жидкости должны смешиваться в любых соотношениях с рабочими жидкостями для тормозных систем и при смешении не должны портить эксплуатационных характеристик рабочих жидкостей.

На Московском опытно-промышленном заводе ВНИИ НП проверяли защитные и противокоррозионные свойства жидкостей для тормозных систем в сравнении с некоторыми зарубежными жидкостями. Защитные свойства оценивали на черных и цветных металлах в термовлагокамере Г-4, камере солевого тумана, камере сернистого ангидрида, в морской воде по описанным в литературе методикам [1 и 2], а противокоррозионные свойства — при погружении пластинок из чугуна, стали Ст. 3, 10, 40 и 45, меди, латуни, бронзы, алюминия, свинца в соответствующие жидкости на 48 ч при 100° с фиксацией изменения их веса и визуальной оценкой поверхности.

Исследования показали, что тормозные жидкости ЭСК, БСК, АСК на основе касторового масла обладают низкими защитными (табл. 1) и удовлетворительными противокоррозионными (табл. 2) свойствами.

Кроме того, эти жидкости не удовлетворяют также современным требованиям по другим показателям, что связано с изменением их состава и, следовательно, свойств в рабочих условиях.

В настоящее время разработаны жидкости для гидравлических и тормозных систем на основе синтетических продуктов — силиконовых жидкостей, фторорганических соединений, полигликолей, сложных эфиров [3 и 4], например жидкости «Голубая этикетка», «Артико» (ФИАТ, Италия), «Нева» (СССР).

В результате исследований установлено, однако, что жидкости на основе синтетических продуктов не обладают защитными свойствами (табл. 1). Многие синтетические продукты, особенно эфиры, обладают высокой поверхностной активностью на границе с водой. Исследования по определению относительного поляризационного ОПС и относительно омического ООС противлений пленок этих продуктов, проведенные на специальном приборе, показали, что в присутствии электролита синтетические продукты не могут тормозить электрохимические реакции на поверхности металла, создаваемое ими омическое и поляризационное сопротивления невелики, анодный и катодный процессы развиваются беспрепятственно [5].

Придать жидкостям для тормозных систем хорошие защитные свойства только за счет выбора основы невозможно. Во всех случаях к основе необходимо добавлять ингибиторы коррозии. При этом в зависимости от типа основы

Таблица 1

Защитные свойства жидкостей для тормозных систем

Жидкости	После 30 суток испытания в камере Г-4 в г/м ²			После 24 ч испытания в камере Г-4 в баллах		После 24 ч испытаний стали 10 в баллах*		
	Медь	Алюминий	Латунь	Чугун	Сталь 10	солевого тумана	сернистого газа	в морской воде
Рабочие жидкости								
Касторо-спиртовые ЭСК, БСК, АСК	—	—	—	8	0,2	5	10	9
Силиконы	—	—	—	9	8	7	10	10
На основе полигликолей	—	—	—	10	8	6	10	10
Эфиры (диоктилсебацат) и др.	—	—	—	6	5,5	8	10	10
«Нева»	—0,26	+0,2	—1,5	6,5	5,5	8,7	10	8
«Голубая этикетка» (ФИАТ)	+1,44	+1,0	+0,5	1,8	0	4	10	3
(начало коррозии после 11 суток)								
«Артико» (ФИАТ)	—0,12	+1,0	+0,6	7	1,5	7,5	2	9,5
«НД» (фирма Доу, ФРГ)	+0,76	+6,0	+4,5	8	0,3	6	10	9
Консервационные и рабоче-консервационные жидкости								
ПРЛ-52 (ФИАТ)	—0,08	+0,4	+1,2	0,1	0	1	9,6	0,3
(0,06 после 30 суток)								
НГ-213А	—	—	—	0,3	0	—	2,2	0,25
(начало коррозии после 15 суток, 0,06 после 30 суток)								
НГ-213Б	—	—	—	0,1	То же	—	1,2	Менее 0,1

* 0 баллов — отсутствие коррозии; 10 баллов — полная коррозия всей поверхности пластины.

Таблица 2

Противокоррозионные свойства жидкостей для тормозных систем

Жидкости	Коррозия в г/м ² , после 48 ч испытания при 100°				
	Медь	Латунь	Алюминий	Чугун	Сталь 10
Рабочие жидкости					
Касторо-спиртовые ЭСК, БСК, АСК	—3,5	—	+2,20	—3,20	+1,0
Силиконы	+0,4—0,7	—	+0,10	+1,10	+0,9
На основе полигликолей	—1,0	—	+0,6	—2,10	+0,1
Эфиры (диоктилсебацат) и др.	+0,25	—	0	+1,02	+1,6
«Нева»	—1,3	—0,27	+0,70	+1,30	+1,7
«Голубая этикетка» (ФИАТ)	0	—0,16	+1,18	+0,80	+0,4
«Артико» (ФИАТ)	—	—0,21	+1,01	+1,20	—
«НД» (фирма Доу, ФРГ)	—1,18	—0,08	+0,70	+1,08	+1,5
Консервационные и рабоче-консервационные жидкости					
ПРЛ-52 (ФИАТ)	—2,0	—1,45	+1,0	+0,17	+1,7
НГ-213А	—1,5	0	+0,6	+1,10	+0,3
НГ-213Б	—1,6	0	+0,4	+1,01	—

