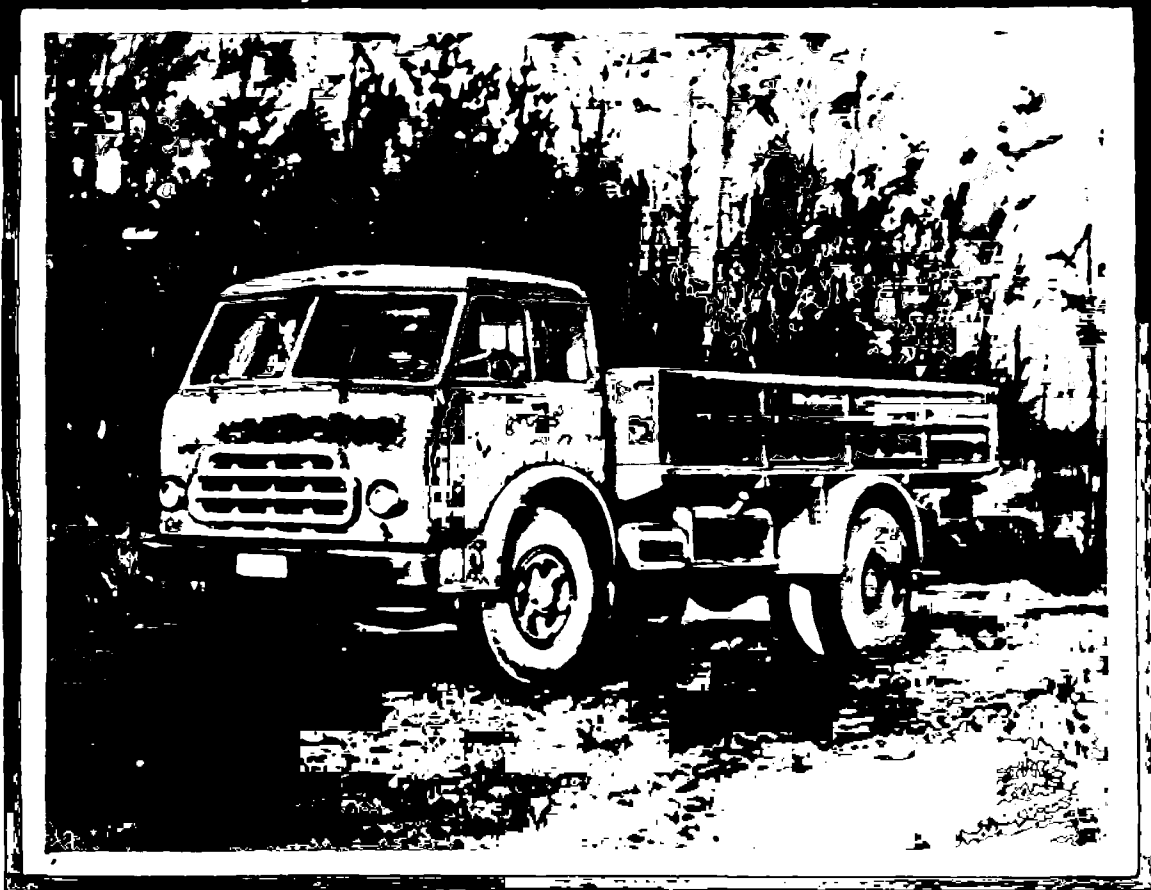


Автомобильная и промышленность



8

1961

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. Б. Дранников — Прогрессивные способы складирования грузов на автозаводах 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Б. Н. Семенов — О переводе двигателей с воспламенением от сжатия на сжиженные газы 6
- А. В. Адамович, Я. В. Тихомиров — Методика статического исследования прочности блок-картера V-образного двигателя 8
- Р. И. Давтян — Исследование гидропневматической системы пуска речного типа 11
- С. Д. Чуразов — Пластмассы в производстве кузовов автомобилей 18
- И. Б. Скиндер — Конструкции современных телескопических амортизаторов 21
- Н. Л. Прозоров — Об экономической эффективности от применения арочных шин на автомобилях ЗИЛ-150 26
- В. С. Голубков, В. И. Кнороз, И. Л. Стрюков — Влияние углов установки передних колес на износ шин 28
- М. И. Лысов — Методика определения маневренности автомобиля на поворотах 31
- З. А. Шеголева — Новый пресс-материал марки К-214-43 для высоковольтных деталей приборов зажигания 33

ТЕХНОЛОГИЯ

- В. Н. Медведев — Автоматическая линия для врезного шлифования валика амортизатора 35
- М. Г. Лебедев, А. М. Смуров — Изготовление ручьевых вкладышей давлением для штамповки шестерен с зубьями 37
- С. С. Колтунов — Модернизированный автомат для прошивки вкладышей по радиусу 39
- А. И. Зибенберг, Ю. Е. Рыскин — Механическая рука для загрузки ступиц в правочный молот 41

ИНФОРМАЦИЯ

- К. Л. Щербаков — Новый процесс производства литья в автомобилестроении 42
- П. В. Мынкин — Приспособления для поворота блока цилиндров вокруг горизонтальной и вертикальной осей 44
- А. И. Скерджев, Л. Я. Марцыновский, Ю. П. Сорочан — ГОСТ на соединительные размеры тягачей и полуприцепов 45

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- П. С. Фомин — Рецензия на книгу И. И. Дымшица, «Коробки передач», Машгиз, 1960 47
- На обложке — Автомобиль МАЗ-500 с трехместной кабиной и спальным местом Минского автозавода.

Главный редактор К. П. Иванов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Г. Е. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, И. К. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев.

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. К 0-19-00, доб. 314 и 149.

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Е. А. Давыдкина

Сдано в производство 8/VI 1961 г.
Т-08935. Тираж 15050 экз.

Печ. л. 6. Уч. изд. л. 8,5.

Подписано в печать 2/VIII 1961 г.
Бум. л. 3. Формат 69×92¹/₈.

Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

Ежемесячный
научно-технический
журнал

№ 8

АВГУСТ 1961

ГОД ИЗДАНИЯ — XXVII

Экономика и организация производства

Прогрессивные способы складирования грузов на автозаводах

А. Б. ДРАННИКОВ

НИИТАвтопром

ТЕХНИЧЕСКИЙ уровень складского хозяйства заводов автомобильной промышленности значительно отстает от уровня развития техники и технологии автомобильного производства. Вследствие недостатка оборудованных складов и неправильного хранения и перемещения грузов заводы терпят огромные потери от порчи и повреждения грузов. Слабая механизация складских операций вызывает необходимость применения в широких размерах ручного труда.

В текущем семилетии на заводах развертывается большая работа по механизации транспортных операций. Поэтому большой практический интерес представляет технический проект механизированных складов материалов и изделий для производства двигателей и кабин Московского автозавода имени Лихачева, разработанный объединенной комплексной бригадой НИИТАвтопрома и автозавода имени Лихачева.

При проектировании потребовалось применить современные методы перемещения и хранения грузов в укрупненных пакетах, новые способы хранения грузов на подвесных складах и в многоярусных штабелях напольных складов, а также использовать новейшие средства механизации складских операций.

Поскольку комплексная механизация подъемно-транспортных операций зависит не только от средств и методов механизации внутрискладских работ, но и от способов перемещения прибывающих на склад грузов, проектирование велось от последней операции, выполняемой на заводе-поставщике, где изделия готовятся для отправки потребителю.

Помещение проектируемого склада представляет собой квадратную одноэтажную коробку сборной конструкции размером 108×108 м. Высота помещения от пола до нижнего пояса фермы 10 м. Шаг колонн шести продольных пролетов 12×18 м, поперечного пролета 12×24 м.

Для приема и отправки грузов железнодорожным транспортом в поперечном пролете проложен железнодорожный путь длиной 100 м и устроена погрузочно-разгрузочная площадка.

Железобетонные фермы перекрытия допускают нагрузку на нижний пояс фермы до 2 т на 1 пог. м, что дает возможность подвесить к ним конвейеры и устроить подвесные склады. К фермам намечено также крепить подвесные штабелеры и

другие подъемно-транспортные устройства для механизации складских операций.

В состав проектируемого склада материалов и изделий для производства двигателей и кабин входят следующие склады: двигателей, кабин и оперения, электрооборудования, стекла и прокладок, обивочных текстильных материалов, деталей двигателей разных деталей автомобиля, а также отделения: консервации и расконсервации и экспедиция.

Склады электрооборудования, а также стекла и прокладок являются базисными складами, на которые поступают и на которых хранятся готовые детали для всех цехов завода, пользующихся изделиями этих складов.

Годовой грузооборот складов превышает 270 тыс. т. За сутки склад получает и отправляет железнодорожным транспортом 404,0 т, колесным безрельсовым транспортом 164 т и непрерывным транспортом 313,0 т.

При разработке способов перемещения и хранения грузов было определено, что для проектируемого склада крупного автозавода с большими потоками однородных грузов наиболее целесообразно применить пакетный способ, при котором отдельные штучные грузы комплектуются в пакеты с использованием различных типов поддонов.

Такой способ позволяет комплексно механизировать подъемно-транспортные операции при внутривозвездских и межзаводских перевозках средствами железнодорожного, автомобильного и внутривозвездского транспорта, а также при работах внутри складов.

Для определения параметров пакетов и способов их формирования по каждому складу разработаны схемы укладки и увязки изделий, подобраны типы поддонов и размеры тары.

Нужно было найти такие способы пакетирования, которые обеспечивают сохранность изделий на всем пути следования груза в возвратной таре и без применения специальной упаковки, вызывающей необходимость ручной распаковки и перекадки изделий.

В процессе исследования и проектирования определились типы грузовых пакетов с применением:

1) универсальных плоских поддонов и укладкой крупных штучных грузов непосредственно на поддон или установки на

поддон ящиков кратных размеров, в которых уложены перемещаемые изделия;

2) стоечных поддонов с жесткими и складными стойками для перемещения и хранения двигателей, стекла, деталей оперения и других изделий, не способных выдержать нагрузку от верхних пакетов при установке их в многоярусный штабель;

3) ящичных поддонов со съемной передней стенкой и складными стенками для перемещения и хранения в них мелких заготовок и различных готовых изделий;

4) комплектовочных каркасов для установки ящиков кратных размеров, в которых перемещаются и хранятся крепежные нормалы и другие мелкие, главным образом нормализованные, изделия.

При проектировании приняты следующие основные параметры грузового пакета: размеры в плане 1000×1200 мм, высота 860—1200 мм, вес до 1500 кг.

Размеры комплекта ящиков кратных размеров определены из условий наиболее целесообразного использования площади плоского поддона при формировании грузового пакета из таких ящиков и применения их в сочетании с комплектовочным каркасом.

В результате тщательного анализа схем укладки различных изделий в ящики разных размеров и установки их на плоский поддон были определены следующие наиболее выгодные размеры четырех типов ящиков (табл. 1).

Таблица 1

Тип ящика	Размеры в мм	
	внутренние	наружные
I	1070×470×241	1100×500×230
II	520×470×241	550×500×267
III	245×470×245	275×500×230
IV	245×235×156	275×250×140

Применение комплекта указанных ящиков с различными сепараторами для фиксации укладываемых изделий и ингибированной бумаги, укладываемой между рядами изделий для предотвращения коррозии, позволило отказаться от упаковки большинства изделий в бумажную и картонную тару и создать условия, исключающие повреждение изделий в пути и на складе.

Использование различных поддонов и ящиков кратных размеров в сочетании с плоским поддоном или комплектовочным каркасом в качестве возвратной тары обеспечит значительную экономию на упаковочных материалах и таре. Только по одному складу двигателей годовая экономия на таре и упаковочных материалах составит 170 тыс. руб., а расход лесоматериалов уменьшится примерно на 7 тыс. м³ в год.

Большое разнообразие грузов, хранящихся на складах, обусловило необходимость применения разных методов хранения и способов механизации подъемно-транспортных операций.

В результате тщательного изучения различных способов складирования и механизации, а также требований заводов массового производства, к числу которых относится автозавод имени Лихачева, были разработаны следующие три оптимальные схемы складов:

1) оборудованных гравитационными стеллажами с механизированной загрузкой и разгрузкой ячеек;

2) с комбинированным способом складирования на подвесных складах и в многоярусных штабелях напольных складов;

3) с применением смешанного способа хранения грузов на напольных складах, в стеллажах и многоярусных штабелях.

На складе обивочных (текстильных) материалов, где грузовые пакеты хранятся и перемещаются в гравитационном стеллаже, стеллаж длиной 17,5 м, шириной 10 м и высотой 7,6 м установлен посередине склада. С обеих сторон стеллажа расположены два штабелера для загрузки пакетов. Стеллаж разделен на 66 ячеек длиной по 10 м. Каждая ячейка, вмещающая девять-десять пакетов, выполнена с уклоном в сторону разгрузки. В нижней опорной части ячеек и по бокам в шахматном порядке смонтированы ролики, которые способствуют перемещению грузового пакета внутри стеллажа. В конце стеллажа, у его разгрузочной стороны, установлены отсекатели, удерживающие очередной пакет, переместившийся для разгрузки.

После загрузки в ячейки грузовой пакет под действием своего веса перемещается по уклону к противоположной стороне стеллажа, откуда при необходимости он извлекается штабелером из ячейки. Первый загруженный пакет, направляемый нижними и боковыми роликами, перемещается до упора в отсекатель. Второй пакет удерживается первым пакетом, а все последующие пакеты будут останавливаться и удерживаться предыдущими.

При таком методе складирования принудительно обновляются запасы материалов или изделий, хранящихся на складе, так

как пакет, загруженный в стеллаж первым, будет извлечен из него и отправлен со склада первым. Кроме того, значительно улучшаются коэффициенты использования площадей и объема склада.

Гравитационный метод использован также на складе стекла и прокладок, где в одном стеллаже хранятся грузовые пакеты, а в другом — ящики кратных размеров. Механизмы, обслуживающие второй стеллаж, проектируются с программным управлением.

Комбинированный способ хранения, когда одна часть грузов хранится в подвешенном виде на линиях складского конвейера толкающего типа, а другая в многоярусных штабелях напольной части склада, применен на складе двигателей и на складе кабин и оперения. В складе двигателей применены подвесные штабелеры, а в складе кабин и оперения — автопогрузчики.

Необходимость применения штабелеров для механизации складских операций на складе двигателей объясняется недостаточной высотой подъема вилок отечественных аккумуляторных автопогрузчиков 400-4А и КВЗ-02. Этими автопогрузчиками можно формировать трехъярусный штабель, а штабелером — четырехъярусный.

Напольная часть склада двигателей состоит из четырехъярусных штабелей по четыре-пять рядов в глубину, составленных из стоечных поддонов с двигателями. В одном пролете расположены штабели пяти типов двигателей, отправляемых по кооперации и в качестве запасных частей, в другом — двигатели, получаемые заводом по кооперации.

Двигатели, отправляемые с завода, поступают на склад по межцеховому конвейеру толкающего типа. Две опускающиеся секции конвейера расположены в зоне штабелей хранения этих двигателей. Подвеска с двигателем, направляемая на склад автоматически, переходит на опускающуюся секцию и по команде, поданной с напольного склада, двигатель опускается в подставленный поддон. После снятия строп и закрепления двигателя на поддоне быстродействующими зажимами пакет направляется в железнодорожный вагон или устанавливается в штабель.

Двигатели, поступающие на завод, подаются из вагона на напольный склад или к двум опускающимся секциям подвесного склада. После подъема подвеску можно направить либо на склад, либо по кольцевому конвейеру в цех для установки коробок передач.

С напольного склада двигатели, поступившие на завод, поднимаются при помощи тех же опускающихся секций и направляются на линии подвесного склада или по кольцевому конвейеру в цех.

Схема подвесных складов двигателей и кабин приведена на рис. 1.

Подвесной склад двигателей состоит из шестнадцати линий хранения, разделенных на две секции по семь и девять линий. Каждая секция имеет самостоятельный привод, что дает возможность отправлять в цех двигатели из одной секции и одновременно с обеих секций. Каждая секция соединена входными и выходными стрелками с кольцевым конвейером, расположенным по периметру склада, и с опускающимися секциями.

При помощи кольцевого конвейера поднятые двигатели распределяются по секциям склада или направляются в цех. Кроме того, на этом конвейере накапливается запас свободных подвесок для подъема двигателей с напольного склада.

Управление приводными цепями секции подвесного склада и переводными стрелками дистанционное с центрального пульта.

На склад кабин и оперения готовые изделия поступают из цеха по конвейеру толкающего типа. Все кабины и примерно половина крыльев направляются для хранения на пяти линиях подвесного склада, остальные изделия по транспортному конвейеру направляются на напольную часть склада для хранения в стоечных поддонах, в многоярусных штабелях. Снятие с конвейера облицовок радиатора, дверей, сидений и других изделий механизировано.

С подвесного склада кабины и крылья направляются вниз при помощи опускающейся секции, расположенной у погрузочно-разгрузочной площадки, к которой подаются железнодорожные вагоны для отгрузки продукции.

Интересно отметить, что площадь напольной части кабин и оперения равна 432 м², а подвесной части 1512×2 м², т. е. в 3,5 раза больше. Это позволило разместить на подвесном складе большое количество кабин и крыльев, отличающихся большим объемом и сравнительно малым весом, для которых потребовалось бы дополнительно не менее 800—900 м² площади при хранении их на напольном складе.

Применение комбинированного способа хранения изделий на подвесных и напольных частях складов позволило значительно улучшить использование объема складов, а многоярусное хранение в штабелях — использование площадей.

Комбинированный способ хранения целесообразно применять для больших по объему и малых по весу грузов, занимающих большую площадь на напольных складах, или в неудобных вследствие сложной формы для хранения многоярусных штабелях.

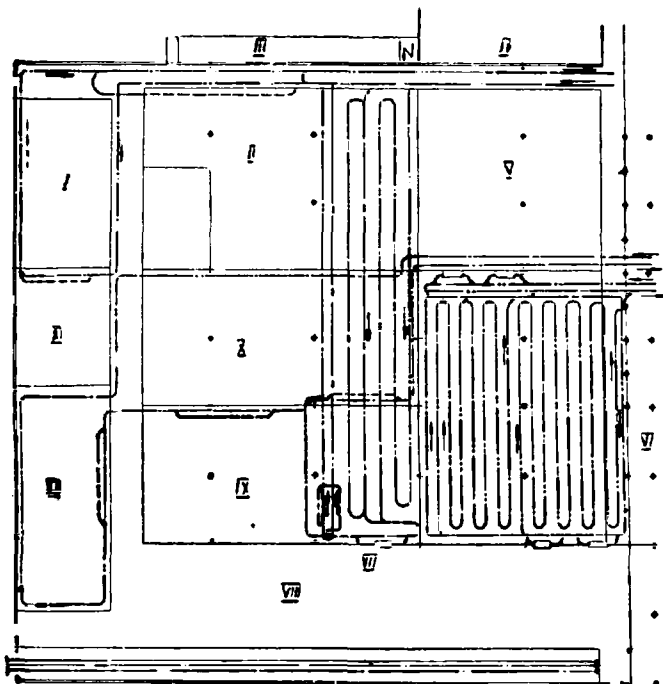


Рис. 1. Схема подвесных складов и конвейеров:

I — склад стекла и прокладок; II — склад электрооборудования; III — погрузочно-разгрузочная рампа; IV — четырехэтажная часть; V — стружкохозяйство; VI — подвесной склад двигателей; VII — подвесной склад кабин и крыльев; VIII — погрузочно-разгрузочная площадка; IX — склад деталей двигателя; X — склад разных двигателей; XI — склад обивочных материалов; XII — отделение консервации и расконсервации деталей.

На рис. 2 даны продольный и поперечный размеры склада электрооборудования, относящегося к третьей группе складов смешанного хранения грузов в стеллажах и многоярусных штабелях. На этом и подобных складах изделия хранят и перемещают в грузовых пакетах, составленных в большинстве случаев из ящиков кратных размеров.

В зависимости от количества пакетов однородных изделий они хранятся в четырех- и пятирусных штабелях или шестирусных стеллажах. Массовые изделия, занимающие значительный объем, например фары, хранятся в штабелях, а изделия, употребляемые в небольших количествах и в большой номенклатуре, хранятся в стеллажах.

Такой способ хранения пакетов обеспечивает доступ подъемно-транспортных устройств ко всем однородным изделиям, находящимся на складе, и возможность захвата и перемещения груза без дополнительных перевалок внутри склада.

На складе электрооборудования четырех- и пятирусные штабели массовых грузов расположены в пролете, над кото-

рым помещен подвесной склад кабин и крыльев. Это значительно улучшило коэффициент использования объема склада.

В среднем пролете большая часть грузов малых и средних размеров хранится в стеллажах. Размеры ячеек допускают установку только одного грузового пакета. Расстановка стеллажей обеспечивает доступ штабелера к каждой ячейке. Изделия, которые хранятся на складах этой группы, отправляются непосредственно на рабочие места. Поэтому на таких складах предусмотрены комплектовочные площадки, через которые проходит трасса конвейера с неприводной станцией для загрузки подвесок. Длина такой станции находится в пределах 8—12 м.

Комплектовку и отправку изделий со склада в цехи предусмотрено вести следующим образом. Из штабеля или стеллажа пакет изделий штабелером или автопогрузчиком подается на комплектовочную площадку. Эта операция, а также комплектовка подвесок конвейера толкающего типа и направление их на рабочие места сборщиков выполняется по единому графику, согласованному с графиком сборки узлов в цехах двигателя и кабин.