Таблица 3

Физико-химические свойства жидкостей для гидротормозных систем

Показатели,	Жидкость			
	НГ-213А	НГ-213Б	НГ-213В	НГ-213Г
Цвет	Желтый			
Внешний вид	Прозрачная			
Вязкость кинематическая в сст:				
при 50°	15,5—17,7	16,3	15,7	17,4
при 100°	—	4,9	5,1	5,6
Температура в °С:				
кипения	166—186	Более 300	Не ниже 190	
выпыхи в открытом сосуде	80—95	206	98	96
Испаряемость при 100° после 7 су- ток в %	48—58	До 1	46,7	57,8
Удельный вес при 20° в г/см³	0,860	0,9205	1,003	1,003
Содержание воды в %	0,4	0,1	0,46	0,2
Число омыления в мг КОН/г	77—100	125	34,2	12,6
Кислотное число в мг КОН/г	5,6—8,1	2,44	8,0	12,4
pH	7,9	6,4	7,6	7,9
Зольность в %	0,3	0,3	—	—
Совместимость с жидкостью „Го- лубая этикетка“ или „Нева“	Совместима. Осадков или отстоев нет	—	Совместима полностью	
Поведение в низкотемпературных условиях при —40° в течение 16 ч	Частично подвижна	Полностью подвижна		
Поведение в присутствии уплот- нительных колец из резины ТХ 120-60 при 120° в течение 120 ч: загрязнение жидкости	Осадков нет			
изменение диаметра в %	2—6	—	2,1	1,8
Износ алюминиевой пластинки в мг во время испытания на ма- шине трения ПФ-1 при 70°	1,9	1,4	—	1,3
Назначение жидкостей	Консервация тормозных систем	Консервация гидравлических систем	Рабоче-консервационные жидкости для тормозных систем	

возможно принципиально разное ингибирование жидкостей для гидравлических систем.

К касторо-спиртовым или водо-гликолевым жидкостям можно добавлять органические водорастворимые ингибиторы коррозии [6—7]. Среди известных водорастворимых ингибиторов наиболее интересны нитрит дициклогексилламина (НДА) и метанитробензоат гексаметиленмина (Г-2) [7]. Особенно перспективен ингибитор Г-2, так как он лишен основного недостатка, присущего водорастворимым соединениям этого типа: наряду с защитой черных металлов усиливать коррозию некоторых цветных металлов и сплавов.

В жидкостях на основе эфиров или смешанных продуктов нефтяного и синтетического происхождения могут быть

использованы маслорастворимые ингибиторы коррозии и композиции на их основе. В качестве таких ингибиторов применялись окисленный петролатум и его соли, органические кислоты, синтетические жирные кислоты и их соли, нитро-ванные нефтепродукты, сульфонаты, сукцин-имиды, а также выпускаемые промышленностью присадки МСДА-11, бензтриазол, АКОР-1, БМП, ИНГА-1 и др.

Введение в основу жидкостей маслорастворимых ингибиторов коррозии резко повышает относительное поляризационное и относительное омическое сопротивление пленок продукта и приводит к торможению этими пленками процесса электрохимической коррозии. Механизм действия маслорастворимых ингибиторов коррозии, заключающийся в образовании

на металле хемосорбционных и вторичных адсорбционных пленок, рассмотрен в работах [1 и 8].

При введении композиций присадок в синтетические основы жидкостей для тормозных систем был получен синергетический эффект усиления защитной эффективности ингибиторов коррозии.

В результате проведенной работы были получены первые отечественные консервационные и рабоче-консервационные жидкости (табл. 3) для гидравлических и тормозных систем. Они обладают высокими защитными и противокоррозионными свойствами по отношению к черным и цветным металлам и не уступают в этом отношении зарубежным консервационным жидкостям типа ПРЛ-52 (табл. 1 и 2). Наряду с этим отечественные жидкости обладают необходимыми физико-химическими свойствами: текучестью при низкой температуре, хорошей смазывающей способностью, совместимостью с другими тормозными жидкостями и др. (табл. 3).

Это позволяет рекомендовать жидкости, приведенные в табл. 3, для защиты от коррозии гидротормозных систем автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крейн С. Э., Шехтер Ю. Н. Нитро-ванные масла. Изд-во «Химия», 1967.
2. Дольберг А. Л. и др. Ингибиторы нефтяные покрытия. МДНП им. Дзержинского, 1968.
3. Хаттон Р. Е. Жидкости для гидравлических систем. Изд-во «Химия», 1965.
4. Бобров Н. Н., Воропай П. И. Применение топлив и смазочных материалов. Изд-во «Недра», 1968.
5. Смиотанко Э. А. и др. «Нефтепереработка и нефтехимия», 1970, № 2.
6. Брегман Дж. Ингибиторы коррозии. Изд-во «Химия», 1966.
7. Алцыбеева А. И., Левин С. З. Ингибиторы коррозии металлов. Изд-во «Химия», 1968.
8. Тетерина Л. Н. и др. «Нефтепереработка и нефтехимия», 1969, № 11.

А. Л. ДОЛЬБЕРГ, Ю. Н. ШЕХТЕР

Московский опытно-промышленный завод ВНИИ НП

УДК 629.113.65.016(438)

СПЕЦИАЛИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ПОЛЬСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

АВТОМОБИЛЬНАЯ промышленность Польской Народной Республики была создана за годы народной власти. В 1948 г. в стране было выпущено 800 первых грузовых автомобилей Стар. За последние 10 лет (1960—1969 гг.) производство различных автомобилей и автобусов возросло: легковых в 3,9 раза; грузовых в 2,1 раза; специальных автомобилей более чем в 2,4 раза; авто-

бусов в 2,4 раза и мотороллеров почти в 3,4 раза.

Динамика производства основных видов продукции автомобильной промышленности ПНР показана в таблице (в тыс. шт.).

За последние годы производство мотоциклов стало сокращаться, а производство мотороллеров быстро увеличиваться.