Комплектуется подвеска на неприводной трассе конвейера, проходящей через зону комплектовочной площадки. Комплект изделий на подвеске определяется в зависимости от того, куда она направляется.

Рабочее место комплектовщика оборудовано легкими рольгангами и гидравлическими подъемниками, механизующими подъем, перемещение и установку изделий на подвеску.

Зная заданную комплектацию каждой подвески и график ее отправки цеху-потребителю, комплектовщик берет из пакета требуемые ящики или извлекает из ящиков сепараторы с изделиями и устанавливает их в каркас, подвешенный к грузовой каретке.

После загрузки в каркас полного набора по номенклатуре и количеству изделий каретка продвигается к выталкивающему устройству, расположенному в конце неприводной трассы, для направления ее по заданному адресу.

Такой способ комплектовки подвесок исключает ручные перевалки отдельных изделий, ускоряет комплектовочные операции, снижает их стоимость и уменьшает количество рабочих, занятых комплектовкой.

Технологические решения, принятые для склада электрооборудования с необходимыми изменениями, были использованы для других складов этой группы (разных деталей автомобилей, деталей двигателей, а также стекла и прокладок).

Разработанные технологические схемы и способы складирования грузов обусловили возможность получения высоких показателей использования площадей складов и полезных нагрузок на 1 м² пола.

Определен новый важный показатель использования объема склада, позволяющий оценить не только величину полезного объема запроектированного здания, но и прогрессивность намеченных способов складирования.

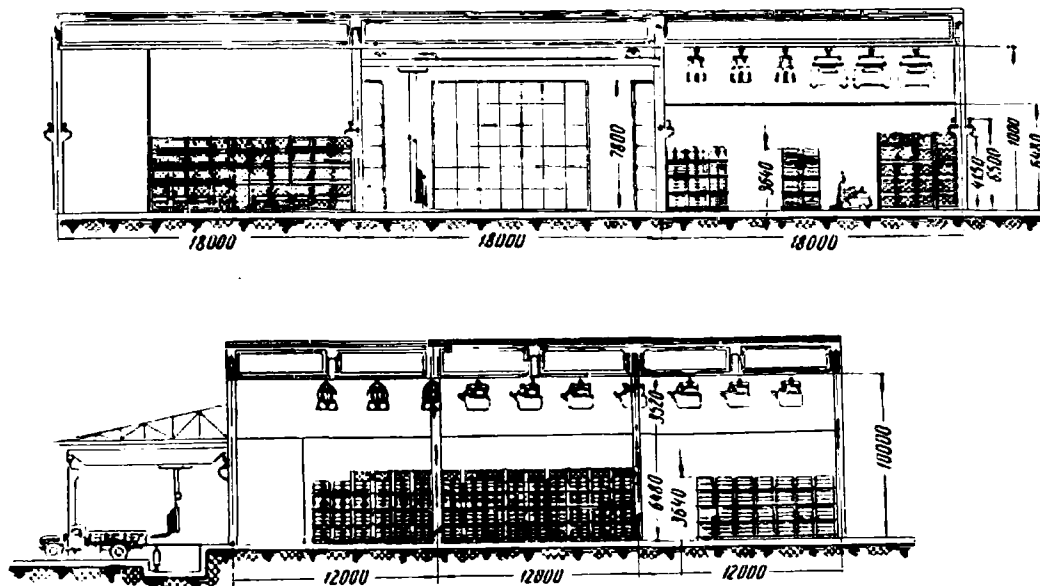


Рис. 2. Продольный и поперечный разрезы склада электрооборудования смешанного способа хранения.

В табл. 2 приведены коэффициенты использования площади и объема складов, а также наибольшие нагрузки на пол и нижний пояс фермы по основным складам, расположенным в новом здании.

На напольных складах определились следующие способы и средства механизации подъемно-транспортных операций.

Таблица 2

Склад	Коэффициент использования		Наибольшая нагрузка в кг		Средняя нагрузка на 1 м ² и 1 м ³ общей площади склада в кг/м ²
	площади склада	объема склада	на 1 м ² пола полезной площади	на 1 лог. ж. нижнего пояса фермы	
Двигателей	0,52	0,31	1585	976	470
Кабин и оперения	0,45	0,27	840	770	1450
Электрооборудования	0,43	0,25	455	—	340
Стекла и прокладок	0,49	0,22	4350	—	570
Обивочных материалов	0,41	0,31	1170	—	360
Деталей двигателей	0,41	0,19	2145	—	570
Разных деталей автомобиля	0,42	0,22	4740	—	600

Загрузка и выгрузка железнодорожных вагонов и платформ выполняются аккумуляторными автопогрузчиками моделей 4004 и 4015. Поэтому при формировании грузовых пакетов учитывалась грузоподъемность этих машин. Работы выполняются

портируется к транспортным средствам.

Загрузка вагона ведется по заранее разработанной схеме, обеспечивающей лучшее использование грузоподъемности вагона. На рис. 3 показана схема загрузки четырехосного крытого железнодорожного вагона двигателями в сточных поддонах. Пакеты установлены в два яруса, что позволяет увеличить загрузку вагона без дополнительных внутренних устройств в 2 раза. Порядок загрузки указан цифрами. Разгрузка вагона ведется в обратном порядке.

Грузовые автомобили загружаются и разгружаются у наливной ramпы с навесом, оборудованной специальными качающимися щитами, обеспечивающими въезд в кузов автомобиля для взятия или установки пакета груза независимо от степени осадки рессор. Щит установлен в выемке на уровне поверхности ramпы. Один конец щита шарнирно прикреплен к ramпе, другой, несколько выступающий за переднюю кромку ramпы, перемещают вверх и вниз при помощи гидравлического цилиндра, действующего от привода, который расположен на внутренней стороне щита. Грузовой автомобиль с открытым бортом подъезжает вплотную к ramпе, после чего щит устанавливается на уровне платформы кузова и начинают погрузочно-разгрузочные работы. Вдоль ramпы установлено шесть качающихся щитов.

Для погрузки и разгрузки пакетов весом до 1500 кг предусмотрен штабелер, перемещающийся по всей длине ramпы.

Внутрикладские операции механизированы при помощи подвесных штабелеров и аккумуляторных автопогрузчиков.

В соответствии с техническим заданием штабелеры должны оснащаться грузоподъемником телескопической конструкции с механическим поворотом вилок на 360°. Штабелер управляется из кабины или с пола. Движение моста, грузоподъемника и каретки грузоподъемника двухскоростное, что обеспечивает высокую производительность и безопасность при перемещении груза.

Штабелеры действуют в пролетах шириной 18 м. Там, где нет подвесных складов, рельсовые пути штабелеров прикрепляются к нижним поясам фермы, в остальных пролетах рельсовые пути опираются на консоли колонн.

Применение штабелеров с перемещающейся вместе с кареткой кабиной позволяет быстро и точно выполнять все подъемно-транспортные операции внутри складов независимо от высоты складирования грузов.

При помощи этих устройств комплексно механизированные операции применяются не только на складах смешанного способа хранения, но также и там, где использованы гравитационные способы хранения изделий.

Для механизации работ внутри складов намечены также выпускаемые серийно аккумуляторные автопогрузчики 400-4А и КВЗ-02 с высотой подъема вилок соответственно 2800 и 2750 мм.

В дальнейшем по мере организации производства будут применены автопогрузчики грузоподъемностью 1000 кг с высотой подъема вилок 3800 мм и машины с выдвигным в продольном направлении грузоподъемником.

Широкое применение получают средства непрерывного транспорта и в первую очередь конвейеры толкающего типа с автоматическим адресованием груза.

Они используются для хранения двигателей, кабин и крыль-

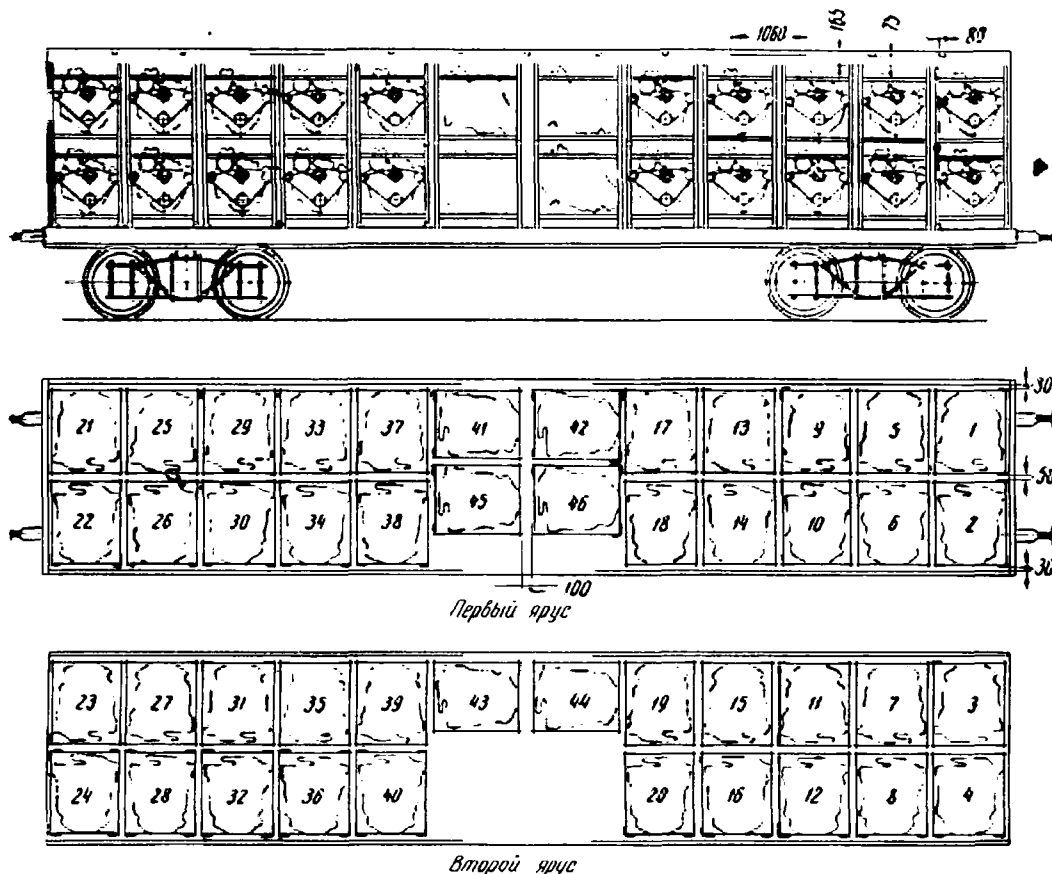


Рис. 3. Порядок загрузки и расположение поддонов с двигателями в 60-тонном крытом железнодорожном вагоне.

с заездом внутрь вагона, чтобы установить и взять грузовой пакет.

При помощи автопогрузчиков пакет транспортируют на напольный склад или к опускающейся секции подвесного склада и, если это необходимо, устранивают его в штабель. При загрузке железнодорожных вагонов и грузовых автомобилей грузовой пакет забирается автопогрузчиком со склада и транс-

ев на подвесных складах, перемещения грузов из цехов на склады и со складов в цехи, а также для комплектования изделий. Общая длина всех конвейеров, включая линии хранения подвесных складов, превышает 2000 м.

Для транспортирования грузов со складов в цехи и из цехов на склады служат два транспортных конвейера. Один из них связывает три склада с цехом кабин, другой — остальные склады с цехом Мотор. Управление конвейерами толкающего типа сосредоточено на главном пульте склада.

На подвесном складе двигателей намечено хранить двигатели одного типа. Это дало возможность расположить линии хранения змейкой, разделив их на две секции с отдельными замкнутыми приводными цепями. Такая схема расположения линий хранения позволила уменьшить число передовых стрелок и снизить стоимость оборудования склада.

Подвесная часть склада двигателей состоит из шестнадцати складских линий общей длиной 673 м, на которых размещено 350 двигателей.

Шаг между грузовыми каретками (1920 мм) и расстояние между линиями хранения (2000 мм) выбраны из условия предохранения двигателей от столкновения между собой при возможном раскачивании их во время начала движения и при остановках. При выбранном шаге между грузовыми каретками подвешенный двигатель может отклоняться от вертикальной оси на угол до 27°, что исключает возможность их столкновения.

В одной секции подвесного склада размещено 7 линий, в другой 9 линий. Каждая секция соединена входными и выходными стрелками с кольцевым конвейером, расположенным по периметру склада.

Каждая секция снабжена замкнутой приводной цепью; эти цепи действуют независимо одна от другой, что дает возможность вести операции по заполнению секции двигателями и их отправке со склада на межцеховой конвейер отдельно по каждой секции или одновременно в двух секциях.

Кроме перемещения загруженных подвесок от опускающихся секций на линии хранения, кольцевой конвейер предназначен также для направления загруженных подвесок прямо на межцеховой конвейер, для хранения запаса незагруженных подвесок и передачи их на опускающиеся секции.

Кольцевой конвейер длиной 154 м оборудован девятью передовыми стрелками.

Для подъема и опускания двигателей предусмотрены четыре опускающиеся секции, из них две — для опускания двигателей, прибывающих на склад по межцеховому конвейеру, и две — для подъема двигателей ЗИЛ-130, поступающих на склад по кооперации с другого завода.

Подвесной склад кабин и крыльев состоит из трех линий, расположенных змейкой и предназначенных для хранения кабин, и замкнутого вытянутого кольца для хранения крыльев. Они соединены транспортным конвейером, на ответвлении которого расположена опускающаяся секция. Самостоятельно действующие приводные цепи позволяют вызывать с подвесного склада поочередно или кабины, или подвески с крыльями.

Длина линий складирования этого склада равна 382 м, а общая длина всех конвейеров склада составляет 670 м. Для опускания кабин и крыльев на напольный склад служит одна опускающаяся секция.

При помощи системы конвейеров толкающего типа, применяемых на складах, механизированы все основные подъемно-транспортные операции, учет и счет деталей. Автоматизировано адресование грузов, а подача двигателей со склада в цех будет выполняться по заранее заданной программе.

Механизация операций комплектования запасных частей отправляемых со склада деталей двигателей осуществлена подпольным конвейером, к которому присоединяются или от которого отсоединяются напольные комплектовочные тележки. Схема этого склада с подпольным конвейером показана на рис. 4. Трасса конвейера проходит мимо лицевой стороны стеллажей, огibt площадку упаковки изделий и выходит в 24-метровый пролет, откуда изделия отгружаются потребителю.

Такое расположение конвейера позволяет вести комплектование заказанных деталей из разных стеллажей путем отсоединения тележки от конвейера при укладке на нее изделий из стеллажа и присоединения к конвейеру во время перемещения

ее от одного стеллажа к другому и к площадке, где изделия упаковывают для отгрузки потребителю.

Этот конвейер также используют для перемещения подготовленных к отправке пакетов в соседний пролет для загрузки в железнодорожные вагоны.

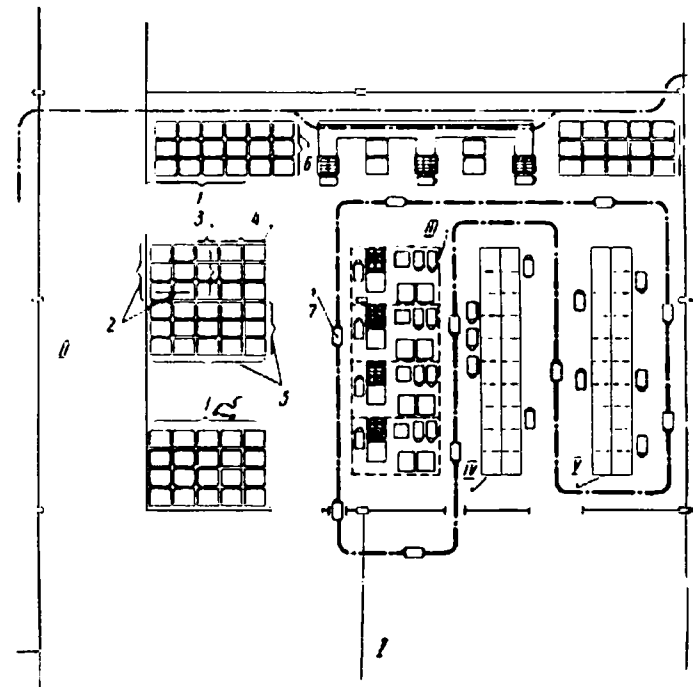


Рис. 4. Склад запасных частей с применением подпольного комплектовочного конвейера:

I — погрузочно-разгрузочная площадка; II — проезд; III — площадка для комплектовки и упаковки; IV и V — стеллажи; 1 — тара; 2 — коленчатый вал; 3 — распределительный вал; 4 — головки блока цилиндров; 5 — блок цилиндров; 6 — упаковочные материалы; 7 — комплектовочная тележка.

Типы тары определялись с учетом возврата ее отправителю, срока службы и максимального сокращения применения упаковочных материалов.

Принятые размеры поддонов в плане соответствуют ГОСТ 9078-59. За исключением панорамного стекла, все изделия перемещаются и хранятся в различных поддонах с размерами в плане 1000×1200 мм. Размеры поддона для панорамного стекла 1200×1800 мм.

Применение современных средств механизации и методов складирования позволило достигнуть высокой степени механизации складских и транспортных операций. По отдельным складам остались немеханизированными лишь несколько операций, которые, вероятно, удастся механизировать на следующей стадии проектирования.

Это обусловило возможность достижения высоких технико-экономических показателей проекта. Значительно снижена трудоемкость транспортно-складских операций и увеличена производительность труда рабочих. Вследствие этого снизилась стоимость применения и хранения 1 т груза и уменьшено количество рабочих.

Условно-годовая экономия составляет 420 тыс. руб., при этом стоимость перемещения и хранения 1 т груза снижается на 72,8%, а производительность труда повышается в 4 раза. Окупаемость капитальных затрат составляет 3 года.

Технические решения, принятые при разработке проекта складов материалов для производства двигателей и кабин автозавода имени Лихачева, во многих случаях являются типовыми и могут быть использованы для других предприятий машиностроения с крупносерийным и массовым поточным характером производства.

Конструирование Исследования Испытания

О переводе двигателей с воспламенением от сжатия на сжиженные газы

Б. Н. СЕМЕНОВ
цннди

В НАСТОЯЩЕЕ время вопрос о внедрении горючих газов в качестве топлива для быстроходных транспортных двигателей, в том числе и автотракторных, приобрел большое народно-хозяйственное значение. Этому способствует интенсивное развитие нашей газовой и нефтяной промышленности, обеспечивающей мощную топливную базу для газовых двигателей. Использование природных, в частности сжиженных пропан-бутановых газов, в транспортных двигателях самого различного назначения позволит успешно решить ряд важных технических, экономических и санитарно-гигиенических задач, приобретающих особую актуальность в период все возрастающих темпов роста транспортных средств с двигателями внутреннего сгорания.

В настоящее время перевод двигателей с воспламенением от сжатия на сжиженные газы осуществляется их конвертацией в газовые двигатели с внешним и внутренним смесеобразованием с воспламенением от искры или переоборудованием в газо-жидкостные двигатели, в которых небольшая порция дизельного топлива служит в качестве «запального». Несмотря на некоторые преимущества в части наилучшего использования физико-химических свойств горючих газов, метод конвертирования не может быть признан наилучшим, так как в этом случае необходимы значительные конструктивные изменения серийного дизеля (снижение степени сжатия, установка специальной газовой аппаратуры и приборов для зажигания и пр.). В этом отношении более предпочтителен газо-жидкостный процесс. Однако и этот метод имеет недостатки: наличие двух топлив в разных агрегатных состояниях, а следовательно, и двух систем питания; значительное потребление в качестве «запального» дизельного топлива; возможность детонации на больших нагрузках при работе именно на сжиженном газе, вследствие чего иногда приходится уменьшать степень сжатия на 1—2 единицы или обеднять газо-воздушную смесь с одновременным увеличением доли впрыскиваемого топлива и т. д.

В принципе возможен еще третий способ перевода дизелей на сжиженные газы — непосредственный впрыск газа в жидкой фазе в цилиндр двигателя.

Применение этого способа, по-видимому, сдерживалось особыми физико-химическими свойствами сжиженного газа. Сжиженный газ обладает незначительной вязкостью $\nu = 0,3$ сст (для бензина $\nu = 0,6$ сст и дизельного топлива $\nu = 4 \div 6$ сст), большой испаряемостью $P_{нас} = 6 \div 9$ атм при $t = 20^\circ$ (для бензина $P_{нас} = 0,15$ атм и дизельного топлива $P_{нас} = 0$) и высокой температурой воспламенения $t_{в} = 500 \div 550^\circ$ (для бензина $t_{в} = 450 \div 500^\circ$ и дизельного топлива $t_{в} = 300^\circ$). Кроме того, малый удельный вес сжиженного газа $\gamma = 0,5$ (у бензина $\gamma = 0,75$ и у дизельного топлива $\gamma = 0,85$) и склонность к испарению давали основание предполагать о трудностях осуществления хорошего смесеобразования при непосредственном впрыске сжиженного газа.

Проведенные в Центральном научно-исследовательском дизельном институте опыты показали, что можно обеспечить удовлетворительную работу дизеля при непосредственном впрыске сжиженного газа. Для улучшения смазывающих и воспламенительных свойств газа к нему примешивалось дизельное топливо в количестве от 30 до 5% в зависимости от цели эксперимента. Опыт показал, что сжиженный газ хорошо растворяет дизельное топливо и полученная смесь не расслаивается в течение двух-трехнедельного хранения.

При исследовании (свыше 300 час.) износостойкости прецизионных элементов топливной аппаратуры дизеля при работе на сжиженном газе с присадкой 10—12% дизельного топлива получены весьма обнадеживающие результаты.

Поскольку вопрос смесеобразования при впрыске сжиженного газа был неясен, то для экспериментов были выбраны серийные двигатели с разделенными и полуразделенными камерами сгорания, для которых характерны интенсивные вихревые потоки воздушного заряда.

Испытания двигателей проводились на вихрекамерных двигателях 148,5/11 ($N_{eн} = 5$ л. с., $n = 1500$ об/мин, $\epsilon = 17$), 1410,5/13 ($N_{eн} = 10$ л. с., $n = 1500$ об/мин, $\epsilon = 17$) и одноцилиндровом отсеке дизеля 18/22 ($N_{eн} = 25$ л. с., $n = 750$ об/мин, $\epsilon = 14$) с камерой в поршне общей длительностью свыше 100 час.

Основные эксперименты проводились на быстроходном дизеле 148,5/11. Для проведения испытаний стенд с серийным двигателем был оборудован специальным расходным бачком для хранения сжиженного газа и баллоном со сжатым воздухом. Сжатый воздух был необходим для создания и поддержания в топливной системе двигателя определенного давления подкачивания (8—12 атм). При наличии или установке на двигатель подкачного насоса необходимость в сжатом воздухе отпадает. Кроме того, с учетом физических свойств сжиженного газа серийная плунжерная пара диаметром 5 мм заменялась парой диаметром 6,5 и 7 мм. Конструкция самого двигателя никаким изменениям не подвергалась.

Эксперименты показали, что решающим фактором для обеспечения стабильной работы топливной аппаратуры является правильный выбор давления подкачивания, величина которого определяется фракционным составом сжиженного газа, степенью нагрева топливного насоса и конструкцией всей топливной системы.

В условиях данного опыта наилучшая стабильность работы топливной аппаратуры, а следовательно, и двигателя в целом обеспечивается при давлении подкачивания в питающем канале топливного насоса, превышающем на 1,5—2,5 атм и выше давления насыщенных паров сжиженного газа. Зависимость давления подкачивания $P_{под}$ от степени нагрева топливного насоса показана на рис. 1.

Первоначальными испытаниями было выявлено, что хотя двигатель 148,5/11 при дизельной регулировке и работает достаточно устойчиво при непосредственном впрыске сжиженного газа, однако его рабочий процесс протекает крайне неудовлетворительно. Об этом свидетельствовала жесткая работа дизеля, сопровождаемая сильными стуками, причем жесткость работы и стуки наблюдались как на номинальных, так и на частичных нагрузках и особенно усиливались в случае уменьшения присадки дизельного топлива к сжиженному газу. Последнее обстоятельство объясняется, по-видимому, ухудшением воспламенительных свойств впрыскиваемой смеси вследствие количественного увеличения составляющей с повышенной температурой воспламенения, т. е. сжиженного газа.

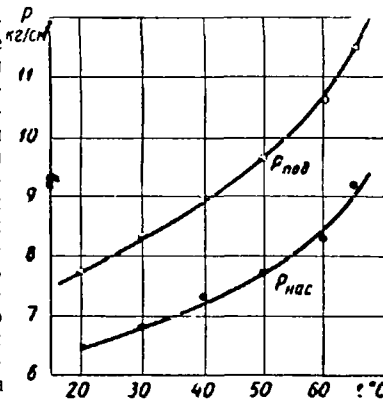


Рис. 1. Зависимость давления подкачивания от степени нагрева топливного насоса.

С целью улучшения рабочего процесса двигателя при использовании газа были предприняты исследования по выявлению оптимальных регулировок двигателя за счет изменения угла опережения впрыска газа и параметров топливной аппаратуры. В результате этих исследований установлено, что для

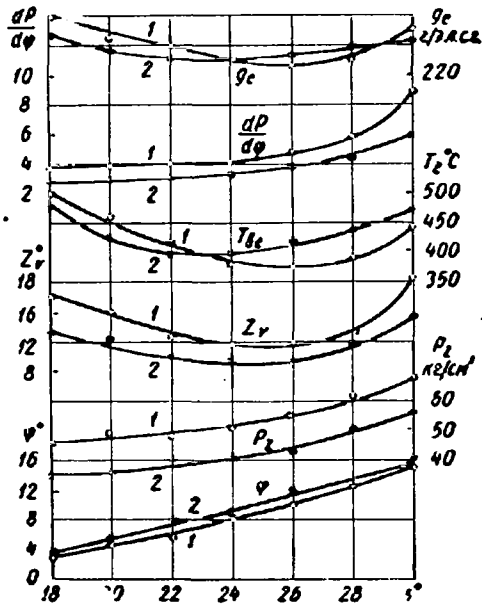


Рис. 2. Изменение параметров рабочего процесса двигателя 148,5/11 от угла β опережения впрыска топлива ($n=1500$ об/мин, $P_0=9$ кг/см² для сжиженного газа и $p_0=130$ кг/см² для дизельного топлива): 1 — сжиженный газ; 2 — дизельное топливо.

обеспечения удовлетворительной работы дизеля на сжиженном газе с различными присадками дизельного топлива, кроме правильного выбора давления подкачивания, необходимо увеличить угол опережения впрыска топлива и уменьшить затыг пружины иглы форсунки.

На рис. 2 и 3 даны зависимости параметров рабочего процесса от угла опережения β и затыга иглы форсунки p_0 при

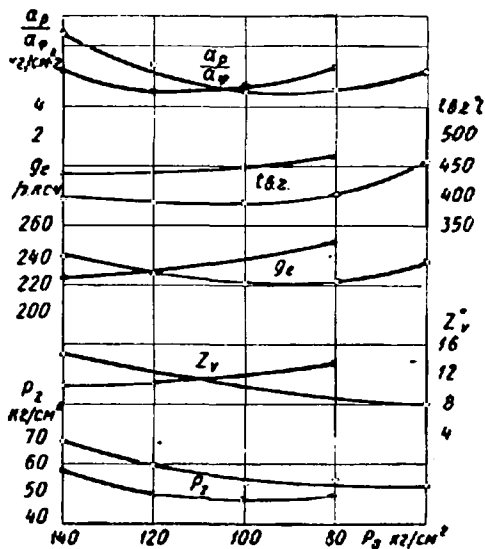


Рис. 3. Изменение параметров рабочего процесса двигателя 14 8,5/11 от усилия затыга иглы форсунки P_0 .

$N_e=5$ л. с. и $n=1500$ об/мин. Из этих рисунков видно, что такие параметры, как удельный расход топлива g_e , температура

выпускных газов $t_{в.2}$, скорость нарастания давления $\frac{dp}{d\phi}$ и др. имеют минимум при определенных значениях β и p_0 , причем этот минимум зависит от величины присадки дизельного топлива.

После получения необходимых данных по регулировке были проведены контрольные испытания дизеля на сжиженном газе с присадкой 5—6% (по объему) дизельного топлива. Испытания показали, что при $\beta=26^\circ$ и $p_0=70\div90$ кг/см² двигатель работает устойчиво, мягко на всем диапазоне нагрузок — от холостого хода до номинальной нагрузки — и имеет бездымный выпуск, характерный для газовых двигателей. При несколько большем максимальном давлении сгорания двигатель на газе работает мягче, а его шумность на 4 дб ниже, чем при работе на дизельном топливе.

На рис. 4 приведены результаты контрольных испытаний дизеля 148,5/11 на сжиженном газе ($Q_H=11000$ ккал/кг) и дизельном топливе ($Q_H=10000$ ккал/кг) при оптимальной регулировке для каждого сорта топлива. Как видно из рис. 4, работа двигателя на номинальном режиме ($N_e=5$ л. с. и $n=1500$ об/мин) на сжиженном газе протекает не хуже, чем на дизельном топливе. Даже, более того, при работе на газе

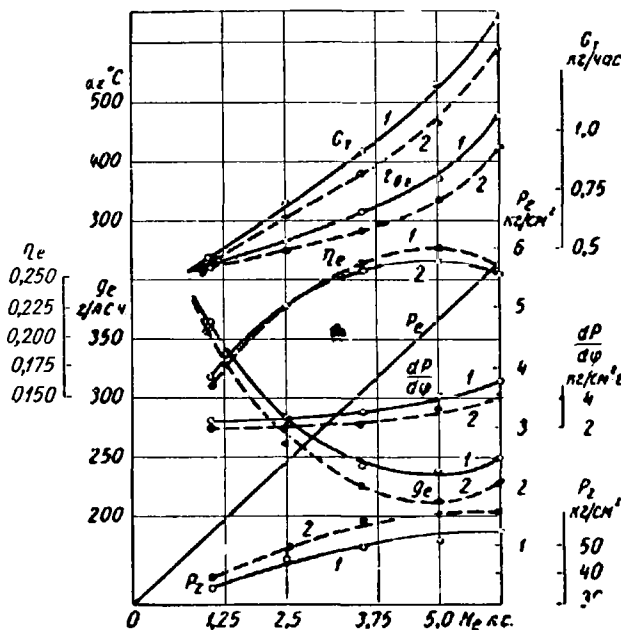


Рис. 4. Эффективные параметры дизеля 148,5/11 на двух топливах (дизельном $Q_H=10000$ ккал/кг и сжиженном газе $Q_H=11000$ ккал/кг при $n=\text{const}$): 1 — дизельное топливо; 2 — сжиженный газ.

отмечается определенное улучшение работы двигателя на номинале, о чем говорит некоторое увеличение эффективного к.п.д. η (при примерно равных количествах по тепловому эквиваленту впрыснутого в цилиндр топлива), уменьшение температуры выпускных газов $t_{в.2}$ на $40\text{--}50^\circ$, понижение жесткости работы дизеля $\frac{dp}{d\phi}$ с 4 кг/см².г до $3\text{--}2,8$ кг/см².г.

Последующие опыты на двух других двигателях больших размеров и с другой конструкцией камеры сгорания, проводимые с целью проверки общности предлагаемого метода перевода дизелей на сжиженные газы, также показали положительные результаты. Кроме того, анализ и обобщение всех экспериментальных данных, а также пробные опыты показали практическую возможность форсирования по нагрузке и особенно по числу оборотов коленчатого вала, при работе дизелей 148,5/11 и 1410,5/13 на газе. При форсировании указанных двигателей по числу оборотов (до 1800 об/мин и более) резко снижается шум при их работе.

Хотя все эксперименты проводились на четырехтактных двигателях, метод непосредственного впрыска следует особо рекомендовать для двухтактных дизелей, перевод которых на сжиженные газы существующими способами достаточно сложен.

Выводы

1. Перевод двигателей с воспламенением от сжатия на сжиженные газы по способу непосредственного впрыска практически реален. Этот способ является достаточно технически и экономически целесообразным, так как в этом случае сохраняются эффективные параметры серийного дизеля, достижима малая присадка дизельного топлива (5—6%), а конструктивные переделки, касающиеся топливной аппаратуры, весьма незначительны.

2. Для достижения стабильной и эффективной работы серийного дизеля на сжиженном газе с небольшой присадкой

дизельного топлива необходимо серийную плунжерную пару заменить парой большего диаметра (примерно в 1,5 раза); обеспечить давление подкачивания, превышающее на 1,5—2,5 атм давление насыщенных паров сжиженного газа; отрегулировать серийный двигатель по углу опережения впрыска газа и усилию затяга иглы форсунки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Научно-технический сборник «Автомобилестроение», № 2, 1960.
2. Самоль Г. И. и Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили, Машгиз, 1953.

Методика статического исследования прочности блок-картера V-образного двигателя

Кандидаты техн. наук А. В. АДАМОВИЧ, Я. В. ТИХОМИРОВ
НАМИ

НОВЫЕ модели автомобильных двигателей предусмотрены перспективным типажом, имеют двухрядное расположение цилиндров и легкоъемные гильзы «мокрого типа».

Сложность конфигурации блок-картера такого двигателя не позволяет расчетным путем определить напряжения, возникающие в различных зонах блока: в основании развала; в соединительных перегородках, несущих опоры коренных подшипников; в стенках водяной рубашки блока и т. д.

В литературе содержится очень мало фактических материалов по измерениям напряжений в блок-картерах V-образных двигателей. Поэтому в связи с освоением отечественной автомобильной промышленностью V-образных двигателей проведено статическое тензометрирование блока такого двигателя. Кроме того, оценено влияние затяжки силовых шпилек головки на деформацию гильзы цилиндров.

Для определения величины напряжений в блок-картерах V-образных двигателей брался блок-картер экспериментального двигателя с воспламенением от сжатия, спроектированного в НАМИ. Примененная в данной работе методика и полученные на основании ее результаты могут быть использованы при сравнительной оценке прочности блок-картеров других V-образных двигателей.

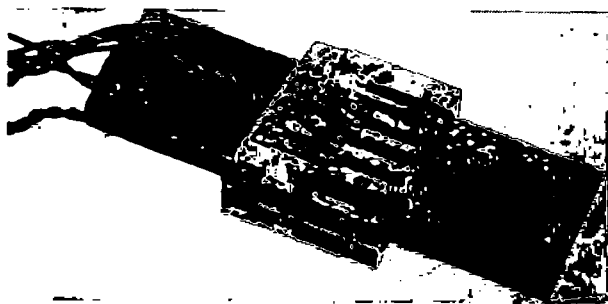


Рис. 1. Пластина с компенсационными датчиками.

Для обследования напряженного состояния блок-картера использовались проволочные тензометрические датчики с базой 5 мм и сопротивлением 89,6 ом, изготовленные из константановой проволоки толщиной 30 мк. С целью температурной компенсации использовались компенсационные (нерабочие) датчики, наклеенные на специальную пластинку (рис. 1), изготовленную из материала блок-картера, которая размещалась рядом с блоком.

Таким образом, рабочие и компенсационные датчики находились в одинаковых температурных условиях. В дальнейшем пластинка с компенсационными датчиками применялась для тарировки всего прибора.

Датчики наклеивались на блок-картер клеем БФ-2, обладающим высокими изоляционными свойствами и малой усадкой при сушке. Наклеенные датчики сушили при комнатной температуре в течение трех суток. После сушки все выводные

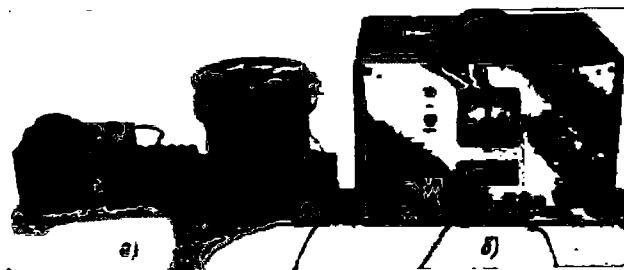


Рис. 2. Переключатель датчиков (а) и электронный измеритель деформации (б).

провода покрывались клеем БФ-2 с целью уменьшения возможности случайных замыканий. Поверхности блок-картера зачищались под наклейку датчиков наждачными кругами.

Поверхности блок-картера окончательно полировались точкой наждачной шкуркой. Перед наклейкой датчиков эти поверхности обезжиривались ацетоном. Для измерения напряжений наклеивалось свыше 90 датчиков. Все выводы токонесущих проводов припаивались к панели с контактами, смонтированной на наружной стенке блока. От панели провода подводились к переключателю, подсоединяющему к электронному измерителю деформаций тот или иной датчик (рис. 2). Для устранения влияния переключателя на точность измерений, электронный измеритель деформаций снабжался двойным мостом Томпсона.

Статическое нагружение блок-картера производилось крутящим моментом при заклиненном в одном из цилиндров поршне.

После наклейки тензодатчиков, двигатель полностью собирался и устанавливался на жесткую раму. К маховику двигателя прикреплялся нагрузочный рычаг длиной 1,6 м. Величина нагрузки измерялась динамометром.

Поршни заклинивались с помощью прокладок, помещаемых между днищем поршня и головкой блока. Схема нагружения блока показана на рис. 3.

Крутящий момент, получаемый во время приложения нагрузки, равен

$$M_{кр} = P_d \cdot 1,6 \text{ кгм,}$$

где P_D — величина нагрузки по динамометру.

Тогда усилие P_{Σ} , передаваемое на поршень во время приложения крутящего момента, будет равно

$$P_{\Sigma} = P_{\omega} \cos \beta = P_T \frac{\cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{M_{кр}}{R} \cdot \frac{\cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}$$

Фактическая газовая нагрузка в двигателе, у которого исследовался блок-картер, составляла

$$P_z = P_z \frac{\pi L^2}{4} = 90 \cdot 132,7 = 12\,000 \text{ кг},$$

где P_z — максимальное давление сгорания при варианте с непосредственным впрыском топлива;

D — диаметр цилиндра, равный 130 мм.

Исходя из этого, к нагрузочному рычагу прикладывалась такая величина крутящего момента, которая обеспечивала получение усилия на поршень $P_{\Sigma} = P_z = 21\,000 \text{ кг}$.

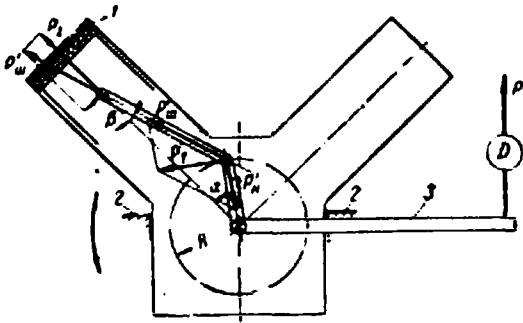


Рис. 3. Схема нагружения блок-картера (вид со стороны маховика):

1 — заклинивающие прокладки; 2 — задние опоры блок-картера; 3 — нагрузочный рычаг.

Для измерения напряжений в блоке применялись дельта-розетки, в которых датчики, расположенные под углами 60° и 120° , находились в одной плоскости и не накладывались друг на друга. Этот тип розетки применяется при неизвестных направлениях главных напряжений. Для дельта-розетки уравнения, связывающие измеренные деформации с главными напряжениями, согласно теории упругости имеют следующий вид:

$$\sigma_{\max} = E \left[\frac{\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3}{3(1-\mu)} + \frac{1}{1+\mu} \sqrt{\left(\epsilon_1 - \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3}{3} \right)^2 + \left(\frac{\epsilon_2 - \epsilon_3}{\sqrt{3}} \right)^2} \right];$$

$$\sigma_{\min} = E \left[\frac{\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3}{3(1-\mu)} - \frac{1}{1+\mu} \sqrt{\left(\epsilon_1 - \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3}{3} \right)^2 + \left(\frac{\epsilon_2 - \epsilon_3}{\sqrt{3}} \right)^2} \right];$$

$$2\varphi = \arctg \frac{\frac{1}{\sqrt{3}}(\epsilon_2 - \epsilon_3)}{\epsilon_1 - \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3}{3}} = \arctg \frac{A}{B},$$

где $\mu=0,25$ — коэффициент поперечной деформации для материала блока (чугун);

E — модуль упругости материала блока, равный $1,4 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$;

$\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ — деформации, измеренные датчиками розетки;

φ — угол между направлением главного напряжения и осью датчика № 1, отсчитываемый от этой оси против движения часовой стрелки (при «дельта-розетке» за датчик № 1 принимается горизонтально расположенный датчик).

После нахождения величины угла 2φ необходимо определить квадрант, в котором он находится. Для этого удобно пользоваться таблицей.

$2\varphi = \arctg \frac{A}{B}$		Пределы значения угла 2φ	$2\varphi = \arctg \frac{A}{B}$		Пределы значения угла 2φ
числитель	знаменатель		числитель	знаменатель	
+	+	$0 < 2\varphi < 90^\circ$	-	-	$180^\circ < 2\varphi < 270^\circ$
+	-	$90^\circ < 2\varphi < 180^\circ$	-	+	$270^\circ < 2\varphi < 360^\circ$

Полный угол φ_p между направлением главного напряжения и осью датчика № 1 определяется по формулам:

$$\varphi_p = \varphi = \frac{\arctg \frac{A}{B}}{2}$$

(если угол 2φ находится в первом квадранте);

$$\varphi_p = \frac{180^\circ - \arctg \frac{A}{B}}{2}$$

(если угол 2φ находится во втором квадранте);

$$\varphi_p = \frac{180^\circ + \arctg \frac{A}{B}}{2}$$

(если угол 2φ находится в третьем квадранте);

$$\varphi_p = \frac{360^\circ - \arctg \frac{A}{B}}{2}$$

(если угол 2φ находится в четвертом квадранте).

Датчики или розетки датчиков располагались в основании развала между блоками цилиндров, на правой и левой наружных стенках, на внутренних поперечных стенках.

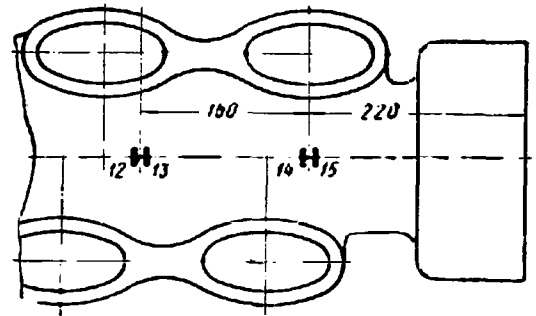


Рис. 4. Схема расположения датчиков в развале блок-картера.