Автомобилестроение страны имеет высокие и устойчивые темпы развития. За последние годы прирост продукции автомобильной промышленности составил более 20% в год. Еще более значительные темпы развития производства автомобилестроения Польши намечены в предстоящем пятилетии (1971—1975 гг.). Предусматривается выпустить 1 млн. автомобилей, что превысит в 2,1 раза

Продукция	1960 г.	1965 г.	1966 г.	1967 г.	1968 г.	1969 г.	1970 г.	1971 г.
Автомобили:								
легковые	—	4,0	12,9	26,4	29,2	27,7	40,4	50,2
грузовые	0,8	10,5	19,5	26,7	29,5	32,2	35,1	40,7
специальные	—	1,6	2,4	3,9	4,4	4,6	4,9	5,8
Автобусы	—	0,4	2,1	3,5	3,9	3,9	4,5	5,1
Мотоциклы	14,8	30,1	122,0	144,0	144,0	111,0	106,7	115,0
Мотороллеры	—	—	25,4	61,4	75,1	60,5	71,8	85,5
Велосипеды (без детских)	99,1	167,0	436,0	622,0	683,0	669,7	728,0	765,0

производство автомобилей по сравнению с прошлой пятилеткой (1965—1970 гг.).

Польская автомобильная промышленность является одной из ведущих отраслей машиностроения страны, на ее долю приходится около 25% выпуска продукции машиностроительной промышленности.

Развитие автомобильной промышленности Польши характеризуется не только количественным ростом, но также значительными качественными изменениями. В результате использования современных научных и производственных достижений продукция автомобильной промышленности страны находится на достаточно высоком техническом уровне и имеет большой спрос в других странах.

За годы народной власти налажено производство различных типов и моделей автомобилей, необходимых народному хозяйству страны. Важное значение в развитии автомобилестроения ПНР имеет научно-техническое и экономическое сотрудничество Польши с социалистическими странами и, прежде всего, с Советским Союзом.

В настоящее время автомобильная промышленность выпускает: легковые автомобили четырех моделей, грузовые автомобили 13 моделей, автобусы и фургоны 10 моделей и специальные автомобили (санитарных, пожарных, рефрижераторных и т. п.) 8 моделей.

Успехи, достигнутые автомобильной промышленностью ПНР, во многом определены высоким уровнем ее специализации и кооперирования, хорошей проектно-технической базой и научно-исследовательским центром автомобилестроения. Вся автомобильная промышленность входит в состав комплексного объединения Польмо, которое осуществляет научно-исследовательские, конструкторские и проектно-технологические работы. В это объединение входят специализированные заводы автомобильных узлов, автомобильного электрооборудования, кузнечного производства, заводы пружин, металлоизделий, автомобильные заводы и другие производственные подразделения, а также бюро сбыта продукции (внутри страны) и внешнеторговая контора. Организационная структура и управление автомобильной промышленностью показаны на схеме.

Автомобильное объединение Польмо представляет собой единый производственно-хозяйственный комплекс, в котором составные элементы взаимосвязаны на базе разделения труда между ними, углубления специализации каждого из них внутри единой системы.

Из схемы видно, что все автомобилестроение страны разделено на четыре группы специализированных производств: автомобильных узлов и механизмов; электрооборудования; заготовок и полуфабрикатов и готовых автомобилей. В каждом этом производстве заводы специализированы на выпуске однородной продукции. Специализированные заводы на производстве различ-



Схема организационной структуры и специализации производства в автомобилестроении ПНР:

1 — завод автомобильных передач; 2 — завод автомобильных механизмов; 3 — завод автомобильного оснащения; 4, 5, 6, 7 — заводы автомобильного оборудования; 8 — завод механического оборудования; 9 — завод амортизаторов; 10 — завод автомобильных кузовов; 11, 12, 13, 14 — заводы автомобильного электрооборудования; 15 — завод изделий порошковой металлургии; 16 — завод кузнечных заготовок; 17 — завод пружин; 18 — завод металлоизделий; 19 — завод легковых автомобилей; 20 — завод грузовых автомобилей; 21 — завод коммерческих автомобилей; 22 — завод автобусов и грузовых автомобилей; 23 — завод грузовых автомобилей; 24 — автобусный завод; 25 — завод прицепов

ных узлов и механизмов, электрооборудования, заготовок и полуфабрикатов поставляют свои изделия механосборочным заводам готовых автомобилей.

В объединении сосредоточена вся научно-исследовательская, конструкторская, технологическая и коммерческая работа, что повышает маневренность и мобильность производства в регулировании ресурсами.

Рассмотрим характерные особенности специализации и кооперирования основных заводов.

Варшавский завод легковых автомобилей специализировался по выпуску автомобилей ФИАТ 125Р (1300 и 1500) и его модификации «Сирена». Кроме того, завод производит двигатели М-20 мощностью 27 л.с. и S-51 мощностью 70 л.с., вместе со сцеплением и коробкой скоростей, обеспечивая не только собственные потребности, но и потребности заводов в г. Нисе и г. Люблине.

Люблинский завод грузовых автомобилей выпускает автомобили коммерческого назначения и его модификации — фургоны и малые пожарные автомоби-

ли. Этот же завод является и главным поставщиком чугунных отливок и винтовых изделий для всей отрасли. Для легковых и коммерческих автомобилей завод изготавливает задние мосты и передние подвески.

Автомобильный завод в г. Ниса специализировался на производстве коммерческих автомобилей типа «Ниса» следующих вариантов: фургон, пассажирогрузовой автомобиль, микроавтобус, санитарный автомобиль, изотермический автомобиль, автокинопередвижка и др.

Староховицкий завод грузовых автомобилей выпускает три основных типа грузовых автомобилей: Стар-28 с дизельным двигателем S-530A, мощностью 105 л.с., Стар-29 с карбюраторным двигателем S-472, мощностью 105 л.с. и автомобили-вездеходы Стар-660 М 1. Он же выпускает шасси для специальных автомобилей (автокранов, бетоновозов, пожарных и т. п.) дизельные двигатели

типа S-53 и карбюраторные двигатели S-47 (для грузовых автомобилей и автобусов) и агрегаты силовой передачи шасси для средних автобусов.

Ельчанский автомобильный завод производит грузовые автомобили грузоподъемностью 8 т и автобусы типа «Ельч» на шасси фирмы Шкода. На грузовые автомобили устанавливаются двигатели мощностью 200 л.с. Завод выпускает также небольшие серии специальных автомастерских на шасси автомобилей Стар-660 М 1.