Расположение датчиков в основании развала блок-картера показано на рис. 4. Для большей уверенности в правильности показаний датчиков последние работали попарно: первая пара 12—13 и вторая пара 14—15. При нагрузке на поршень 12 000 кг максимальное измеренное напряжение в развале блока составило всего 105 кг/см².

Расположение тензодатчиков на второй, третьей и четвертой поперечных стенках блок-картеров ввиду их идентичности между собой показано на одном чертеже (рис. 5). В связи со сдвигом левого ряда цилиндров (б) относительно правого (а) цилиндры неодинаково ориентированы относительно поперечных стенок блока. Поэтому для проверки правильности показаний тензодатчиков нужно сравнивать между собой величины напряжений в стенках, одинаково ориентированных по отношению к заклиниваемому цилиндру.

В случае идентичных условий нагружения величины измеренных деформаций по соответствующим датчикам всех трех поперечных стенок получились одинаковыми. Максимальная величина измеренного напряжения при нагрузке 12 000 кг составила 370 кг/см² (розетка с датчиками 40—3; 41—3; 42—3).

Напряжения и деформации в первой поперечной стенке блок-картера определялись при заклиненном поршне первого левого цилиндра. Максимальное измеренное напряжение для пер-

вой стенки составило 400 кг/см^2 . Сопоставление величин напряжений как в развале блока, так и на его внутренних поперечных стенках показало, что наибольшие напряжения возникают в районе заклиненного цилиндра. По мере удаления от заклиненного цилиндра величины напряжений падают. Например, для датчика 49—3, находившегося на третьей поперечной

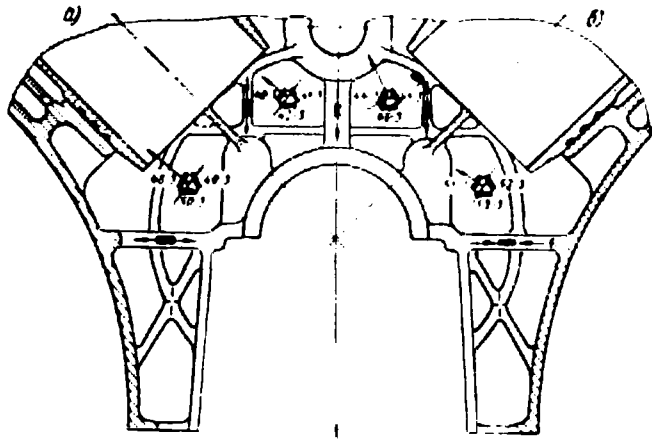


Рис. 5. Схема расположения датчиков на второй, третьей и четвертой поперечных стенках блок-картера (стрелками показано направление главных напряжений):

а — правый ряд цилиндров; б — левый ряд цилиндров.

стенке, при заклинивании второго правого поршня величина напряжения составила примерно 180 кг/см^2 . При заклинивании первого и третьего правых поршней величины напряжений по датчику 49—3 соответственно снизились до 30 и 60 кг/см^2 . Размещение датчиков на наружных боковых стенках блока показано на рис. 6. Наибольшая измеренная величина напряжения составила 150 кг/см^2 .

Сопоставление величин измеренных напряжений как в развале блока и на наружных его стенках, так и на внутренних поперечных стенках показывает, что механические напряжения, которые могут возникнуть в блок-картере при работе двигателя, относительно невелики.

Помимо определения величины механических напряжений в элементах блока, измерялись деформации гильз цилиндров,

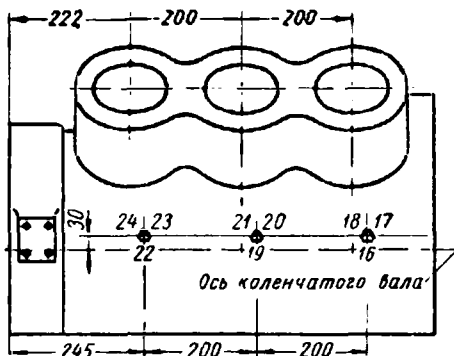


Рис. 6. Схема расположения датчиков на наружных боковых стенках блока.

вызываемых уплотнительными кольцами и затяжкой шпилек головки.

Измерения проводились в двух плоскостях — параллельной и перпендикулярной к оси коленчатого вала и в четырех поясах по высоте: на расстоянии 15, 30, 130 и 220 мм от верхней плоскости блока. Первый пояс находится выше первого компрессионного кольца, второй — в зоне компрессионных колец, третий — примерно на половине длины гильзы и четвертый — в зоне расположения нижних уплотнительных резиновых колец. В качестве инструмента применялся нутромер с обычной индикаторной головкой.

Гильзы вместе с уплотнительными кольцами вставлялись в блок-картер. Головка цилиндров не надевалась на блок. На

первую и вторую гильзы надевались мягкие уплотнительные кольца, а на третью гильзу — кольца повышенной твердости. Измерения показали, что первая и вторая гильзы после установки их в блок-картер практически не деформировались.

Третья гильза с уплотнительными кольцами повышенной твердости деформировалась на $0,07-0,08 \text{ мм}$, причем верхняя часть гильзы и ее середина практически не деформировались, а деформировался только пояс гильзы примерно на уровне уплотнительных колец.

Затем надевалась головка цилиндров и ее силовые шпильки затягивались динамометрическим ключом моментом $26,8 \text{ кгм}$.

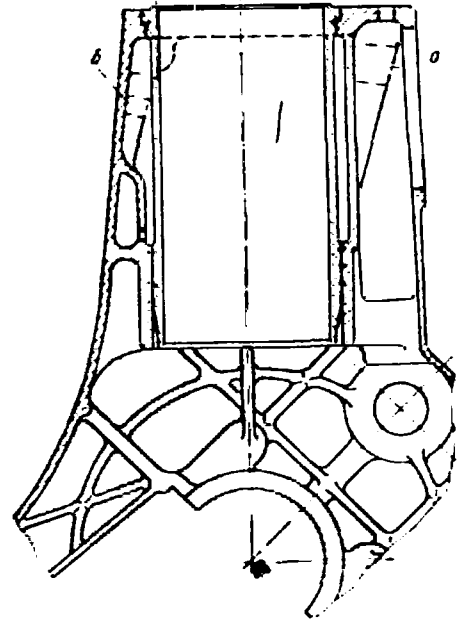


Рис. 7. Схемы разрушения ребер с внутренней стороны развала (а) и продольных ребер, соединяющих бобышку под шпильки со стенкой блока (б). Штрих-пунктиром показан вид разрушения ребер.

Проведенные после этого измерения показали, что гильзы цилиндров не деформировались.

Деформация, наметившаяся в третьей правой гильзе после установления уплотнительных колец повышенной твердости, сохранилась при затяжке шпилек на прежнем уровне. После определения величины деформации гильзы находили деформацию нижнего посадочного пояса блока под гильзу при затяжке шпилек. Измерения осуществлялись по левому ряду блока цилиндров. Деформации по нижнему посадочному поясу не наблюдалось.

После измерения деформации посадочных мест в левый ряд блока цилиндров вставлялись гильзы и ставилась задача: определить условия, при которых деформация гильзы значительно превысит допуск, указанный на чертеже.

Для этой цели выбирался второй левый цилиндр. Чтобы сохранить последовательность в измерениях, их проводили в таком порядке: гильза измерялась в свободном состоянии, затем после установления в блок и после затяжки шпилек ключом моментом $26,8 \text{ кгм}$.

Таким образом, были получены исходные размеры по гильзе второго левого цилиндра.

Далее осуществлялось последовательное разрушение продольных ребер в блоке, соединяющих верхний посадочный пояс под гильзу со стенками блока. Сначала разрушались ребра с внутренней стороны развала (рис. 7, позиция а), а затем продольные ребра, соединяющие бобышки под шпильки со стенкой блока (б). После измерений изменения размеров гильзы при разрушении ребер с внутренней стороны развала, шпильки головки разрушались и проверялось отсутствие остаточных деформаций гильзы и ее соответствие исходным размерам.

Затем разрушались продольные ребра согласно рис. 7 (б), снова проверялись исходные размеры и затягивались шпильки головки моментом $26,8 \text{ кгм}$. Сопоставление начальных и конечных измерений показало, что при разрушении продоль-

ных ребер жесткости значительно деформируются гильзы в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала. Деформация наблюдается в зоне верхнего посадочного пояса гильзы. В зоне нижнего посадочного пояса и на расстоянии 130 мм от верхней кромки гильзы (середина гильзы) деформация не наблюдалась. При разрушении ребер с внутренней стороны развала измеренная деформация составила 0,04—0,045 мм.

В дальнейшем, когда разрушались продольные ребра, соединяющие бобышки под шпильки со стенками блока, деформация продолжала возрастать и в сумме составляла 0,07—0,075 мм.

Измерения показали, что при правильно выполненном обрешении района блока, где размещались посадочные места под гильзы, можно сохранить размеры гильз и посадочных поясов при натяжке шпилек головки в пределах допустимых размеров на овальность гильзы при ее изготовлении.

Результаты измерений показали также, что для сохранения геометрических размеров гильзы при натяжке силовых шпилек головки необходимо предусматривать эффективные продольные ребра жесткости, соединяющие бобышки шпилек и верхний посадочный пояс под гильзу с боковыми стенками водяной рубашки блока

Исследование гидропневматической системы пуска речного типа

Р. И. ДАВТЯН

КЛИМАТИЧЕСКИЕ условия некоторых областей нашей страны вызывают значительные трудности в создании надежной системы пуска двигателей внутреннего сгорания, которая обладала бы вращающим моментом, обеспечивающим необходимую пусковую скорость двигателя, особенно при низких температурах. Наиболее распространенной, электрической, системе пуска присущи некоторые недостатки, резко сказывающиеся при пониженных температурах, поэтому целесообразно проведение исследований других систем пуска, в частности гидропневматических. Последние обладают рядом

трудностей, требовалось бы специальное оборудование; относительно небольшими габаритными размерами и весом и т. д.

Все известные гидропневматические системы включают в себя аккумулятор энергии, гидростартер, ручной, а часто и механический насосы, резервуар для жидкости, пусковой золотник, манометр и систему трубопроводов. Гидропневматические системы отличаются в основном конструкцией гидростартеров. В настоящее время гидростартеры изготавливаются двух типов: речный с однократным ходом реек и роторный с аксиальными поршнями.

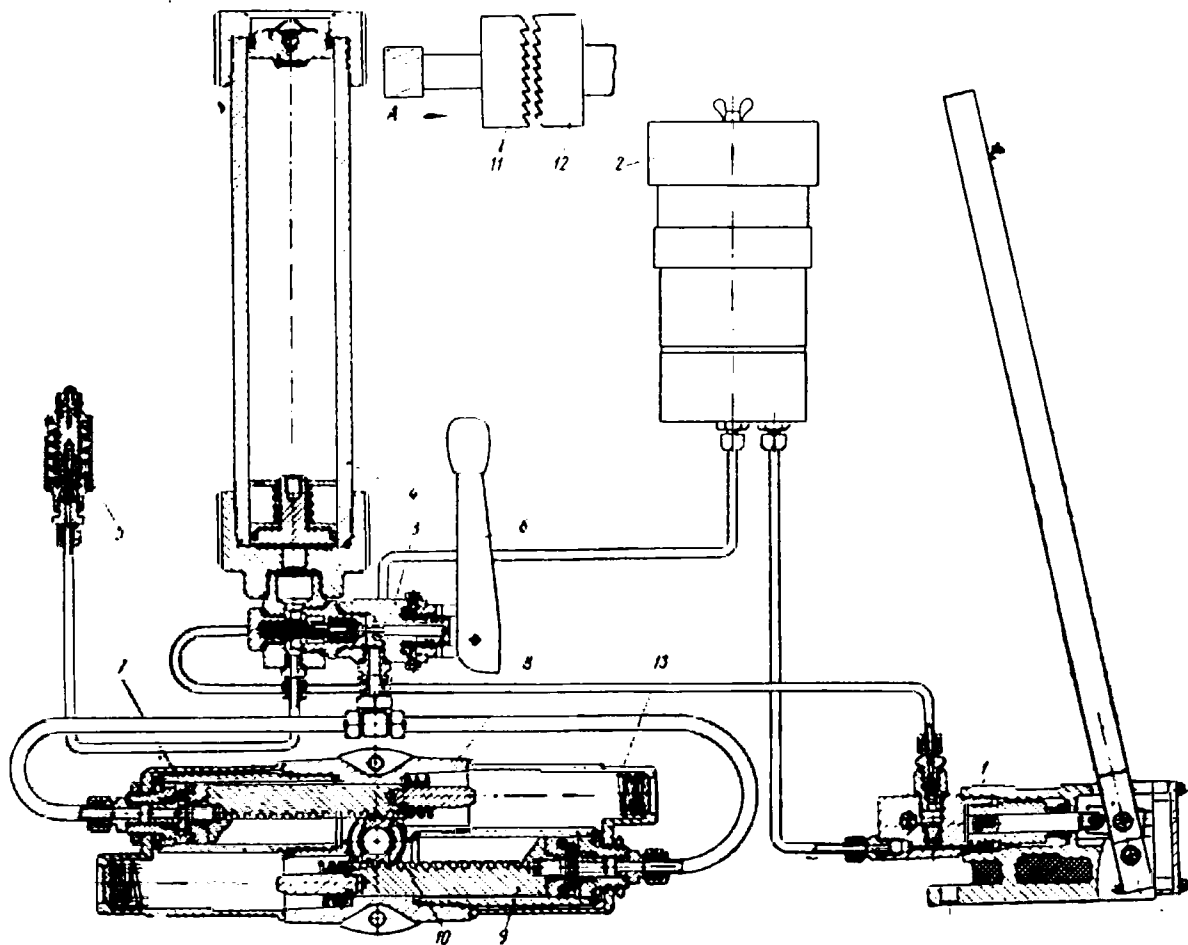


Рис. 1. Гидропневматическая система пуска речного типа конструкции Берже модели В-50.

несомненных преимуществ: малой зависимостью от температуры окружающей среды при соответствующем подборе жидкости; отсутствием таких аккумуляторов, для подзарядки ко-

Гидростартеры первого типа выпускаются фирмой Бран (Англия), а гидростартеры второго типа — фирмами GMS и Гидроматик корпорейшен (США).

Гидростартер фирмы Брайс передает вращение непосредственно коленчатому валу двигателя с переднего его конца. Остальные агрегаты размещаются в любом месте, за исключением аккумулятора, который должен находиться в непосредственной близости от гидростартера, с целью уменьшения гидравлических потерь между ними.

Принцип работы системы заключается в следующем. В начальный момент при помощи ручного насоса 1 (рис. 1) жидкость из резервуара 2 через корпус пускового золотника 3 нагнетается в аккумулятор 4, в котором находится сжатый до давления 180—200 кг/см² азот, изолированный от нагнетаемой жидкости свободно перемещающимся поршнем. Поршень уплотнен резиновым кольцом, поджимаемым пружиной. Азот нагнетается при зарядке аккумулятора через резиновый клапан, расположенный в верхней крышке, после чего клапан герметически закрывается. Во время эксплуатации аккумулятора дополнительной подзарядки не требуется из-за отсутствия утечки азота.

По мере накачивания жидкости в аккумулятор поршень последнего, перемещаясь, сжимает азот. Аккумулятор считается полностью заряженным, когда давление азота, а следовательно, и жидкости достигнет 320—340 кг/см².

Для полной зарядки аккумулятора требуется около 100—150 ходов ручного насоса. Давление жидкости в аккумуляторе измеряется специальным плунжерным манометром 5 со шкалой в пределах 105—350 кг/см².

Двигатель пускается перемещением рукоятки 6 пускового золотника, который открывает конусный клапан, расположенный внутри корпуса золотника, в результате чего жидкость под давлением подается из аккумулятора в оба цилиндра 7 гидравлического стартера 8, перемещает зубчатые рейки 9, которые вращают шестерню стартера 10. Шестерня, перемещаясь по направлению, указанному стрелкой А, входит торцевой полумуфтой 11 в зацепление с аналогичной полумуфтой 12, закрепленной на переднем конце коленчатого вала двигателя, и приводит его во вращение.

Шестерня стартера перемещается вдоль оси за счет наличия двух специальных наклонных канавок на наружной поверхности полумуфты стартера, в которые входят шарики, нагруженные пружинами. Жидкость во время процесса сцепления полумуфт подается к стартеру под небольшим давлением, достаточным только для медленного перемещения зубчатых реек и шестерни. После осуществления сцепления жидкость подается в стартер под полным давлением. Такая подача жидкости в два приема осуществляется вследствие наличия двух клапанов в пусковом золотнике. При небольшом перемещении рукоятки пускового золотника сначала открывается шариковый клапан, жидкость подается к стартеру через отверстие диаметром 0,5 мм под небольшим давлением за счет сильного дросселирования в клапане. При дальнейшем перемещении рукоятки открывается основной конусный клапан и жидкость подается в стартер под полным давлением, тем самым осуществляется рабочий ход.

В случае полного хода реек стартера шестерня поворачивается на 290—330°. Коленчатый вал двигателя при этом повертывается на несколько меньший угол, так как часть хода реек идет на обеспечение сцепления полумуфт стартера и коленчатого вала. Затем вал продолжает вращаться самостоятельно под действием инерционных сил всех движущихся частей двигателя, при этом происходит автоматическое отключение полумуфт стартера и коленчатого вала.

После выключения пускового золотника жидкость из стартера под действием возвратных пружин 13 перекачивается в резервуар.

Обычно в системе пуска предусматривается также и насос с механическим приводом от двигателя, который подзаряжает аккумулятор при работе двигателя.

Фирма Брайс выпускает гидропневматические системы пуска конструкции Берже двух моделей: В-35 и В-50, отличающиеся только размерами гидравлического стартера. В табл. 1 приведены основные характеристики этих гидропневматических систем пуска.

На рис. 2 и 3 даны кривые чисел оборотов коленчатого вала при провертывании двигателя ГАЗ-51 гидростартером В-35 и двигателя ЯМЗ-236 гидростартером В-50 (без подачи топлива в обоих случаях), снятые при различных температурах двигателей.

Весь процесс провертывания состоит из двух периодов.

Первый период — принудительное провертывание коленчатого вала двигателя стартером — характеризуется в большинстве случаев резким возрастанием угловой скорости. Про-

Таблица 1

Показатели	Системы моделей	
	В-35	В-50
Диаметр цилиндра стартера в мм	35	50
Диаметр начальной окружности шестерни в мм	27	39
Максимальное рабочее давление жидкости в кг/см ²	340	340
Максимальный вращающий момент стартера в кгм	79	235
Полный ход рейки стартера в мм	78	98,5
Объем жидкости, расходуемой стартером за один пуск, в см ³	150	385
Количество возможных пусков без подзарядки аккумулятора	3	1
Полный внутренний объем аккумулятора с вычетом объема поршня в см ³	1400	1400
Давление газа, занимающего полный объем аккумулятора при температуре 10 °С в кг/см ²	198	198
Вес полного комплекта пусковой системы в кг	40,5	45,4
Габаритные размеры гидростартера в мм:		
длина	375	450
ширина	113	141
высота	140	152
Габаритные размеры аккумулятора в мм:		
длина	480	480
диаметр	125	125

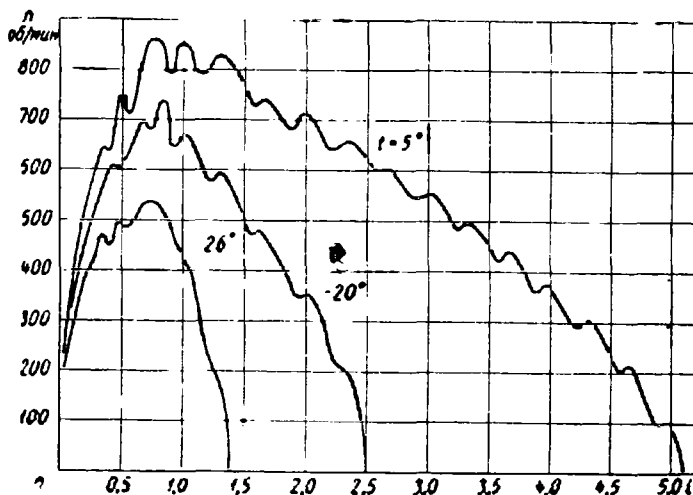


Рис. 2. Кривые угловых скоростей коленчатого вала при провертывании двигателя ГАЗ-51 гидростартером В-35, снятые при различных температурах двигателя без подачи топлива (масло АКЗп 6, $\rho_n = 340$ кг/см²).

должительность этого периода составляет около 0,8—0,9 оборота коленчатого вала двигателя. Скорость вращения коленчатого вала в конце первого периода зависит от мощности системы пуска и величины момента сопротивления провертыванию двигателя.

Второй период (после отключения стартера) — самостоятельное вращение коленчатого вала за счет накопленной в первом периоде кинетической энергии. Количество сделанных оборотов во втором периоде зависит от угловой скорости в конце первого периода и сопротивления провертыванию двигателя. Имеющиеся колебания числа оборотов — следствие влияния компрессии в цилиндрах двигателя.