Санокский автобусный завод выпускает средние автобусы типа Н-100 длиной 9 м.

Заславский завод прицепов специализировался на производстве прицепов грузоподъемностью 4 и 6 т и фургонов общего назначения на шасси автомобиля Стар.

Завод механического оборудования в г. Бельско-Бяла выпускает трехцилиндровые двухтактные двигатели типа S-31 для легкового автомобиля «Сирена», промышленные двигатели небольшой мощности и пожарные насосы.

Завод автомобильных передаточных механизмов специализировался на производстве различных коробок скоростей и передач для всех типов автомобилей. Этот завод имеет более глубокую специализацию производства.

Щецинский завод автомобильных механизмов выпускает карданные валы и системы рулевого управления для всей автомобильной промышленности страны.

Завод амортизаторов в г. Кросне изготавливает различные амортизаторы для всех типов автомобилей, выпускаемых в стране.

Процесс развития специализации предприятий польской автомобильной промышленности расширяется и углубляется вместе с высокими темпами производства автомобилей. Постоянное

развитие технической базы отдельных заводов и концентрация производства однотипной (однородной) продукции позволяют вводить высокопроизводительные линии обработки, расширять унификацию и налаживать производство определенного типажа («семейства») изделий (например, амортизаторов для мотоциклов, легковых и грузовых автомобилей разной грузоподъемности и т. п.).

Специализация заводов создала также условия для интенсификации научно-исследовательских работ в отрасли и позволила повысить эффективность производства. Польские автомобили пользуются большим спросом в Венгрии, Швеции, ФРГ и других странах. В 1968 г. стоимость экспорта продукции

автомобильной промышленности ПНР составила почти 62,5 млн. долл. и выросла на 40% по сравнению с 1967 г. Доля автомобильной промышленности в экспорте составляет 20% от продукции машиностроения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Rocznik Statystyczny, 1969, Warszawa, 1970, стр. 127—128.
2. Struktura gospodarki narodowej, Warszawa, 1969, стр. 118.
3. «Обзор польской техники», 1969, № 1.
4. «Обзор польской техники», 1969, № 6.
5. «Обзор польской техники», 1970, № 1.

Канд. экон. наук Н. П. КОВАЛЕВ

УДК 629.113:621.86.87

ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ ПОДЪЕМА И ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ «МОСКВИЧ»

В НАШЕЙ стране на заводах, выпускающих легковые автомобили, серьезной проблемой является погрузка готовых автомобилей на железнодорожные платформы.

Готовые автомобили грузились на железнодорожные платформы своим ходом. При этом тратилось много времени на заправку двигателя и разогрев его в зимнее время.

Для механизации погрузки разработано приспособление, которое состоит из рамы 1 (рис. 1), захватов 2 и механизма управления 3. Автомобиль поднимается приспособлением за домкратные гнезда.

Рама представляет собой несущую ферму, сваренную из труб 60×8 мм. Захват (рис. 2), шарнирно соединенный с рамой, при транспортировании пружинной

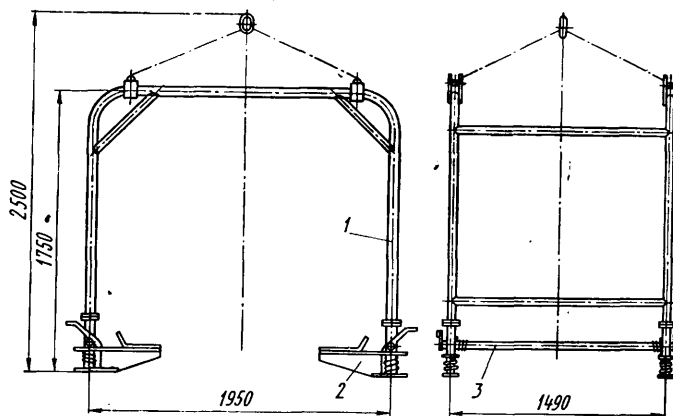


Рис. 1

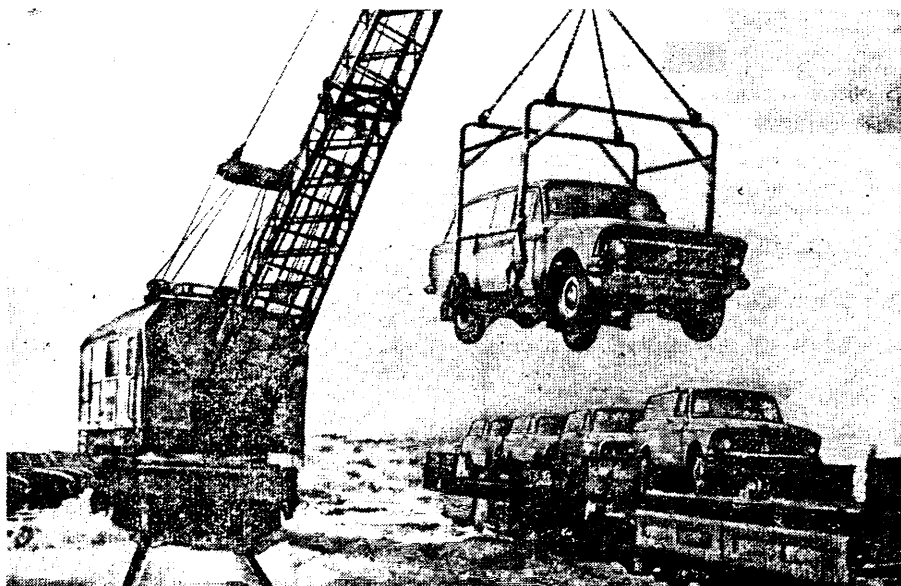


Рис. 2

прижимается к упору на раме. В рабочее положение каждый захват устанавливается вручную, затем фиксируется защелкой. Защелка надета на ось свободно, опускается в фиксирующее отверстие захвата под действием силы тяжести, выводится из отверстия упором педали. При этом захват под действием пружины возвращается в исходное положение. Действие педалей заблокировано попарно с обеих сторон приспособления, т. е. при нажатии на одну педаль срабатывает вторая, поднимая вторую защелку, освобождает второй захват. Педали пружинной возвращаются в исходное положение.

Время погрузки трех автомобилей на один вагон с закреплением их на платформе до внедрения приспособления было 2 ч. В настоящее время те же операции с помощью приспособления выполняются за 20 мин.

В. С. КАСАТКИН,
Л. И. НАГОВИЦЫНА

НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.74.043.06

Автоматические кокильные машины для литья под низким давлением

В Англии разработаны автоматические кокильные машины для литья под низким давлением. Для выдержки металла с нагревом при помощи электросопротивления служат герметичные печи. Емкость печей 275—510 кг алюминиевого сплава. Тигель печи выполнен из карбида кремния. Кверху от тигеля, к отверстию в дверце печи, на которой укреплен кокиль, расположен металлопровод. Жидкий металл под действием сжатого воздуха в рабочей полости печи по металлопроводу подается вверх к кокилю. Давление поддерживается до полного затвердевания отливки. Затем печь проветривается и жидкий металл из металлопровода возвращается обратно в тигель. Полностью автоматический рабочий процесс обеспечивается автоматическим программным управлением. Так как заливка кокиля осуществляется автоматически, достаточно одного оператора для нескольких машин. Благодаря тому, что жидкий металл попадает в рабочую полость формы по кратчайшему пути и давление сохраняется до конца затвердевания отливки, можно отказаться от литника. В результате доля оборотного металла незначительна и количество годного литья составляет 90—98%. Детали, изготовленные литьем под низким давлением, отличаются лучшим качеством поверхности, равномерной плотностью и повышенной стабильностью размеров. Описанный метод позволяет также уменьшить толщину стенок отливки, а также выполнять отливки сложной конфигурации.

«Gienerei Praxis», январь 1971, № 1, стр. 18.

УДК 621.74.043.06:621.896

Автоматические устройства для смазки форм в машинах для литья под давлением

В Японии для смазки форм в машинах с горячей камерой прессования применяются специальные устройства. Существует три метода смазки. 1. Для первого метода используются передвижные устройства с соплами. В каждом устройстве имеется 9—11 поворотных сопел, которые расположены в три ряда друг над другом. Предусмотрены комплекты сопел как для подвижной, так и неподвижной сторон формы. Устройство движется сверху в открытую форму. 2. Для второго метода применяются транспортные стальные столы с передвижными устройствами. Это устройство перемещается сбоку в открытой форме и регулируется по высоте. Поворотные сопла расположены так же, как и в первом случае. Каждой машине соответствует определенная высота стола. 3. Частично используются неподвижные сопла. Они установлены на штанге. Этот способ находится еще в стадии исследования. В машинах с горячей камерой прессования используется преимущественно водорастворимый разделитель.

«Gienerei Praxis», январь 1971, т. 58, № 1, стр. 15.

УДК 621.74.043.06:621.746.32

Автоматическая загрузка металла в машины для литья под давлением с холодной камерой прессования

В Японии около 80% всех машин для литья под давлением с запирающим усилием более 200 т снабжены автоматами для дозирования и заливки жидкого металла. Известно два типа устройств. 1. Устройства, подающие жидкий металл в машину с помощью сжатого воздуха по желобу. Дозирование регулируется давлением и временем. 2. Механические устройства, транспортирующие жидкий металл в резервуаре или ковше. Дозирование регулируется глубиной погружения и углом наклона ковша. Из-за некоторых недостатков и высокой стоимости пневматических устройств в японской промышленности используются механические устройства. В Японии применяются устройства, работающие без вентилей, в которых металл забирается ковшами специальной конструкции. Дозирование осуществляется изменением угла наклона ковша. Количество набираемого металла зависит от угла наклона ковша, а не от точности глубины погружения.

«Gienerei Praxis», январь 1971, т. 58, № 1, стр. 12—13.

УДК 621.74.043.06+621.745.3

Совместная работа машин литья под давлением и плавильных печей

Чтобы сократить дистанцию транспортирования жидкого цинка и алюминия, все машины литья под давлением расположены кольцеобразно вокруг каждой из трех плавильных печей. Расплав, имеющий температуру 437°, из плавильных печей подается тремя насосами (предусмотрен и четвертый — резервный насос) в желоба на высоту в 1,2 м. По желобам длиной 3,6 м расплав самотеком поступает в накопительные печи всех литейных машин. Литниковый скрап укладывается на конвейеры и загружается в плавильные печи. Все три плавильные печи обслуживаются одним оператором. В результате применения нового способа работы производительность литейных машин возросла на 17—20%.

«Modern Metals», ноябрь 1970, т. 26, № 10, стр. 101—102.

УДК 621.74.043.2-984-52

Автоматическая машина литья под низким давлением

Компактная машина для литья под низким давлением может отливать сложные отливки из обычного алюминия, а также из рафинированного алюминия и из сплава Almag. Давление прессования составляет примерно 0,35 кг/см². Отливки имеют тонкие стенки, хорошее качество поверхности, хорошо поддаются термической обработке. Расплав в простую разъемную форму из чугуна подается по металлопроводу, облицованному керамическим материалом. Печь вмещает 276—328 кг жидкого металла. Наибольшая запрессовываемая порция расплава 41 кг. Продолжительность литейного цикла 1—18 мин. Усилие выталкивания 6,5 т.

«Modern Metals», ноябрь 1970, т. 26, № 10, стр. 104—105.