Успешный пуск двигателя зависит как от количества оборотов, совершенных за счет кинетической энергии, так и от развиваемой угловой скорости вращения. Так как возможность осуществления принудительного провертывания коленчатого вала двигателя стартером ограничена, желательно в конце этого периода получить наибольшую угловую скорость вращения, определяющую совместно с величиной момента сопротивления провертыванию количество оборотов, совершенных двигателем. Таким образом, для подсчета полного количества оборотов необходимо составить уравнение, позволяющее определить максимальную угловую скорость в конце первого периода и количество оборотов, совершенных по инерции во втором периоде.

Вывод расчетных уравнений. Дифференциальное уравнение вращения коленчатого вала (или шестерни стартера) во время периода принудительного проворачивания представляется в таком виде:

$$-J \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + M_B - M_C = 0, \quad (1)$$

где J — момент инерции всех движущихся частей двигателя, приведенный к оси шестерни стартера;

$\frac{d^2\varphi}{d\tau^2}$ — угловое ускорение коленчатого вала;

M_B — вращающий момент стартера;

M_C — суммарный момент сопротивления проворачиванию двигателя.

Вращающий момент стартера выражается формулой

$$M_B = (p_a - \Delta p) f d_{ш} \eta_m \text{ кгс см}, \quad (2)$$

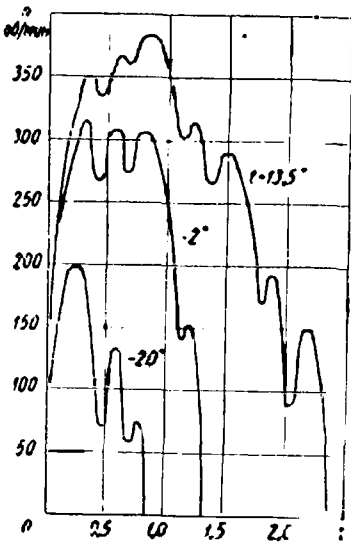
где p_a — давление жидкости в аккумуляторе в кг/см^2 ;

Δp — гидравлические потери между аккумулятором и стартером в кг/см^2 ;

f — площадь поперечного сечения цилиндра стартера в см^2 ;

$d_{ш}$ — диаметр начальной окружности шестерни стартера в см ;

η_m — механический к.п.д. стартера.



По мере расходования жидкости в аккумуляторе объем газа увеличивается, давление газа, а значит, и жидкости падает. Процесс расширения газа представляется политропическим, с показателем политропы, близким к показателю адиабаты, ввиду весьма быстрого протекания процесса расширения.

Рис. 3. Кривые угловых скоростей коленчатого вала при проворачивании двигателя ЯМЗ-236 гидростартером В-50, снятые при различных температурах двигателя без подачи топлива (масло ДП-8, $p_n = 340 \text{ кг/см}^2$).

Тогда

$$p_a = \frac{p_n}{\left[1 + \frac{f d_{ш} (\varphi_0 + \varphi)}{V_n} \right]^k} \text{ кг/см}^2,$$

где p_n — давление в аккумуляторе перед данным пуском в кг/см^2 ;

V_n — объем, занимаемый газом в аккумуляторе в см^3 при давлении p_n ;

φ_0 — угол, соответствующий периоду включения полушаров стартера и коленчатого вала двигателя;

φ — угол поворота коленчатого вала.

Давление p_n фиксируется манометром, подключенным в систему у аккумулятора. Объем газа V_n непосредственно измерить невозможно; эта величина зависит от температуры и давления газа, занимающего полный объем аккумулятора, полного объема аккумулятора и количества пусков, произведенных до данного пуска без подзарядки. Кроме того, при давлении в аккумуляторе 320—340 кг/см^2 наблюдаются значительные отклонения реального процесса расширения от идеального.

С учетом сказанного и с заменой объема V_n параметрами, легко измеряемыми, имеем

$$p_a = \frac{p_n}{\left[1 + \frac{p_1 T_0 f d_{ш} (\varphi_0 + \varphi)}{\psi V_0 p_0 T + p_1 T_0 m \Delta V} \right]^k}, \quad (3)$$

где p_1 — давление газа в полностью заряженном аккумуляторе в кг/см^2 ;

V_0 — полный объем аккумулятора в см^3 ;

T_0 — температура газа, занимающего полный объем аккумулятора, в $^\circ\text{K}$;

p_0 — давление газа при том же объеме аккумулятора в кг/см^2 ;

m — количество пусков, предшествовавших данному, без подзарядки аккумулятора;

ΔV — расход жидкости за один пуск в см^3 ;

ψ — коэффициент, учитывающий отклонение реального процесса расширения от идеального.

При расчете гидравлических потерь необходимо учитывать как потери по длине трубопроводов, так и потери от местных сопротивлений. В рассматриваемой системе могут быть как ламинарный, так и турбулентный потоки, в зависимости от чего потери по длине могут определяться по формулам:

при ламинарном потоке

$$\begin{aligned} \Delta p_l^A &= 0,16 \frac{\gamma}{g} \nu_{cm} d_{cm}^2 d_{ш} \left(\frac{2l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} \right) \frac{d\varphi}{d\tau} = \\ &= A_A \frac{d\varphi}{d\tau} \text{ кг/см}^2, \end{aligned} \quad (4)$$

при турбулентном потоке

$$\begin{aligned} \Delta p_l^T &= 0,0149 \frac{\gamma}{g} \nu_{cm}^{0,25} d_{cm}^{3,5} d_{ш}^{1,75} \left(\frac{3,36l_1}{d_1^{1,75}} + \frac{l_2}{d_2^{1,75}} \right) \left(\frac{d\varphi}{d\tau} \right)^{1,75} = \\ &= A_T \left(\frac{d\varphi}{d\tau} \right)^{1,75} \text{ кг/см}^2, \end{aligned} \quad (5)$$

где d_{cm} — диаметр цилиндра стартера в см ;

l_1, d_1 — длина и внутренний диаметр трубопровода от аккумулятора до тройника в см ;

l_2, d_2 — длина и внутренний диаметр трубопровода от тройника до стартера в см ;

ν_{cm} — кинематическая вязкость жидкости в сст ;

γ — удельный вес жидкости в кг/см^3 .

Эти формулы написаны применительно к существующим гидронеуматическим системам пуска речного типа фирмы Брайс. Потери от местных сопротивлений определяются по формуле

$$\Delta p_m = \xi \gamma \frac{v_{mp}^2}{2g}.$$

Приняв метод эквивалентных длин и используя зависимость

$$\frac{l_{эк}}{d} = 1350 k_n \text{Re}^{0,048},$$

предложенную В. В. Ермаковым [1], формула для подсчета потерь от местных сопротивлений при ламинарном потоке применительно к рассматриваемой гидросистеме после ряда преобразований и с учетом имеющихся в системе местных сопротивлений будет иметь вид

$$\begin{aligned} \Delta p_m^A &= 539 \frac{\gamma}{g} d_{ш}^{1,048} \nu_{cm}^{0,952} \frac{d_{cm}^{2,096}}{d_1^{3,048}} \left[(k_{m_1} + k_{m_2} + k_{m_3}) + \right. \\ &\quad \left. + (k_{m_4} + k_{m_5}) \left(\frac{d_1}{1,27 d_2} \right)^{3,048} \right] \left(\frac{d\varphi}{d\tau} \right)^{1,048} = \\ &= B_A \left(\frac{d\varphi}{d\tau} \right)^{1,048} \text{ кг/см}^2, \end{aligned} \quad (6)$$

а при турбулентном потоке

$$\begin{aligned} \Delta p_m^T &= \frac{\gamma d_{cm}^2 d_{ш}^2}{2g d_1^4} \left[(\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) + (\xi_4 + \xi_5) \times \right. \\ &\quad \left. \times \left(\frac{d_1}{1,41 d_2} \right)^4 \right] \left(\frac{d\varphi}{d\tau} \right)^2 - B_T \left(\frac{d\varphi}{d\tau} \right)^2 \text{ кг/см}^2, \end{aligned} \quad (7)$$

где $k_{м1}$ и ξ_1 — потери на выход из аккумулятора и в пусковом золотнике;
 $k_{м2}$ и ξ_2 — потери в тройнике;
 $k_{м3}$ и ξ_3 — потери на вход в стартер;
 $k_{м4}$; $k_{м5}$; ξ_4 ; ξ_5 — потери на изгиб трубопроводов.

Момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала определяется по формуле, выведенной на основе анализа экспериментальных данных ряда известных работ [2]—[5],

$$M_T = 72,7 \cdot 10^{-4} A_{\partial\partial} \nu_{\partial\partial}^{0,365} (0,33) + 1,19 \cdot 10^{-4} A_{\partial\partial} \nu_{\partial\partial}^{0,365} (0,33) \left(\frac{d\varphi}{dz}\right)^{0,85} \text{ кгс м,} \quad (8)$$

где $A_{\partial\partial}$ — постоянный для данного двигателя коэффициент, зависящий от величины поверхности трения, в см^2 ;

$\nu_{\partial\partial}$ — кинематическая вязкость масла в двигателе в сст . Показатель степени при вязкости для карбюраторных двигателей принимается равным 0,365, для двигателей с воспламенением от сжатия 0,33. Формула (8) применима для определения момента сопротивления в большем диапазоне как по вязкости масла (от 400 до 50 000 сст) так и по числу оборотов двигателя (от 100 до 800 об/мин).

При решении уравнения вращения (1) следует учитывать также потери, необходимые для преодоления компрессии в двигателе во время первого оборота, потери от действия возвратных пружин гидростартера и потери на трение резиновых манжет реек и самих реек в корпусе гидростартера.

Дифференциальное уравнение вращения коленчатого вала для первого периода после подстановки всех составляющих в общее уравнение (1) предстанет для случая ламинарного потока в таком виде:

$$-J \frac{d^2\varphi}{dz^2} + \frac{p_n (f d_{ш} r_{ш} - \Sigma E)}{\left[1 + \frac{p_1 T_0 f d_{ш} (\tau_{\partial\partial} + \varphi)}{\psi V_0 p_0 T + p_1 T_0 m \Delta V}\right]^n} - A_1 (f d_{ш} r_{ш} - \Sigma E) \frac{d\varphi}{dz} - B_1 (f d_{ш} r_{ш} - \Sigma E) \left(\frac{d\varphi}{dz}\right)^{1,018} - 1,19 \cdot 10^{-4} A_{\partial\partial} \nu_{\partial\partial}^{0,365} (0,33) \left(\frac{d\varphi}{dz}\right)^{0,85} - \left[c \frac{d^2 u}{2} (\tau_{\partial\partial} + \varphi) + Q_0 d_{ш}\right] - 72,7 \cdot 10^{-4} A_{\partial\partial} \nu_{\partial\partial}^{0,365} (0,33) - M_k = 0, \quad (9)$$

где ΣE — потери на трение манжет и реек стартера;

$\left[c \frac{d^2 u}{2} (\tau_{\partial\partial} + \varphi) + Q_0 d_{ш}\right]$ — потери от действия возвратных

пружин (c — жесткость пружины, Q_0 — усилие пружины в начальном положении);
 M_k — момент, необходимый для преодоления компрессии в двигателе.

Дифференциальное уравнение вращения коленчатого вала для второго периода представится в виде

$$J \frac{d^2\varphi}{dz^2} + 1,19 \cdot 10^{-4} A_{\partial\partial} \nu_{\partial\partial}^{0,365} (0,33) \left(\frac{d\varphi}{dz}\right)^{0,85} + 72,7 \cdot 10^{-4} A_{\partial\partial} \nu_{\partial\partial}^{0,365} (0,33) = 0. \quad (10)$$

Экспериментальные исследования. Исследованию подвергались гидропневматическая система пуска Берже речного типа модели В-35 на шестицилиндровом карбюраторном двигателе ГАЗ-51 в холодильной камере НАМИ и модели В-50 на V-образном шестицилиндровом дизеле ЯМЗ-236 в холодильной камере Ярославского моторного завода.

Основные параметры испытанных двигателей, необходимые для расчета уравнения вращения, приведены в табл. 2.

В качестве жидкости для гидропневматической системы В-35 и В-50 применялось масло АМГ-10 (ГОСТ 6794-53),

Таблица 2

Параметры	Двигатель	
	ГАЗ-51	ЯМЗ-236
J в кгс мек^2	4,86	25
$A_{\partial\partial}$ в см^2	7372	28 260
M_k в кгс м	372	1 192

удельный вес масла 0,837 г/см^3 . Для двигателя ГАЗ-51 применялось масло АКЗп-6, СУ и АСП-5, для двигателя ЯМЗ-236 — масло ДП-8.

Контроль температурного состояния двигателей осуществлялся хромель-копелевыми термопарами, вмонтированными в различные места двигателя (подшипники, гильзы цилиндров, поддон).

Давление жидкости измерялось циферблатным манометром, расположенным после аккумулятора, а при исследовании двигателя ЯМЗ-236, кроме того, двумя одинаковыми тензодатчиками давления, установленными после аккумулятора и перед стартером. Проворачивание двигателей ГАЗ-51 и ЯМЗ-236 производится следующим образом.

С понижением температуры максимальная скорость вращения и полное количество совершенных оборотов уменьшаются (рис. 2 и 3). На рис. 4 показаны зависимости максимальных оборотов проворачивания двигателей от температуры.

На рис. 5 и 6 изображены экспериментальные кривые изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя и подсчитанные по уравнениям вращения (9) и (10).

В табл. 3 приведены значения величин, входящих в уравнение вращения и принятых при расчетах кривых угловых скоростей.

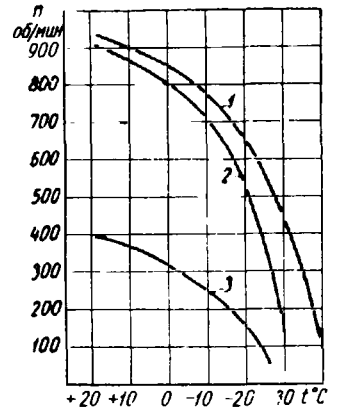


Рис. 4. Зависимость максимальной скорости проворачивания двигателей от температуры: 1 — двигатель ГАЗ-51 (масло АКЗп-6); 2 — двигатель ГАЗ-51 (масло СУ); 3 — двигатель ЯМЗ-236 (масло ДП-8).

Таблица 3

Параметры	Стартер		Параметры	Стартер	
	В-35	В-50		В-35	В-50
Q_0 в кг	41	39	ΣE в см^3	4,27	11,70
c в кг/см	3,74	6,25	$\varphi_{\partial\partial}$	0,25—0,8	0,25—0,4
r_1 в см	80	80	k	1,4	1,4
r_2 в см	30	30	$k_{м1}$	0,09	0,09
d_1 в см	0,8	0,8	$k_{м2}$	0,05	0,05
d_2 в см	0,6	0,6	$k_{м3}$	0,03	0,035
$\nu_{ш}$	0,9	0,9	$k_{м4}$ и $k_{м5}$	0,01	0,01
ψ	0,64	0,64			

С достаточной для практических расчетов точностью кривые, подсчитанные по уравнениям, соответствуют экспериментальным кривым, которые получены при испытаниях различных двигателей и гидростартеров в широком диапазоне температур от +14° до -30° С. Кроме того, уравнение вращения (9) достаточно точно отображает изменение следующих входящих в него величин; давление жидкости в гидросистеме перед пуском, вязкость масла в двигателе, вязкость жидкости в гидросистеме, объем газа в аккумуляторе перед пуском.

Таким образом, уравнения (9) и (10) позволяют определить угловую скорость вращения в конце первого периода и полное количество совершенных двигателем оборотов, следовательно, могут быть рекомендованы при расчетах гидропневматических систем пуска.

Перепад давления жидкости в гидросистеме, получаемый между аккумулятором и гидростартером, характеризует суммарные гидравлические потери в системе за исключением потерь на выход из аккумулятора и на вход в цилиндр гидростартера. На рис. 7 даны экспериментальные кривые изменения давления жидкости в системе пуска В-50 с двигателем ЯМЗ-236, снятые при температуре среды $+7^\circ$ (а) и -20° (б). Колебания давления перед гидростартером объясняются изменениями угловой скорости вращения коленчатого вала из-за компрессии в цилиндрах двигателя.

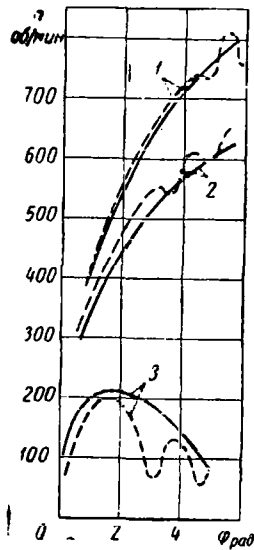


Рис. 5. Экспериментальные (штриховые) и расчетные (сплошные) кривые изменения угловой скорости коленчатого вала при принудительном провертывании двигателя:

- 1 — ГАЗ-51 (масло СУ, $t_{дв} = -2^\circ\text{C}$, $t_{окр ср} = -5^\circ\text{C}$; $\rho_l = \rho_n = 340 \text{ кг/см}^3$, $m = 0$, $v_{дв} = 1380 \text{ ссм}$, $v_{ст} = 69,7 \text{ ссм}$);
- 2 — ГАЗ-51 (масло АКЗп-6, $t_{дв} = -15^\circ\text{C}$, $\rho_l = 340 \text{ кг/см}^3$, $\rho_n = 270 \text{ кг/см}^3$, $m = 1$, $v_{дв} = 1910 \text{ ссм}$, $v_{ст} = 91,2 \text{ ссм}$);
- 3 — ЯМЗ-236 (масло ДП-8, $t_{дв} = -20^\circ\text{C}$, $\rho_l = \rho_n = 340 \text{ кг/см}^3$, $m = 0$, $v_{дв} = 22900 \text{ ссм}$, $v_{ст} = 117 \text{ ссм}$).

при 400 об/мин коленчатого вала двигателя, против 20 м/сек при диаметре цилиндра стартера 35 мм и том же числе оборотов коленчатого вала. Применение таких трубопроводов объясняется, по-видимому, желанием унифицировать системы пуска В-35 и В-50 по трубопроводам.

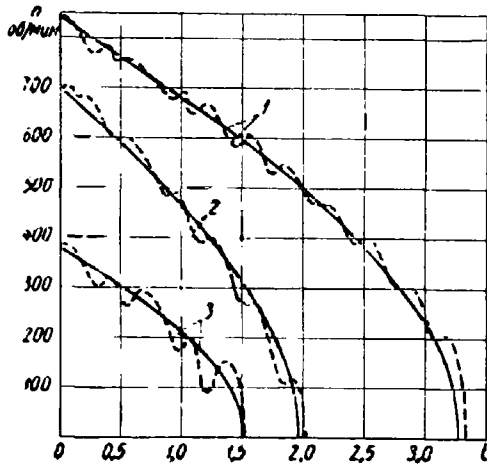


Рис. 6. Экспериментальные (штриховые) и расчетные (сплошные) кривые изменения угловой скорости коленчатого вала после отключения стартера двигателя:

- 1 — ГАЗ-51 (масло СУ, $t_{дв} = +5^\circ\text{C}$);
- 2 — ГАЗ-51 (масло АКЗп-6, $t_{дв} = -11^\circ\text{C}$);
- 3 — ЯМЗ-236 (масло ДП-8, $t_{дв} = +13,5^\circ\text{C}$).

Рис. 8 иллюстрирует изменения отдельных членов, входящих в развернутое уравнение вращения, по углу поворота коленчатого вала применительно к двигателям ГАЗ-51 и ЯМЗ-236 при температуре -20°C . Полный вращающий момент M_a без

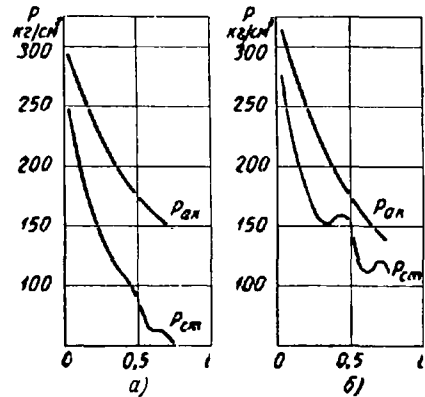


Рис. 7. Изменение давления жидкости в системе пуска В-50 с двигателем ЯМЗ-236; $p_{ак}$ — после аккумулятора и $p_{ст}$ — перед стартером.

учета потерь уменьшается вследствие расширения газа в аккумуляторе и соответственного падения его давления. Моменты, характеризующие гидравлические потери по длине

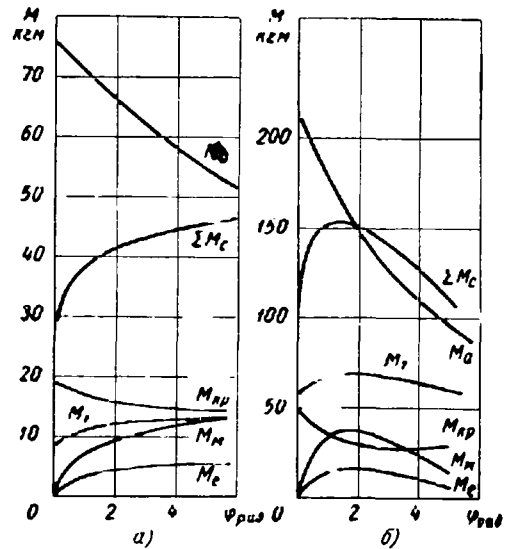


Рис. 8. Изменение величин моментов, входящих в развернутое уравнение вращения, по углу поворота коленчатого вала двигателя ГАЗ-51 с гидростартером В-35 (а) и ЯМЗ-236 с гидростартером В-50 (б) (масло соответственно АКЗп-6 и ДП-8, $t_{св} = -20^\circ\text{C}$).