УДК (621.743.4:666.3):621.74.045

Керамические стержневые составы Alsimag 809 и 799

Для вымывания керамических стержней из новых составов Alsimag 809 и 799 не используются высокотоксичные каустические растворы. Благодаря этому стержни из данных материалов можно использовать для получения отливок из обычных литейных сплавов. Стержни из Alsimag 809 быстро растворяются в 50%-ном растворе гидроокиси натрия, которая не разъедает нержавеющую и углеродистую сталь. Стержни вымываются в автоклавах при температуре 121° и давлении 1,05 кг/см². Стержни из Alsimag 799 вымываются 20%-ным раствором уксусной кислоты при температуре 100°. Этот раствор не разъедает отливки, изготовленные из чугуна, меди, алюминия, свинца, но корродирует цинковые отливки. Стержни из новых составов обладают достаточной прочностью и не подвергаются порче в процессе транспортирования. Они имеют высокую термостойкость — 1537°, позволяющую использовать их для получения отливок из огнеупорных сплавов при литье по выплавляемым моделям. Стержни из Alsimag 809 и 799 можно применять при изготовлении отливок в песчаных, оболочковых и металлических формах, при работе по Acugad — процессу, при литье под давлением и по выплавляемым моделям.

«Precision Metal», декабрь 1970, т. 28, № 12, стр. 43—44.

УДК 621.979-621.96

Пресс для пробивания отверстий

В результате ступенчатого двигателя на револьверном прессе с цифровым вычислительным контролем была получена скорость штамповки до 66 отверстий в минуту. На прессе можно обработать листы из низкоуглеродистой стали размером 475×600 мм при диаметре отверстий 50 мм. Точность установок 0,12 мм. Переключение на соответствующую позицию осуществляется от специальной панели, а индикаторная лампа указывает, на какой позиции работает пресс. Пресс имеет 12 позиций для пробивания отверстий диаметром 19 мм или квадрата со стороной 12,7; пять позиций для получения отверстий диаметром 24 мм и остальные позиции для получения диаметра до 50 мм.

«Metalworking production», январь 1970, т. 115, № 2, стр. 63.

УДК 621.961.2.073:678.5

Новый штамп для холодной штамповки

Новый подвижной штамп состоит из уретановой подушки и удерживающего кольца. Диаметр подушки 64, 102, 153 мм. Штамп используется для пробивания отверстий, вырубки, вытяжки, чеканки и выполнения любых комбинаций этих операций за один рабочий ход. Во время штамповки круглая уретановая подушка укрепляется внутри алюминиевого или стального кольца, которое сдерживает и контролирует давление. С помощью штампа можно изготовить детали из низкоуглеродистой стали. Уретановый штамп имеет стоимость на 75% меньше, чем обычные инструменты.

«Metalworking economics», ноябрь 1970, т. 26, № 11, стр. 93.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43—222.001.5

Исследование динамических деформаций гильз цилиндров. Взорн В. А., Исаев Е. В., Коржаков В. А., Осokin В. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Изложены результаты исследования динамических деформаций гильзы дизеля. Приведен подробно процесс деформирования гильзы за цикл на номинальном режиме и выявлены зависимости деформаций гильзы в характерных точках от среднего эффективного давления и числа оборотов. Табл. 1. Рис. 4. Библиограф. 7.

УДК 621.43—55:629.113

Определение фактора торможения регулятора числа оборотов двигателя внутреннего сгорания. Бельтюков В. П. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Показано, что определение фактора торможения методом вынужденных колебаний регулятора соответствует условию равенства потерь энергии за цикл движения — наиболее общему условию определения коэффициента эквивалентного вязкого демпфирования, позволяющему сравнивать демпфирующее действие сил, различных по своей физической природе. Библиограф. 8.

УДК 621.43—225.1:629.113

О влиянии соединительных отверстий во впускных трубопроводах на работу двигателя. Морозов К. А., Черняк Б. Я., Бенедиктов А. Р. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Исследовано влияние соединительного отверстия во впускном трубопроводе V-образного карбюраторного двигателя на процессы наполнения и смесеобразования, а также на внешние показатели двигателя. Введение соединительного отверстия оказывает сложное воздействие на газодинамические процессы в трубопроводе и на распределение смеси по цилиндрам. Одной из причин этого является уменьшение пульсаций в ветвях трубопровода при введении в него отверстий, а также перетекание заряда из одной ветви трубопровода в другую. Табл. 1. Рис. 5. Библиограф. 5.

УДК 629.114.3.001.1:629.114.3.073

Экспериментальное исследование устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда. Аксенов А. И., Андреев А. С. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Экспериментально определены показатели, характеризующие влияние трехзвенного автопоезда при движении по ровной дороге с различной скоростью, а также влияние на эти показатели различных конструктивных факторов и сформулированы рекомендации по повышению устойчивости прямолинейного движения автопоезда. Рис. 3. Библиограф. 2.

УДК 629.113.001.1:629.113.075

Влияние некоторых эксплуатационных факторов на коэффициент сопротивления боковому уводу шин. Кнороз В. И., Петров И. П., Юрьев Ю. М. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Приведены результаты экспериментального исследования влияния различных эксплуатационных факторов на коэффициенты сопротивления боковому уводу шин различных типов. Рис. 4. Библиограф. 4.

УДК 629.113.013.5.001.5

Выбор параметров сферических и дуговых опорно-сцепных устройств для седельных тягачей. Взятыхшев Н. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Рассматриваемые зависимости показывают, что сферическое опорно-сцепное устройство способствует повышению показателей статической и динамической поперечной устойчивости. Рис. 5. Библиограф. 3.

УДК 629.113—578/—587.001.5

Влияние конструктивных параметров на частоты собственных колебаний трансмиссии автомобиля. Успенский И. Н., Нефедов В. А., Родичев И. С. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Изложен способ определения влияния на частоты собственных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля, изменений жесткости и инерции ее отдельных элементов. Рассмотрен пример трансмиссии автомобиля ГАЗ-53. Табл. 4. Рис. 1. Библиограф. 3.

УДК 629.113.001.5

К вопросу о выборе оптимальной совокупности диагностических параметров. Гольдштейн О. С., Ютт В. Е. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Излагается методика выбора оптимальной совокупности диагностических параметров, позволяющих при минимуме затрат определить техническое состояние системы. Дан пример построения блок-схемы структурно-следственных связей автомобильного регулятора напряжения. Библиограф. 5.

УДК 629.113—585.862:62—19.001.5

Исследование надежности сальниковых уплотнительных соединений автомобиля. Бедняк М. Н., Белокобыла Е. Ю. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Показано определение надежности и долговечности уплотнительных соединений автомобиля на примере выяснения ресурса сальника фланца карданного вала автомобиля КраЗ-256. Дается математическое обоснование долговечности сальника с применением функции Вейбулла. Рис. 2. Библиограф. 2.

УДК 629.113.012.558

Автоматические дозаторы и регуляторы давления сжатого воздуха. Фишгал С. И. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Описаны конструкции автоматических дозаторов и регуляторов давления сжатого воздуха для наполнения последним сосудов (преимущественно колесных шин) до определенной величины давления. Устройства поддерживают постоянным давление в сосудах независимо от расхода из него сжатого воздуха. Рис. 3. Библиограф. 3.

УДК 629.113.001.1

Определение инерционных сил и вертикальных реакций дороги, действующих на мосты автомобиля. Шойхет Б. М., Коган В. Л. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Теоретически обоснована методика определения вертикальных реакций, поперечных сил и изгибающих моментов, действующих на мосты автомобиля. Рассмотрен пример ее использования при испытаниях автомобиля БелАЗ-540. Рис. 2. Библиограф. 3.

УДК 629.113.011.2.001.5

Исследование конструктивной схемы «мягкого» узла автомобильной рамы при кручении. Закс М. Н., Белокуров В. Н. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Излагаются теоретические и экспериментальные исследования нагруженности узла соединения лонжерона и поперечины автомобильной рамы. Обосновывается конструктивная схема этого узла, при которой снижается его напряженность и жесткость рамы при кручении. Табл. 2. Рис. 6. Библиограф. 5.

УДК 629.113.011.31:669.14.018.295

Новые высокопрочные стали для рам грузовых автомобилей. Чекекин Ю. Ф. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Для изготовления лонжеронов рам грузовых автомобилей повышенной грузоподъемности ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и др. рекомендуется новая высокопрочная сталь 12Г2АФ в нормализованном состоянии. Новая сталь наряду с хорошими технологическими, свариваемостью при удовлетворительной штампуемости обладает комплексом более высоких свойств, характеризующих конструктивную прочность материала. Табл. 4. Рис. 3. Библиограф. 11.

УДК 629.113:621.78.5(062+533).002.5

Агрегат для химико-термической обработки автомобильных деталей. Волгушин А. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Разработан и изготовлен агрегат для химико-термической обработки деталей автомобиля. Агрегат снабжен специальным спрейным устройством, обеспечивающим стабильные и равномерные условия закалки. Рис. 5.

УДК 629.113:539.538

Повышение износостойкости цилиндров двигателей электро-механической обработкой. Аскинази В. М., Веретенников В. В. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

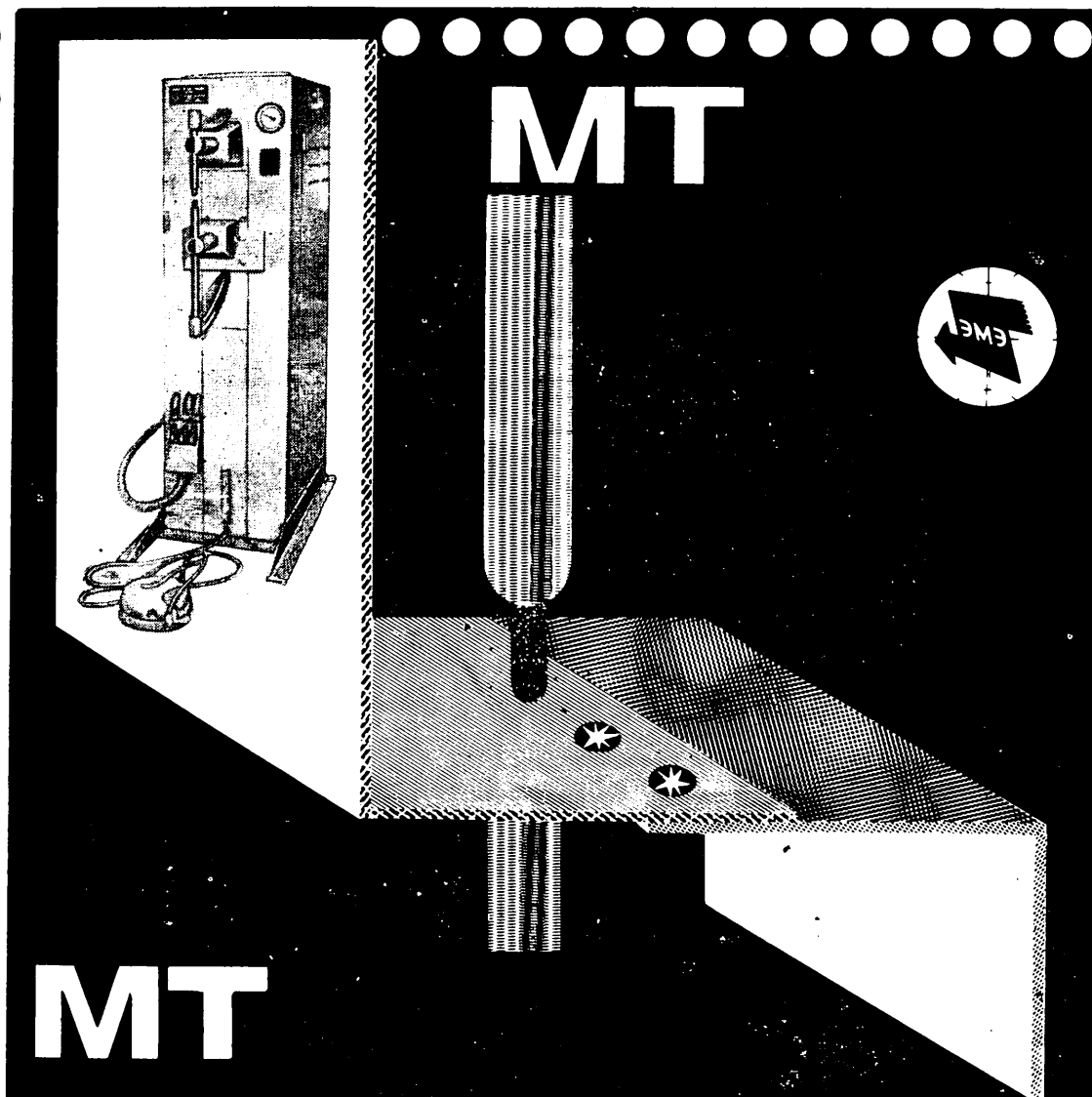
Электро-механическая обработка цилиндров роликовой головкой позволяет за счет увеличения опорной поверхности по сравнению со шлифованием резко сократить время холодной обкатки двигателя для приработки цилиндров и поршневых колец. Рис. 5. Библиограф. 3.