трубопроводов M_l , местные сопротивления $M_{лс}$ и сопротивление провертывания двигателя M_T увеличиваются по мере повышения угловой скорости вращения, особенно по мере понижения температуры среды ввиду значительного повышения вязкости жидкости в системе пуска и масла в двигателе. Момент от действия возвратных пружин, незначительный по абсолютной величине, не зависит от температуры среды и несколько увеличивается по мере сжатия пружин. Момент, необходимый для преодоления компрессии, принят постоянным и независимым от температуры. Момент от трения манжет и река стартера уменьшается по мере вращения коленчатого вала и снижения температуры среды за счет уменьшения давления; непосредственно перед поршнем рейки. На рис. 8 эти три момента объединены в один — $M_{кр}$.

Суммарный момент потерь ΣM_c для двигателя ГАЗ-51 (масло АКЗп-6) к концу периода провертывания приближается к

полному вращающему моменту M_a , но остается все время меньше его, тем самым за весь период обеспечивается разгон коленчатого вала двигателя (см. рис. 2, $t = -20^\circ\text{C}$). Для двигателя ЯМЗ-236 уже при значении $\varphi = 0,16$ суммарный момент потерь ΣM_c становится равным M_a , после чего разгон коленчатого вала практически прекращается и наблюдается понижение угловой скорости вращения коленчатого вала (см. рис. 3, $t = -20^\circ\text{C}$).

С понижением температуры окружающей среды показатели собственно гидropневматической системы пуска относительно мало изменяются. Уменьшение вращающего момента M_a , передаваемого непосредственно двигателю, по мере снижения температуры среды происходит в основном только за счет увеличения гидравлических потерь в системе пуска в результате увеличения вязкости жидкости, применяемой в системе. Соответствующим подбором жидкости с пологой вязкостно-температурной характеристикой это увеличение гидравлических потерь может быть сведено к относительно малому значению.

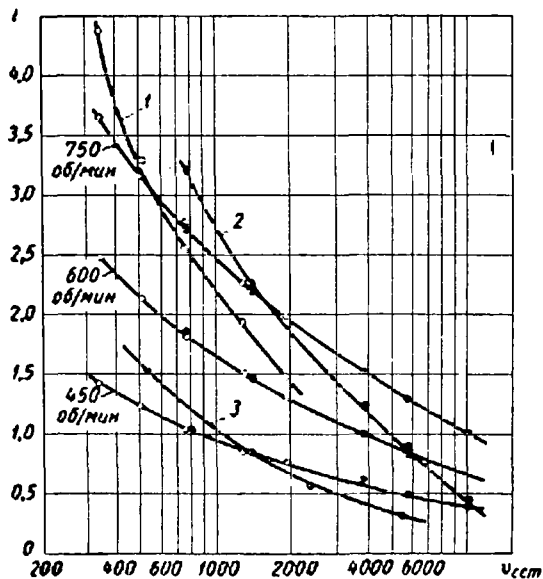


Рис. 9. Зависимость количества оборотов, совершенных двигателем после отключения стартера, от вязкости масла в двигателе.

В случае применения в качестве жидкости в системе пуска В-35 масла АМГ-10 уменьшение вращающего момента при постоянной угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя ($n = 300$ об/мин при температуре от $+20^\circ\text{C}$ до -20°C равняется всего 6 кгм, что составляет 8% от вращающего момента при температуре $+20^\circ\text{C}$.

Полное число оборотов, совершенных валом двигателя, зависит от температуры масла (или его вязкости) и скорости проворачивания коленчатого вала в конце первого периода.

На рис. 9 даны кривые зависимости числа оборотов, совершенных после отключения стартера, от вязкости масел АКЗп-6 (кривая 1) и СУ (кривая 2) в двигателе ГАЗ-51 и масла ДП-8 (кривая 3) в двигателе ЯМЗ-236. Угловые скорости в конце первого периода для каждой точки взяты непосредственно из эксперимента. С понижением температуры число оборотов резко падает и приближается практически к нулю. Таким образом, полное количество оборотов определяется только периодом принудительного проворачивания, причем это уменьшение усугубляется одновременным снижением угловой скорости в конце первого периода. На этом же рисунке нанесены кривые, построенные при постоянной угловой скорости конца первого периода 450, 600 и 750 об/мин для двигателя ГАЗ-51. Эти кривые показывают влияние скорости вращения в конце первого периода на число оборотов, совершенных валом двигателя.

Так, например, при скорости 450 об/мин 1,5 оборота, совершенные по инерции, могут быть получены при вязкости масла до 300 сСт. При скорости 750 об/мин эти же 1,5 оборота могут быть получены уже при вязкости около 4000 сСт. На рис. 10 дана зависимость числа оборотов, совершенных после отключения стартера, от угловой скорости в конце первого пе-

риода (для двигателя ГАЗ-51 при использовании масел АКЗп-6 и СУ). Характерным является уменьшение угла наклона прямой с увеличением вязкости масла. Это приводит к тому, что для достижения 1,5—2 оборотов, совершенных по инерции, при вязкости масла около 6000 сСт и выше требуется значительное повышение угловой скорости в конце первого периода, а следовательно, и мощности самого стартера.

Пуск двигателя ГАЗ-51 гидropневматической системы речного типа осуществлялся гидростартером В-35. В табл. 4 даны результаты испытаний этого двигателя.

Следует отметить, что при этих испытаниях вязкостно-температурная характеристика масла, находящегося в камере двигателя, не оставалась постоянной вследствие разжижения масла бензином при пусках.

Анализируя эти результаты, следует отметить, что существенным фактором, определяющим успешный пуск при использовании гидростартера речного типа с однократным ходом реек, является полное число оборотов, совершенных двигателем при пуске, с угловой скоростью вращения, достаточной для успешного пуска. При трех оборотах коленчатого вала и больше пуск двигателя вполне удовлетворительный. При количестве оборотов, меньшем чем два, пуск двигателя невозможен (без вспомогательных средств пуска).

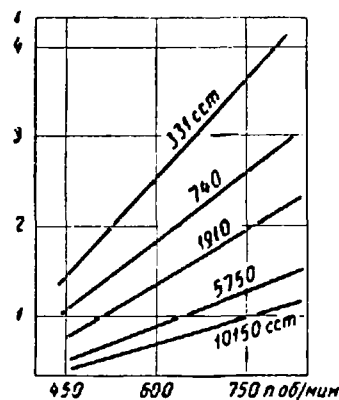


Рис. 10. Зависимость количества оборотов, совершенных валом двигателя после отключения стартера от угловой скорости коленчатого вала двигателя ГАЗ-51 при различных вязкостях масла в двигателе.

Таблица 4

Масло	Температура в $^\circ\text{C}$	Начальное давление $p_{\text{н}}$ в кг/см 2	Полное количество оборотов i^*	Результаты пуска
АКЗп-6	+5°	340	5,2	Положительные
	0°	230	3,5	Положительные
	-11°	340	2,7	Положительные Отрицательные
		266 225	2,5 2,2	
	-15°	340	2,4	Отрицательные Положительные
		270	2,1	
-20°	340	2,3	Отрицательные :	
	255 215	2,0 1,8		
-26°	340	1,4	Отрицательные	
АСп-5	-10°	240	3,3	Положительные
	-15°	340	3,7	Положительные
	-20°	340	2,7	Отрицательные :
		255 215	—	
-25°	340	2	Отрицательные	

* Без подачи топлива; такое проворачивание двигателя осуществлялось гидростартером перед каждым испытанием на пуск.

Пуск двигателя от стандартного электростартера при теплых аккумуляторных батареях и использовании масла АКЗп-6 в случае температуры до -10°C (развиваемое число

оборотов 120 в минуту) был достаточно удовлетворительным. В диапазоне температур от -10 до -20°C (число оборотов 75—80 в минуту при -20°C) пуск двигателя становился затруднительным. При температуре ниже -20°C осуществить пуск двигателя (три попытки по 20 сек. каждая) не удалось. Таким образом, пуск двигателя от гидростартера В-35 несколько уступает пуску от электростартера, работающего на масле АКЗп-6.

Пуск двигателя ЯМЗ-236 осуществлялся гидростартером В-50. Для облегчения пуска при низких температурах применялось вспомогательное пусковое приспособление «Старт-пилот», выпускаемое французской фирмой Прокомбар.

Приспособление «Старт-пилот» состоит из подкачивающего насоса, распылителей, соединяющих трубопроводов и специальных капсул.

Капсулы представляют собой цилиндрические алюминиевые стаканы, герметически закрытые и заполненные специальной жидкостью на эфирной основе. Капсулы выпускаются обыкновенные и полярные; применение последних фирма рекомендует при весьма низких температурах (ниже -20°C). Емкость одной капсулы составляет 15—17 см³. Распылители устанавливались во впускные трубопроводы двигателя. Перед пуском капсула закладывалась в соответствующий резервуар в корпусе насоса, который герметически закрывался крышкой, затем капсула прокалывалась специальной иглой и жидкость предварительно подавалась насосом, до начала проворачивания коленчатого вала. Во время проворачивания подача жидкости насосом не прекращалась.

Таблица 5

Температура в $^{\circ}\text{C}$	Количество оборотов до пуска	Число оборотов в минуту	Применение капсул «Старт-пилота»	Результаты пуска
$+5^{\circ}$	2	—	Без применения	Положительный
0°	2—2,5	400	Без применения	Отрицательный при трех попытках Положительный
	—	400	Одна капсула обыкновенная	
-5°	—	—	Одна капсула обыкновенная	Положительный
-10°	—	—	Одна капсула обыкновенная	Положительный
-15°	1	200—300	Одна капсула обыкновенная	Отрицательный при двух попытках
	—	—	Одна капсула полярная	Положительный (через 5 мин. после предыдущей попытки)
	—	—	Одна капсула полярная	Положительный (через 2 час. после предыдущей попытки)
-20°	1	160—240	Две капсулы полярные	Отрицательный при трех попытках

В табл. 5 помещены результаты испытаний двигателя ЯМЗ-236 на пуск. При этих испытаниях применялось дизельное зимнее топливо ДЗ.

Начальное давление при всех попытках устанавливалось равным 340 кг/см².

Анализируя данные результаты, следует отметить, что число оборотов здесь также имеет существенное значение. Некоторое увеличение числа оборотов обеспечило бы успешный пуск двигателя при температуре 0°C без применения капсул «Старт-пилота» и при температуре -20°C с этими капсулами. Применение вспомогательного пускового приспособления в виде эфирных капсул значительно понизило нижнюю границу пуска по температуре.

Применение на двигателе ЯМЗ-236 электростартера СТ-26 с двумя холодными аккумуляторными батареями 6-СТ-128 обеспечивает возможность пуска до температуры -5°C (масло ДП-8).

Выводы

1. Гидропневматическая система пуска речного типа с однократным ходом реек обладает высокими значениями вращающих моментов с относительно малой зависимостью от температуры окружающей среды. Эти моменты обеспечивают получение высоких угловых скоростей двигателя при пуске. Так, система В-35, установленная на двигателе ГАЗ-51, при температуре -30°C , работая на масле АКЗп-6, позволила получить до 450 об/мин.

Однако эти преимущества практически оказались нереализуемыми, что объясняется ограниченной по количеству совершенных оборотов возможностью проворачивания двигателя при пуске системами данного типа.

2. Существенным преимуществом рассматриваемой системы является возможность легкого восстановления полного запаса энергии в аккумуляторе при ее израсходовании без применения специального оборудования, простой ручной подкачкой насосом жидкости в аккумулятор.

3. Предложенные для расчета угловых скоростей коленчатого вала двигателя при пуске гидропневматической системой речного типа с однократным ходом реек уравнения (9) и (10) могут быть использованы при расчетах любых других гидропневматических систем пуска, например роторного, речного с многократными ходами реек и др., с учетом специфических особенностей рассчитываемых систем.

4. Использование гидропневматической системы пуска речного типа с однократным ходом реек для автомобильных двигателей целесообразно в сочетании с маловязким маслом в двигателе, при котором увеличились бы как максимальная угловая скорость вращения при разгоне, так и количество оборотов, совершенных двигателем по инерции и с применением вспомогательных пусковых приспособлений.

При использовании обыкновенных зимних масел, и особенно при отсутствии вспомогательных пусковых приспособлений, целесообразно применение гидравлического стартера более длительного действия (роторного типа или речного с многократным ходом реек), обеспечивающего проворачивание коленчатого вала двигателя в течение нескольких оборотов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ермаков В. В., Основы расчета гидропривода, 1951.
2. Минкин М. Л., Пуск автотракторных дизелей, 1948.
3. Хватков А. Н., Исследование стартерного пуска автомобильных карбюраторных двигателей, 1949.
4. Хвоцков И. С., Исследование пусковых свойств быстроходных дизелей, ОНТИ, 1938.
5. Майер и др., «САИ Транскешен», т. 63, 1955.

Пластмассы в производстве кузовов автомобилей

С. Д. ЧУРАЗОВ

Московский завод малолитражных автомобилей

СУЩЕСТВУЕТ мнение, что из пластмассы можно выполнить кузов любой формы. Это верно только при построении опытных образцов или мелкой серии, изготавливаемых обычными ручными методами на примитивной оснастке.

Методом, пригодным для крупного производства, является формование изделий в специальных формах.

В настоящее время имеется хорошо поставленное производство завода «Саксенринг» (ГДР), выпускающего автомобили «Трабант», основные наружные панели которых сделаны из пластмассы.

Работа этого завода заслуживает особого внимания, так как по масштабам выпуска, исчисляемого десятками тысяч автомобилей в год, его производство является массовым.

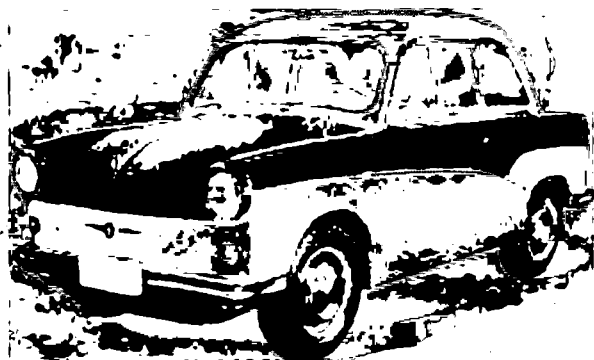


Рис. 1. Автомобиль «Трабант».

Опыт этого производства показал, что детали, имеющие чрезмерно большую глубину вытяжки, большие вертикальные (по направлению прессования) стенки и резкие переходы, не могут быть получены из применяемой заводом пластмассы при существующем технологическом процессе. Поэтому внешние формы кузова автомобиля «Трабант» были упрощены с учетом возможностей пластмассы и технологического процесса (рис. 1).

Выбранная форма панели приборов автомобиля «Трабант» оказалась такой, что из пластмассы она не получалась и ее пришлось изготавливать из металла.

Применение пластмассы позволяет снизить расход металла и облегчить конструкцию: кузов автомобиля «Трабант», например, на 14 кг легче такого же стального кузова.

Хотя кузов автомобиля «Трабант» с пластмассовыми панелями является более дорогим по сравнению с таким же стальным кузовом, все же его производство в ГДР считается целесообразным.

Это указывает на необходимость тщательного изучения экономики применения пластмасс в производстве автомобильных кузовов, в то время как в нашей стране при проводимых экспериментальных работах мало внимания уделяется отработке технологии, пригодной для массового производства.

В научно-исследовательских институтах много работают над созданием различных конструкций кузовов из пластмассы, но вопросы технологии, пригодной для массового производства, т. е. то, что наиболее важно для автозаводов, продолжают оставаться нерешенными.

Пластмассы, которую можно было бы применять при холодной штамповке и которая при равной толщине обладала бы прочностными качествами, приближающимися к качествам стали, пока нет.

Если для соблюдения равнопрочности взять более толстую пластмассу, которую может предложить химическая промышленность, то окажется, что на существующих штампах ее штамповать нельзя и нужно иметь еще специальный комплект штампов только для пластмассовых деталей.

Для формования существующих пластмасс требуется подогрев, но для этого нужны специальные прессы, для которых

в свою очередь необходимы большие производственные площади.

В качестве примера можно привести следующее: технологический цикл формования панели кузова автомобиля «Трабант» (закладка заготовки, формовка, выдержка, охлаждение, съем) занимает 12—13 мин., не считая времени, необходимого для последующих операций: обрезки, пробивки отверстий и т. п.

Подобная стальная панель на Московском заводе малолитражных автомобилей изготавливается в течение 2,06 мин. за 4—5 последовательных штамповочных операций.

Резкое увеличение трудоемкости пластмассовых деталей кузова сказывается отрицательно на экономике производства.

Процессы формования и обрезки пластмассовых панелей хотя и требуют тщательной отработки, но в принципе ясны, однако осуществление фланцевочных операций (в тех случаях когда фланцы не могут быть получены при формовании) пока практически неосуществимо.

Рекомендуемый НАМИ способ внедрения пластмасс с постепенным вытеснением стальных деталей кузовов пластмассовыми вызывает большие сомнения. При таком способе кузова с пластмассовыми панелями должны изготавливаться по существующему на каждом автозаводе технологическому процессу со всеми его особенностями. Это непереносимое и категорическое условие, несомненно, выдвинет каждый автозавод.

Технологический цикл окраски кузовов на Московском заводе малолитражных автомобилей, например, включает процесс струйной бондаризации, сушки при температуре до 180°, электростатическое нанесение слоев шпатлевки и эмали.

Совершенно ясно, что подвергать кузов бондаризации, когда на него уже установлены панели из пластмассы, не имеет смысла и, вероятно, даже вредно. Вместе с тем, его металлический остов (каркас) должен быть бондаризован, и только тогда на него можно устанавливать панели из пластмассы (так делается на заводе «Саксенринг»).

Однако так как сборка кузова и подготовка его под окраску могут производиться в разных и иногда значительно удаленных друг от друга цехах (как это происходит на Московском заводе малолитражных автомобилей), то, очевидно, остов кузова после бондаризации должен быть дособран на каком-то отдельном участке или опять возвращен к месту начала сборки.

Вследствие этого существенно ломается технологический процесс, сильно удлиняется транспортировка кузова и обязательно потребуются дополнительные производственные площади.

Для пользования применяемыми сейчас эмалями нужно, чтобы пластмассовые панели выдерживали температуру 180° без изменения геометрической формы. Пластмасса, применяемая заводом «Саксенринг», например, формируется при температуре 160°. Все окрасочные операции кузова автомобиля «Трабант» ведутся при температурах не выше 100°. Ввиду этого применяются специальные синтетические эмали на алкидной основе. Но даже при этих температурах во избежание коробления панелей кузова между панелями вставляются технологические распорки.

Электростатический метод окраски кузовов, который, несомненно, будет находить все большее распространение, создает дополнительные трудности для внедрения панелей кузова из пластмассы.

Может оказаться, что пластмассовые панели придется окрашивать отдельно обычным пульверизационным способом и отдельно сушить. Но для этого нужна дополнительная линия окраски с другим технологическим процессом, производственная площадь, оборудование и т. п., что практически неосуществимо.

Какие-либо рекомендации по окраске пластмассовых панелей в реальных условиях, существующих на автозаводах, пока отсутствуют.

Имеются примеры более простого решения этого вопроса: крыша автомобиля «Ситроен» ДС-19, изготавливаемая из пластмассы, может быть заранее окрашена в любой цвет и устанавливаться на уже окрашенный кузов. Но это можно сделать только в том случае, если конструкция соединения крыши с кузовом разработана заранее специально для такого решения.

Однако переделка конструкции кузовов действующего производства сопряжена со значительными трудностями и практически мало реальна.

Соединения пластмассовых панелей со стальным остовом кузова еще полностью не отработаны. Сварку листовой стали, которая является главным методом соединения панелей стальных кузовов, можно широко автоматизировать путем применения автоматических многоэлектродных сварочных машин. Автоматизация сборки кузова со стальным каркасом и пластмассовыми панелями практически неосуществима.

Панели кузова автомобиля «Трабант», например, крепятся к остоу кузова винтами, шурупами и заклепками и эти операции являются весьма трудоемкими. Применение склеивания панелей, как и их сварка, пока весьма проблематично. Эти методы должны обеспечивать надежное соединение и отсутствие расслоений при длительной эксплуатации во всех климатических условиях.

При производстве опытных образцов кузовов, построенных НАМИ, разработан ряд способов армирования кромок панелей стальными элементами для последующей сварки их со стальными панелями.

Рассмотрим один из таких способов (рис. 2). Из рис. 2 видно, что металлический элемент находится внутри слоя пласт-

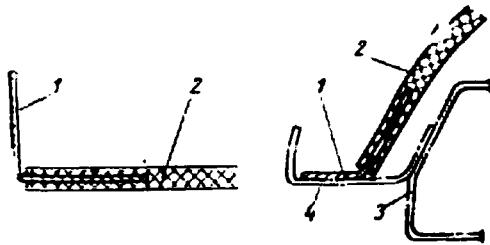


Рис. 2. Один из способов армирования пластмассовых панелей в построенных образцах:

1 — металлическая планка, впрессованная в пластмассу; 2 — пластмасса; 3 — металлический остов кузова; 4 — точечная электросварка.

массы, край которой должен быть ровным как сверху, так и снизу.

Так можно делать опытные образцы и небольшие серии, когда время, необходимое для выполнения операций, не имеет решающего значения и можно применять ручные работы.

Но если этот способ рассмотреть с позиций крупного механизированного производства, то возникают конкретные вопросы, на которые нет ответа: как при прессовании обеспечить, чтобы металл оказался внутри слоя пластмассы, как надежно зафиксировать в пресс-форме пластину, как получить при этом ровные кромки пластмассы и т. п.

На заводе «Саксенринг» разработан и применяется способ армирования пластмассовых панелей, существенно отличающийся от рассмотренного.

Металлические планки, имеющие на своей поверхности прощечки в виде язычков, закрепляются в специальных держателях, являющихся съемными частями пресс-форм, и вместе с этими держателями вкладываются в пресс-форму сверху слоя пластмассы.

После прессования язычки, имеющиеся на планках, отгибаются, они служат для крепления панелей. В некоторых случаях отгибается вся кромка планки (рис. 3).

Примерная стоимость пластмассы в случае вытеснения стальных деталей пластмассовыми при производстве кузовов может быть исчислена следующим образом: 1 т листовой стали стоит около 120 руб., следовательно 1 м² стального листа толщиной 0,8 мм (из которого, например, делаются основные наружные панели кузова автомобиля «Москвич-407») весит 6,24 кг и стоит около 75 коп.

Пластмассовые панели кузова автомобиля «Трабант» имеют толщину 3 мм и удельный вес пластмассы (после прессования) равен 1,35. Следовательно, 1 м² такой пластмассы весит около 4,05 кг.

Поэтому для достижения максимальной рентабельности при использовании пластмассы в кузовах она должна стоить не дороже 20 коп. за 1 кг.

За последнее время многими фирмами делаются значительные усилия для повышения коррозионной стойкости стальных кузовов. Для этого применяются разные методы защиты: бондаризация, грунтование методом окунания, применение специальных красок, содержащих цинк и, наконец, применение оцинкованного стального листа. Ведутся работы и по нанесению слоя пластмассы на стальной лист.

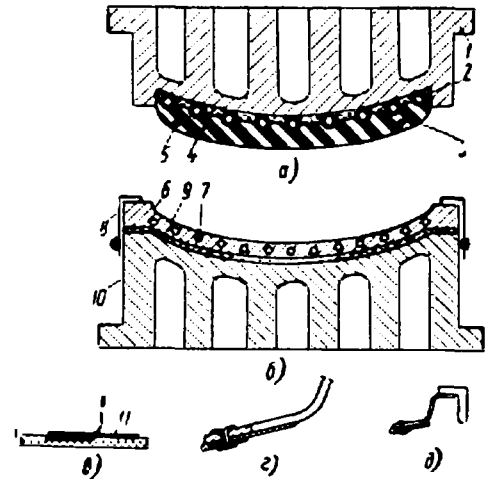


Рис. 3. Схема пресс-формы для изготовления пластмассовых панелей кузова автомобиля «Трабант»:

а — пуансон; б — матрица; в — готовая деталь; г — легкая раздвижная заклепка для фиксации планки при прессовании (остается на детали после прессования); д — съемный держатель для алюминиевых планок, впрессованных в пластмассовые детали; 1 — корпус пуансона (чугун); 2 — змеевик из стальных труб; 3 — резиновый слой; 4 — асбесто-фенольная масса; 5 — стальной пруток для закрепления резины при вулканизации (закреплен на корпусе); 6 — рабочая часть матрицы (бронза или сталь); 7 — капилляры для обогрева и охлаждения; 8 — держатели матрицы; 9 — асбесто-фенольная масса; 10 — корпус матрицы (чугун); 11 — алюминиевая планка.

Можно с уверенностью сказать, что применение всех этих методов защиты стальных кузовов от коррозии обходится пока дешевле, чем производство кузовов из пластмассы, а при производстве по несколько сот кузовов в день пластмасса по своей технологичности пока не в состоянии конкурировать со сталью.

Все отмеченные выше трудности, несомненно, сдерживают расширение производства пластмассовых кузовов как за рубежом, так и на наших автозаводах.



Рис. 4. Металлический остов кузова автомобиля «Трабант».

В качестве примера удачной организации крупного производства пластмассовых кузовов ниже приводится описание технологического процесса изготовления кузова автомобиля «Трабант» на заводе «Саксенринг».

Кузов автомобиля «Трабант» имеет стальной сварной остов (каркас), как и у обычного легкового автомобиля (рис. 4). На остов крепятся при помощи винтов, шурупов и заклепок девять наружных панелей из пластмассы: крыша, передние и задние крылья, наружные панели дверей, капот и крышка багажника

(рис. 5 и 6). Во всех местах прилегания пластмассовых панелей к кузову приложена лента из опаноловой мастики (на основе полиизобутилена) размером 2×20 мм.

В качестве материала для указанных панелей применяется слоистый пластик, который изготавливается из отходов текстильного производства: штрибс (очесы), линт (отходы от переработки хлопка) и волокна от хлопчатобумажного тряпья и лоскута. Связующими веществами являются фенолоформальдегидные смолы (в порошке).

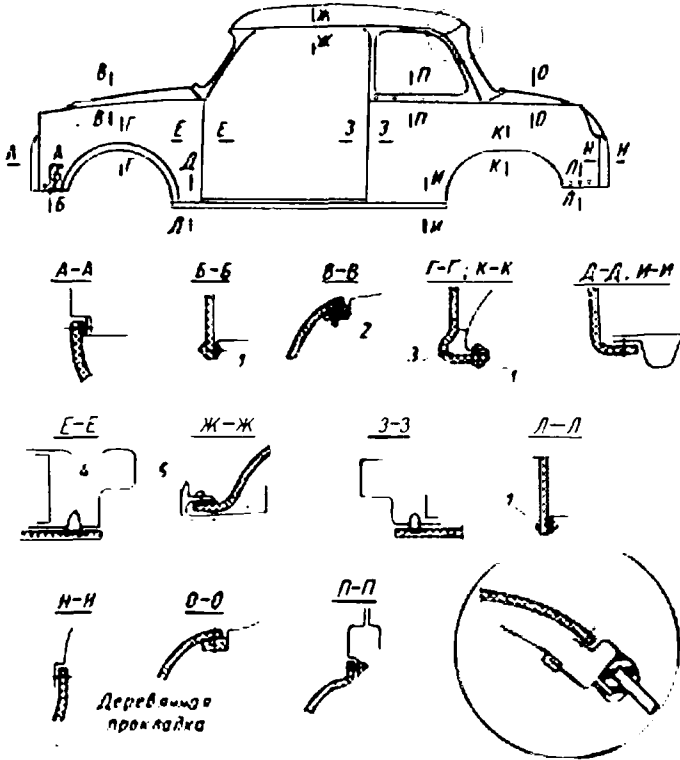


Рис. 5. Схема соединений пластмассовых панелей кузова автомобиля «Трабант» с металлическим остовом кузова:

1 — составные заклепки; 2 — деревянная прокладка; 3 — мастика на каучуковой основе; 4 — язычок (загибается при сборке); 5 — декоративный алюминиевый кант (ставится на мастике с каучуковой основой).

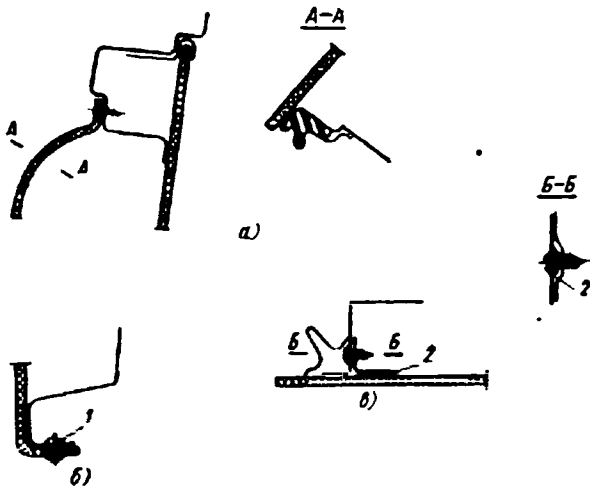


Рис. 6. Сечения по дверям:

а — сечение по подоконнику; б — сечение по низу; в — боковое сечение (горизонтальное); 1 — составная заклепка; 2 — алюминиевая арматура, впрессованная в пластмассовую панель.

Указанные текстильные отходы перемешиваются в трепальных машинах, после чего на специальных машинах (патент завода «Саксенринг») превращаются в тонкое широкое полот-

но, наподобие разреженного ватилна, которое непрерывно поступает на движущуюся конвейерную ленту (поперек нее) и при этом пересыпается порошкообразными смолами из специального устройства (рис. 7).

В результате получается материал (флиз), состоящий из 80 слоев, пересыпанных смолами.

Этот материал уплотняется на вальцах, режется дисковыми ножами на заготовки по накладным раскройным шаблонам, после чего заготовки отправляются в прессовый цех. Общая производственная площадь заготовительного цеха, включая приемники для хранения исходных материалов, размольное помещение для смол, помещение для смешивания наполнителей, машинное отделение для изготовления флиза, составляет около 3000 м².

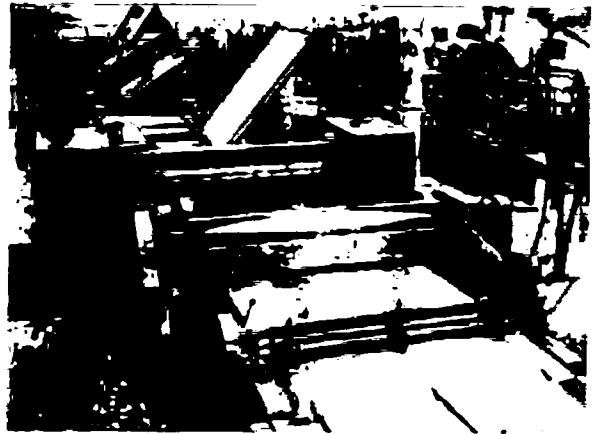


Рис. 7. Агрегат для изготовления флиза на заводе «Саксенринг».

Прессование ведется в течение 12—13 мин. на гидравлических прессах при температуре 160° и удельном давлении 40 кг/см² в пресс-формах, матрица которых сделана из бронзы или стали, а рабочая часть пуансона — из резины. Для крепления к остову кузова у некоторых панелей по краям запрессовываются алюминиевые планки, закладываемые в пресс-формы вместе с заготовками (см. рис. 3). Из пресс-форм панели ходят с большим облоем по краям, который обрезается на ленточных пилах на другом участке, где также пробиваются или сверлятся отверстия и производятся другие механические операции.

После проверки правильности геометрической формы на объемных контрольных приспособлениях панели поступают на сборку кузова и крепятся указанными выше способами к загрунтованному металлическому остову кузова.

Подгонка дверей по зазорам, являющаяся одной из наиболее сложных кузовных операций, упрощается тем, что торцы сопрягающихся пластмассовых панелей просто обрезаются ручными электрофрезами, толщина которых равна размеру зазора. Все же для выполнения этой операции требуется достаточная квалификация работающих.

Дальнейший процесс окраски и сборки кузова и всего автомобиля в принципе не отличается от обычного технологического процесса окраски и сборки легкового автомобиля, за исключением того, что все окрасочные операции, как отмечалось, ведутся на пониженных температурных режимах.

Специалисты завода «Саксенринг» неуклонно работают над совершенствованием конструкции кузова автомобиля «Трабант» и технологического процесса изготовления пластмассовых панелей: намечено сократить время формования деталей, лучше механизировать операции по обрезке облоя и т. п.

Даже из такого краткого описания видно, что для изготовления панелей кузова из пластмассы в крупном масштабе требуется хорошо оснащенное специализированное производство, крупные заготовительные и формовочные цехи с технологическим процессом, значительно отличающимся от обычных технологических процессов на автозаводах.

Существует мнение, разделяемое некоторыми из наших научно-исследовательских институтов, что производство пластмассовых кузовов рентабельно в том случае, если выпуск их не превышает 50 шт. в день.

Но завод «Саксенринг» значительно больше выпускает в день автомобилей «Трабант», работает при этом рентабельно, совершенствует свое производство и намерен расширять его дальше.

Все же, несмотря на перечисленные трудности, пластические массы должны быть использованы при производстве кузовов. Для удовлетворения все более возрастающих потребностей народного хозяйства требуется широкий ассортимент специализированных автомобилей с различными кузовами: универсалы, фургоны разных типов, грузовые с отдельной кабиной и разными платформами, пикапы, прицепные вагончики и т. п.

Изготавливать одновременно много подобных модификаций на одном автозаводе трудно и нецелесообразно, так как при этом в какой-то мере нарушается специализация производства и ухудшаются экономические показатели работы завода.

Для этого целесообразно организовать специальные кузовные заводы с заготовительными и формовочными цехами, где пластмасса может найти широкое применение для кузовов разных типов.

Можно привести пример производства автомобилей «Москвич-422» (фургон) с деревянными кузовами, которые выпускались Московским заводом малолитражных автомобилей до 1955 г. в количестве до 1500 шт. в год на основе кооперации с другими предприятиями.

Такую же кооперацию и специализацию можно рекомендовать и для пластмассовых кузовов, но, конечно, конструкция кузова и всего автомобиля должна быть разработана специально для этих условий.

Имея такие специализированные и хорошо оснащенные предприятия, можно рассчитывать на более быстрое внедрение разнообразных модификаций кузовов, чем это может быть достигнуто на автозаводах, выпускающих стальные кузова.

Эти предприятия могли бы быть также поставщиками пластмассовых панелей не только для автомобильных, но и для тракторных, вагонных, судостроительных и других предприятий, если технологические процессы на этих заводах и конструкция объектов позволяют применять пластмассовые панели.

Известно, что крупная модернизация и внедрение новых модификаций кузовов лимитируются прежде всего возможностями заводов в изготовлении крупных кузовных штампов.

Из опыта завода «Саксенринг» видно, что для получения кузовной пластмассовой панели проблему составляет только изготовление матрицы, а для стальной панели должны быть изготовлены матрица и пуансон вытяжного штампа, а также штампы и для последующих операций. Таким образом, несмотря на некоторое усложнение пресс-формы за счет введения устройств для обогрева, общий объем работ по изготовлению оснастки для пластмассовых панелей меньше, чем для стальных.

Представляется также целесообразным на договорных началах воспользоваться опытом производства завода «Саксенринг», которое достаточно хорошо организовано в крупных масштабах и продолжает совершенствоваться.

Исходные материалы, применяемые заводом «Саксенринг», в наших условиях имеются в достаточных количествах.

Поскольку главными в этой проблеме являются вопросы технологии и экономики, необходимо, чтобы, помимо научно-исследовательских институтов, занимающихся пластмассовыми кузовами, привлечь другие институты и организации и дать этой проблеме практическое направление.

Когда будут отработаны все технологические процессы и будет определена производственная база, конструкторы-кузовщики на автозаводах смогут проектировать пластмассовые кузова с расчетом реального внедрения их в производство.

Конструкции современных телескопических амортизаторов

Канд. техн. наук И. Б. СКИНДЕР

НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время выпускаются главным образом двухтрубные телескопические амортизаторы, которые делятся на два типа: 1) с переменным направлением потока жидкости, изготавливаемые Московским карбюраторным заводом (МКЗ, ГАЗ, ЗАЗ), и зарубежными фирмами Гирлинг, Вудхид-Монрое, Ньютон (Англия), Делько, Крайслер, Монрое (США), Боге, Фихтель и Закс (ФРГ), Рив (Италия); 2) с постоянным потоком жидкости, изготавливаемые только фирмой Армстронг (Англия).

Получают распространение также однотрубные телескопические амортизаторы, состоящие только из рабочего цилиндра. Они выпускаются как разборной, так и неразборной конструкции фирмами Аланкан (Франция), Телафло (Англия), Бишштейн, Стабилус (ФРГ).

Рассмотрим основные конструкции телескопических амортизаторов.

Амортизаторы Московского карбюраторного завода (МКЗ) предназначены для легковых и грузовых автомобилей с полным весом до 2000 кг. Амортизаторы двухтрубные полностью разборные с переменным направлением потока жидкости (большинство современных амортизаторов выполняется по этой схеме).

На рис. 1 показан разрез амортизатора МКЗ для задней подвески автомобиля «Москвич-407». Клапанная система состоит из следующих клапанов: перепускного 1, отбоя 2, всасывающего 3, сжатия 4. Подробное описание конструкции и принципа действия амортизатора дано в работе [1].

Амортизатор передней подвески отличается от амортизатора задней подвески регулировкой и способом крепления его штока к кузову автомобиля.

Амортизатор Крайслер-Орифлоу (рис. 2) предназначен для легковых американских автомобилей, эксплуатирующихся на очень хороших автострадах (рассматривается амортизатор передней подвески). Амортизатор неразборный с переменным потоком жидкости. Верхний сальниковый узел выполнен таким

же, как у амортизаторов МКЗ, только без войлочного кольца. Клапаны отбоя и перепускной — дисковые. Во время хода отбоя жидкость проходит через калиброванные вырезы в тарелке 1 перепускного клапана и в диске 2 клапана отбоя. При больших скоростях движения жидкости пакет дисков 3 отжимается, открывая кольцевую щель. Клапан сжатия отсутствует, а предусмотрены лишь калиброванные вырезы в корпусе 4 всасывающего клапана, прикрытые его тарелкой 5 с легкой пружиной 6. Во время хода сжатия при всех скоростях поршня жидкость протекает только через эти вырезы. За один цикл работы амортизатора жидкость меняет направление своего течения. При ходе отбоя она поднимается в цилиндр из резервуара, при ходе сжатия — выталкивается из рабочего цилиндра вниз в резервуар.

Клапанная система амортизатора задней подвески проще, чем передней. Жидкость протекает лишь через калиброванные отверстия как при ходе сжатия, так и при ходе отбоя.

Амортизатор Гирлинг (рис. 3) предназначен для автомобилей с полным весом до 3000 кг. Амортизатор двухтрубный, полностью неразборный, с переменным направлением потока жидкости. Конструкция сальникового узла мало отличается от описанной выше. Поршень имеет сложную составную конструкцию. Корпус его выполнен из автоматной стали и напрессован на шток, на который надета алюминиевая юбка 1. В последнюю помещено поршневое кольцо 2*. Внутри поршня находится металлокерамическое основание 3 клапанов перепускного и отбоя. Перепускной клапан состоит из тарелки 4, поджимаемой пружиной 5 к седлу основания 3. Клапан отбоя — дисковый. Он состоит из одного диска 6 толщиной 0,15 мм, с калиброванными вырезами и девяти простых дисков 7 такой же толщины, а также тарелки 8, ограничивающей деформацию дисков. В тарелке, завальцованной краями поршня, предусмотрены окна для прохода жидкости. Экран 9 изменяет направление потока на 90°.

* В модели амортизатора 1960 г. применено пластмассовое кольцо.

Клапаны всасывающий и сжатия выполнены неразборными. Размещены они в корпусе 10, в который вставлено такое же основание 11, как и в поршне. На верхнем седле основания помещена тарелка 12 всасывающего клапана, прижатая к седлу трехлапчатой пружиной 13. Над всасывающим клапаном расположена тарелка, завальцованная краями корпуса клапана. Клапан сжатия состоит из одного диска 14 толщиной 0,15 мм с калиброванными вырезами и тринадцати простых дисков толщиной 0,11 мм. В отличие от клапанов амортизатора МКЗ, диски опираются на седла клапанов внутренними кромками, что привело к усложнению клапанов.

Амортизатор работает следующим образом: при малых скоростях хода отбоя жидкость перетекает из верхней полости

также и через рабочий клапан, как в случае отбоя. Таким образом, амортизатор не является полностью амортизатором постоянного потока жидкости.

Однотрубный амортизатор Аленкан (рис. 5) устанавливается на легковых автомобилях с полным весом до 2000 кг. В верхней части его расположена камера, являющаяся резервуаром

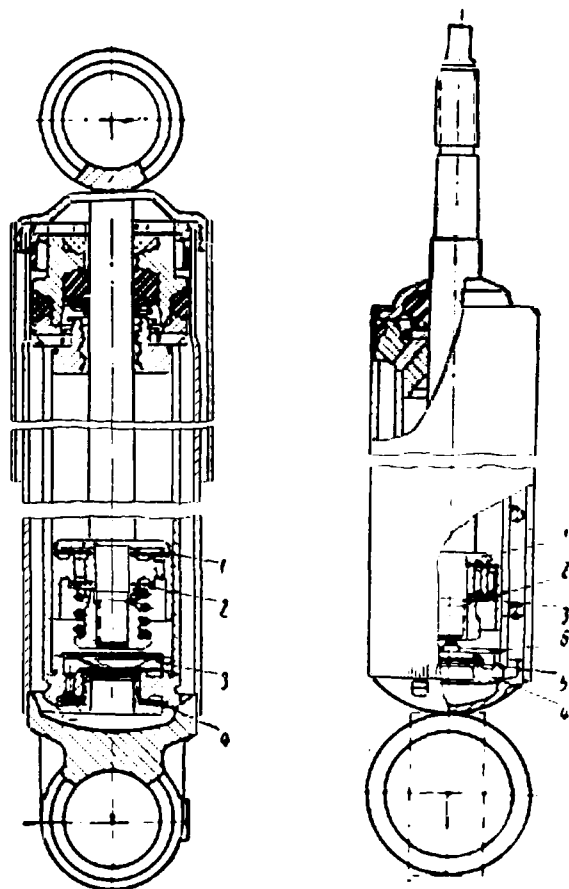


Рис. 1.