УДК 621.74:669.13:539.431

Спротивление ударно-усталостному разрушению чугунов с включениями графита различной формы и размеров. Ягошкин В. М., Топоров Г. В. «Автомобильная промышленность», 1971, № 5.

Исследовано влияние формы и размеров графитных включений на сопротивление чугуна ударно-усталостному разрушению. Наименьшее сопротивление разрушению у серого чугуна с пластинчатыми графитными включениями, наиболее высокое — у чугуна с шаровидными графитными включениями. Чем больше размеры графитных включений и площадь, занимаемая ими, тем ниже сопротивление чугуна усталостному разрушению. Табл. 1. Рис. 2. Библиограф. 6.

Машины точечной контактной сварки серии МТ (общепромышленного назначения)



ENERGOMASHEXPОРТ

Необходимы в любом производстве для сварки листовых конструкций из малоуглеродистых и низколегированных сталей.

Отличаются небольшим весом и размером. Кроме того, они не требуют специального фундамента.

Электронный регулятор времени обеспечивает автоматическую сварку в заданном режиме сварки с регулировкой продолжительности времени процесса сварки и пауз.

Конструктивными особенностями машин являются регулируемый вылет и раствор электродов, pedalный или пневматический малоинерционный привод давления электродов.

Основные технические данные различных моделей машины.

Показатели	МТ-501	МТ-601	МТ-602	МТ-1207	МТ-1607	МТ-2507
Номинальная мощность в кВа	9,2	14,2	14,2	54	86	170
Толщина свариваемых листов в мм	$0,2+0,2 \div \pm 1+1$	$0,2+0,2 \div \pm 2+2$	$0,2+0,2 \div \pm 2+2$	$0,5+0,5 \div \pm 5,5$	$0,8+0,8 \div \pm 6,5+6,5$	$1,2+1,2 \div \pm 10+10$
Производительность количество сварок в минуту)	30	30	150	200	200	250
Вес в кг	210	215	215	425	440	615

Питание машин серии МТ осуществляется от сети переменного тока с частотой и напряжением, обусловленными в заказе.

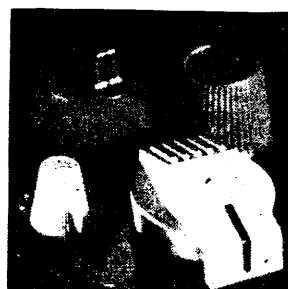
Экспортер: В.О. Энергомашэкспорт СССР, Москва В-330, Масфильмская, 35. Телекс: 255

ВКЛЮЧАЯ БЫСТРУЮ ПОСТАВКУ



Машины ШТЮББЕ пользуются большим спросом. В результате в прошедшие годы вследствие резкого повышения оборота иногда

возникали трудности с поставкой. Это еще раз свидетельствует о высоком качестве литьевых автоматов ШТЮББЕ. Теперь, когда к работе фирмы привлечен концерн ДЕМАГ, эта проблема полностью решена. При постоянной тщательной обработке и оптимальном завершении монтажа можно приспособить сроки поставки согласно желанию заказчиков. Кроме коротких согласованных сроков поставки, фирма ШТЮББЕ предлагает Вам хорошо зарекомендовавшие себя технически выдержанные автоматы производительностью выше



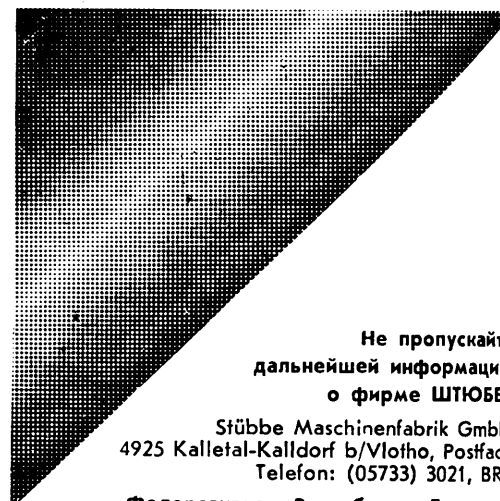
средней с широкой областью применения.

На автоматах фирмы ШТЮББЕ можно перерабатывать термопласты, реактопласты и эластомеры.

Количество впрыскиваемой пластмассы составляет 20—7000 г, усилие замыкания прессформы 33—1200 т, давление впрыска до 2000 кг/см².

ШТЮББЕ

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ПЛАСТМАСС



Не пропускайте
дальнейшей информации
о фирме ШТЮББЕ

Stübbe Maschinenfabrik GmbH
4925 Kalletal-Kalldorf b/Vlotho, Postfach
Telefon: (05733) 3021, BRD

Федеративная Республика Германии

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР [тел. 220-78-51]. В/О «Внешторггреклама».