Рис. 2.

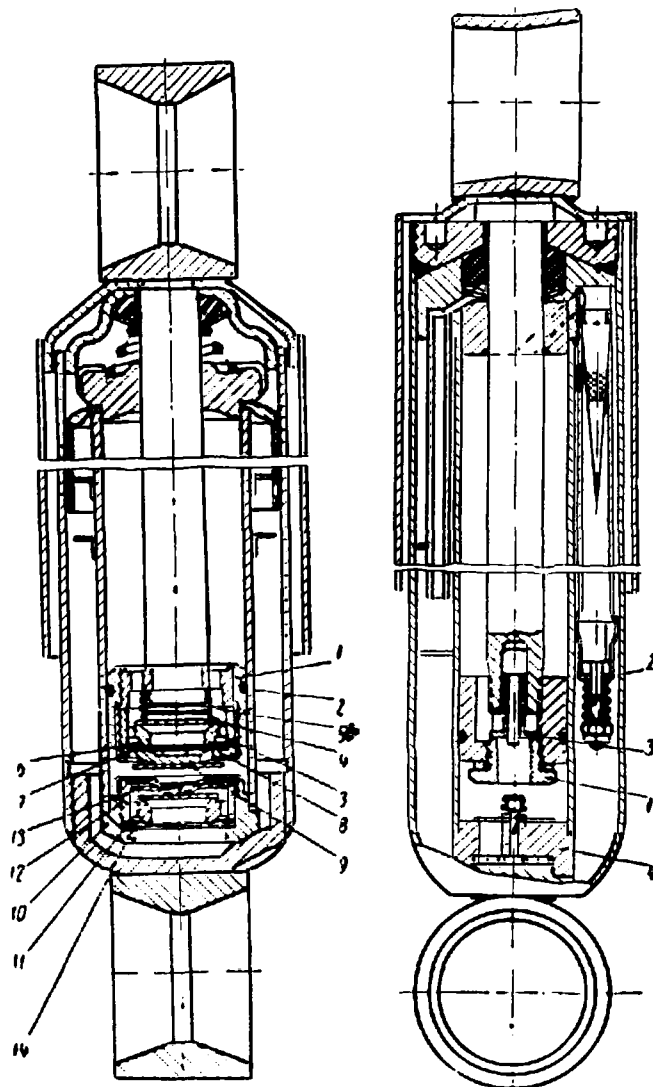


Рис. 3.

Рис. 4.

цилиндра в нижнюю через вырезы в дроссельном диске и неплотности между диском и седлом клапана отбоя. При больших скоростях пакет дисков отжимается жидкостью, открывается круговая щель между дисками и седлом клапана, через которую проходит жидкость. Кроме того, в нижнюю полость поступает жидкость из резервуара через всасывающий клапан.

Во время хода сжатия жидкость из нижней полости рабочего цилиндра вытесняется вверх через перепускной клапан и в резервуар через клапан сжатия (при малых скоростях хода сжатия через дроссельные вырезы в диске и неплотности между диском и седлом клапана, а при больших — через круговую щель между дисками и седлом клапана).

Амортизатор Армстронг (рис. 4) предназначен для автомобилей с полным весом до 2000 кг. Он двухтрубный, разборный. Фирма считает, что этот амортизатор имеет постоянное направление потока жидкости.

При малых скоростях хода отбоя жидкость перетекает из верхней полости цилиндра в нижнюю через калиброванные шлицы на торце гайки 1, а при больших — открывается шелевидный проход в рабочем клапане за счет отжатия тарелки 2.

При малых скоростях хода сжатия жидкость выталкивается из нижней полости вверх через перепускной клапан, отжимая втулку 3 от торца гайки 1, и вниз через шлицы в корпусе 4 клапана сжатия. При больших скоростях поршня жидкость течет

для жидкости, вытесняемой штоком. Она наполнена воздухом под атмосферным давлением. Входящая в камеру жидкость смешивается с воздухом. Шток направлен вниз, а не вверх, как у рассмотренных выше амортизаторов. Благодаря этому жидкость может вытекать из верхней камеры не только под небольшим давлением ее воздуха и разрежения в верхней полости цилиндра, но и под действием собственного веса. При ходе отбоя поршень идет вниз и под ним в нижней полости создается повышенное давление. При малых скоростях движения поршня жидкость вытесняется из нижней полости в верхнюю через кольцевой зазор между корпусом 1 клапана и втулкой 2. С увеличением скорости и повышением давления втулка перемещается вверх, преодолевая сопротивление пружины 3. В этот момент щель между корпусом поршня и втулкой увеличивается, проход для жидкости становится больше. В верхней полости цилиндра при ходе отбоя создается некоторое разрежение и жидкость из дополнительной камеры поступает в нее через дисковый всасывающий клапан 4.

При ходе сжатия поршень выталкивает жидкость вниз через тот же клапан, что и при ходе отбоя и в дополнительную камеру — через дисковый клапан сжатия 5.

Однотрубный амортизатор Телафло (рис. 6) предназначен для всех легковых автомобилей и легких грузовых автомобилей.

В дополнительной камере 1 амортизатора расположена резиновая диафрагма 2, под которой находится воздух, сообщающийся с атмосферным. Перетекающая в камеру жидкость отжимает вниз диафрагму, не смешиваясь при этом с воздухом. Амортизатор работает следующим образом. При ходе отбоя жидкость из верхней полости цилиндра перетекает в нижнюю

Однотрубный амортизатор Бильштейн (рис. 7), устанавливается на легковых автомобилях малого и среднего литража. Дополнительная камера 1 расположена в верхней части цилиндра и отделена от жидкости плавающим поршнем 2. В ней находится воздух, сжатый до 20—25 атм. На поршне 3 штока размещены дисковые клапаны отбоя 4 и сжатия 5, изготовленные в виде пакетов из дисков различных диаметров. Отдельно перепускной и всасывающий клапаны отсутствуют.

При ходе отбоя, когда шток выходит из амортизатора, освобожденный объем занимает расширяющийся воздух, который отодвигает плавающий поршень; при ходе сжатия плавающий поршень поднимается вверх, сжимая воздух в камере.

Описанные выше амортизаторы были испытаны на обычном режиме (скорость поршня 52 см/сек, температура амортизаторов 20°). Рабочие диаграммы амортизаторов приведены на рис. 8, а в табл. 1 даны их характеристики.

Коэффициенты сопротивления [2] хода отбоя большинства амортизаторов, предназначенных для задних подвесок автомобилей малого и среднего литража, колеблются от 3 до 4 кгсек/см. Амортизаторы МКЗ ($b_0=5,6$ кгсек/см) и Орифлоу ($b_0=9,1$ кгсек/см), предназначенные для передних подвесок автомобилей, устанавливаются не у колес, а на серединах рычагов подвесок. Коэффициенты сопротивления хода сжатия у всех амортизаторов составляют 25—50% от коэффициентов сопротивления хода отбоя.

Чем ниже коэффициенты сопротивления при открытых клапанах, тем меньше перегрузка амортизатора и остальных деталей подвески при ударах со стороны дороги и т. п. Лучшими в этом отношении можно признать амортизаторы МКЗ, Аленкан, Армстронг, Телафло. Очень большой коэффициент при отбое у амортизатора Орифлоу.

Клапаны хода отбоя в большинстве случаев открываются при скорости движения поршня около 30 см/сек. Максимальные усилия хода отбоя составляют 106—140 кг (у амортизатора

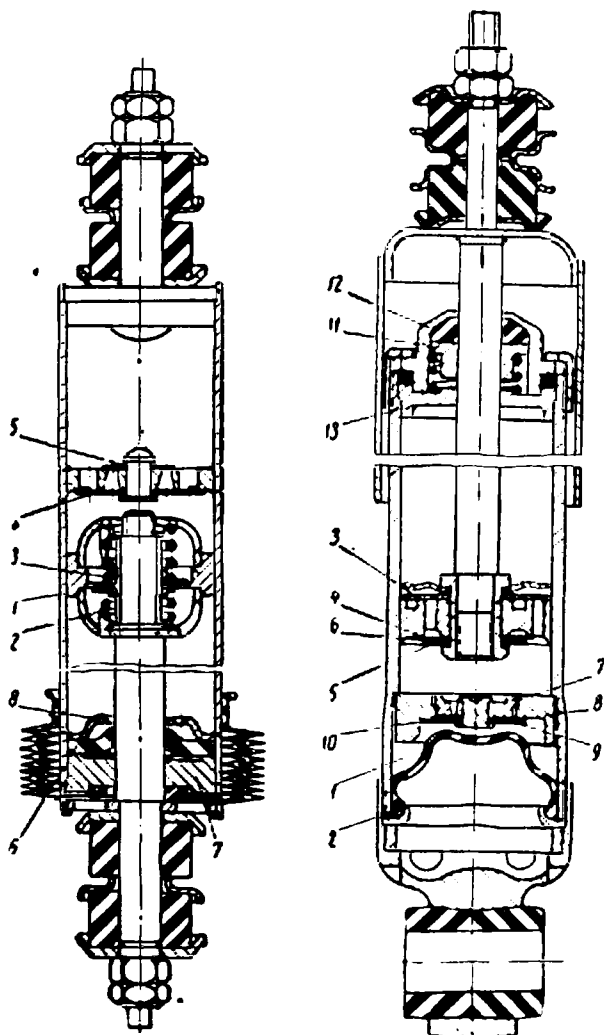


Рис. 5.

Рис. 6.

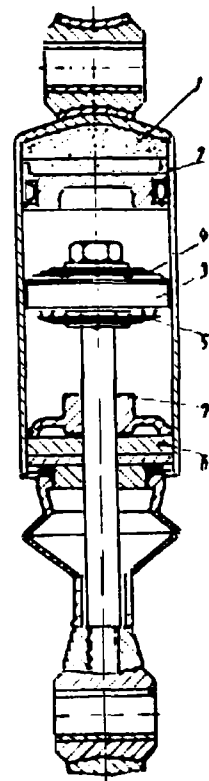


Рис. 7.

через два круглых отверстия в перепускном клапане 3 и через кольцевую щель между диском 4 клапана отбоя и седлом поршня. При больших скоростях движения поршня диск 4 отжимается от седла, открывая широкий проход жидкости. Диск 5 служит ограничителем деформации диска 4. Между ними расположена шайба 6 толщиной 0,4 мм. Во время хода отбоя в нижней полости цилиндра создается некоторое разрежение. Под влиянием разрежения и поджимающего действия резиновой диафрагмы всасывающий клапан 7 поднимается на 0,6 мм от седла, открывая жидкости кольцевой проход из камеры 1 в нижнюю полость. В неработающем амортизаторе всасывающий клапан лежит в седле корпуса 8. Чтобы клапан не выпадал из гнезда, имеется диск 9 толщиной 0,2 мм.

Во избежание появления вакуума в узкой щели между корпусом 8 и диском 9, в последней предусмотрено круглое отверстие диаметром 1 мм.

При ходе сжатия жидкость выталкивается поршнем из нижней полости цилиндра вверх через перепускной дисковый клапан 3, ход которого составляет 1,2 мм, и вниз в камеру 1 через конические каналы, кольцевую щель между диском 10 и седлом на клапане 7.

Испытания показали, что в отличие от амортизатора Аленкан амортизатор Телафло может работать в любом положении (даже в перевернутом).

Таблица 1

Параметры	Направление хода	МКЗ (рис. 8 а)		Крайстер ¹ (рис. 8 б)	Гирлинг ² (рис. 8 в)	Армстронг ¹ (рис. 8 г)	Аленкан ² (рис. 8 д)	Телафло ² (рис. 8 е)	Бильштейн ² (рис. 8 ж)
		Для передней подвески	Для задней подвески						
Коэффициент сопротивления при закрытом клапане в кгсек/см . . .	Отбой	5,6	3,0	9,1	4,15	3,85	3,10	4,0	3,0
	Сжатие	1,2	1,0	2,3	1,74	0,81	1,62	1,72	0,87
Коэффициент сопротивления при открытом клапане в кгсек/см . . .	Отбой	1,6	1,0	5,9	—	0,86	0,44	1,61	1,84
	Сжатие	—	—	—	—	0,86	0,44	0,84	—
Скорость поршня при открытии клапана в см/сек	Отбой	30	28	31	—	28	33	17	24
	Сжатие	—	—	—	—	30	21	13	—
Усиление при открытии клапана в кг	Отбой	142	73	174	—	108	102	68	23
	Сжатие	—	—	—	—	47	34	22	—
Максимальное усилие в кг	Отбой	195	106	316	214	123	113	144	85
	Сжатие	60	50	128	88	52	57	59	37
Максимальные давления жидкости в кг/см ²	Отбой	33	18	82	28	34	12	14	6
	Сжатие	53	44	106	46	37	51	52	39

¹ Для передней подвески.

² Для задней подвески.

ров Гирлинг 217 кг и у Орифлоу 337 кг), а хода сжатия — 50—60 кг (в бесклапанном амортизаторе Орифлоу 123 кг).

Давление жидкости во время хода отбоя у большинства амортизаторов небольшое, особенно у однотрубных, вследствие их больших поршней. Амортизатор Крайслер по-прежнему составляет исключение. Давления при ходе сжатия значительно

Таблица 2

Параметры	МКЗ	Гирлинг	Арм-строуг	Тела-фло
Твердость по ТМ-2	65—80	58	62	77
Диаметр обоймы под сальником в мм	25,5	28,8	24	24,5
D_1 в мм	24	26	24	24
Диаметр штока в мм	12	15,6	13,9	12
d_1 в мм	11,5	15	13,4	11,5
Натяг посадки сальника на шток в мм	0,5	0,6	0,5	0,5
Размеры в мм:				
H	8	8,5	11	7,5
h_1	1,6	1,5	3,2	0,4
h_2	2,3	2,2	3,2	2,7
h_3	2,3	2,2	3,6	2,7
c	0,75	1,0	1,0	1,0
b	0,65	0,4	0,6	0,5
Углы в град.:				
α_1	15	19	25	30
α_2	15	20	25	9
β	27	20	20	27

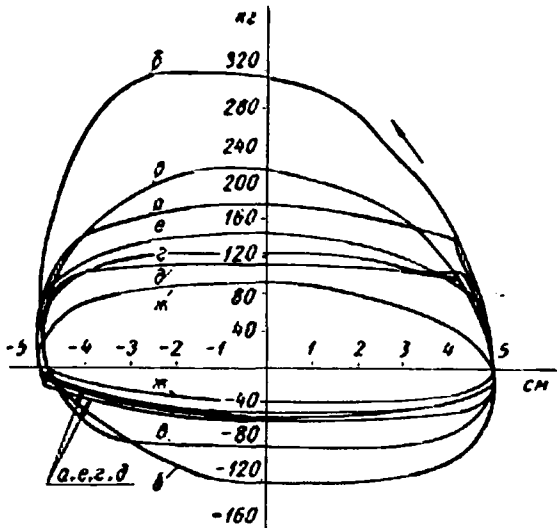


Рис. 8.

больше, чем при отбое, так как площади штоков амортизатора Крайслер намного меньше площадей поршней других амортизаторов.

Одним из наиболее ответственных узлов телескопического амортизатора является узел сальника штока. При выходе сальника из строя амортизатор не может работать. В однотруб-

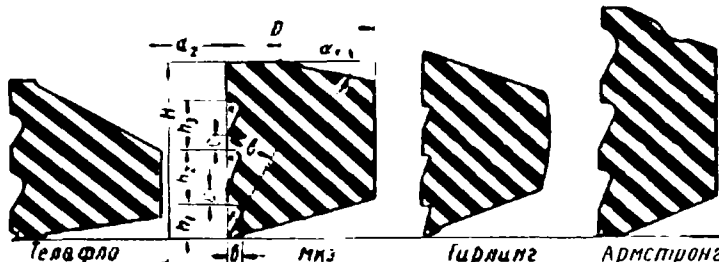


Рис. 9.

ном амортизаторе сальник должен выдерживать рабочие давления жидкости. Преимуществом двухтрубного амортизатора является то, что его сальник штока благодаря наличию резервуара разгружен от действия высокого рабочего давления жидкости. Выше уже указывалось, что во всех двухтрубных и однотрубном (Телафло) амортизаторах применен гребенчатый сальник, изготовленный из черной бензозмаслостойкой резины. На рис. 9 показаны профили сальников, а в табл. 2 приведены их основные размеры. Герметизирующее действие гребенчатого сальника заключается в том, что при движении штока вверх нижние грани гребешков соскабливают жидкость с его поверхности, и она скапливается в карманах К. При ходе штока вниз последний, наоборот, увлекает жидкость за собой обратно в резервуар. Если сальник поставить в перевернутом положении, вся жидкость будет быстро выкачиваться из амортизатора. Поэтому на нижней стороне каждого сальника ставится метка «Низ». Очевидно, что чем больше на сальнике снимающих гребешков и карманов, тем он герметичнее. При этом, однако, будет увеличиваться нежелательное трение сальника о шток. С увеличением твердости резины повышается ее износостойкость, но вместе с тем увеличивается натяг на штоке при прочих равных условиях, а, следовательно, трение и износ. Рис. 9 и табл. 2 свидетельствуют о достаточной идентичности конструкции сальников исследуемых амортизаторов.

1 При ходе сжатия над поршнем и под ним наблюдается одно и то же давление.

В амортизаторе Телафло гребенчатый сальник поджимается пружиной (см. рис. 6) через втулку 11. Последняя имеет скользящую посадку в обойме 12 и не пропускает жидкость между обоймой и сальником. При повышении давления в амортизаторе жидкость проникает вверх под втулку 11 и дополнительно обжимает сальник на штоке, повышая герметичность соединения. Накапливание жидкости под втулкой продолжается в течение всего хода отбоя или сжатия. В моменты остановок поршня в верхнем или нижнем мертвом положении давление в цилиндре значительно уменьшается и в эти моменты жидкость из-под втулки возвращается в рабочий цилиндр. Для этого предусмотрен достаточно большой (0,11 мм) зазор между штоком и направляющей 13. Кроме того, высота направляющей составляет только 4,5 мм, так что сопротивление вытеканию жидкости сравнительно невелико.

У амортизатора Бильштейн сальник 6 (см. рис. 7) штока также находится за направляющей 7, причем ее высота значительна. Следовательно, она должна меньше пропускать жидкости вниз при рабочих ходах поршня, но одновременно интенсивнее задерживать ее над сальником, что может привести к постепенному накапливанию жидкости и прорыву ее через сальник.

В амортизаторе Аленкан в отличие от других амортизаторов сальник 6 (см. рис. 5), расположенный перед направляющей 7, воспринимает полностью рабочее давление жидкости и не пропускает ее к направляющей. Сальник прикрыт тарелкой 8. Зазор между тарелкой и штоком составляет всего 0,4 мм на диаметр. В тарелке предусмотрены шесть отверстий по 2,8 мм в диаметре. Поэтому при повышении давления в амортизаторе жидкость устремляется к сальнику в основном через отверстия и прижимает его к штоку, обеспечивая герметичность соединения.

Для повышения надежности сальниковых узлов в ряде амортизаторов (МКЗ, Аленкан, Бильштейн) применены дополнительные сальники, защищающие основной сальник штока от внешних грязей и воды. Для этой же цели служат металлические и резиновые гофрированные кожухи штоков.

Сравним амортизаторы по основным конструктивным параметрам (диаметры поршня и штока, конструктивная длина и др.). Чем больше диаметр поршня, тем меньше давление жидкости при ходе отбоя и тем больше ее количество. Это обуславливает более спокойную, менее шумную работу клапанов отбоя и перепуска. С увеличением диаметра поршня увеличивается боковая поверхность амортизатора, улучшается его охлаждение. Одновременно почти в квадратичной зависимости от диаметров увеличивается вес амортизатора, кроме того, затрудняется его компоновка в подвеске автомобиля. При увеличении диаметра штока растет объем жидкости, прогоняемой через клапаны сжатия и впуска, но одновременно увеличивается объем резервуара, т. е. его диаметр у двухтрубных амортизаторов и длина — у однотрубных.

В табл. 3 приведены данные по выбору размеров (по диаметру поршня) двухтрубных амортизаторов отечественной и зарубежной конструкций в соответствии с полным весом автомобиля.

На европейских легковых автомобилях малого и среднего литража применяются амортизаторы с поршнем диаметром 25,4 мм. Амортизаторы того же размера устанавливаются почти на все легковые американские автомобили. Для отечествен-

Таблица 3

Параметры	Двухтрубные				Однотрубные		
	МКЗ	Крайслер	Гирлинг	Армстронг	Аленкан	Телафло	Бильштейн
Год выпуска	1960	1956	1959	1959	1958	1959	1957
Полный вес автомобиля в кг.	2000	2000	3000	2000	2000	2500	2000
Диаметры в мм:							
поршня	30	25,4	35	25,4	36	38	44
штока	12	12,4	15,6	13,9	12	12	11
Ход поршня в мм	200	130	190	152	202	147	126
Длина в мм:							
конструктивная	137	97	145	133	150	138	158
направляющей и сальника	37	30	33	32	21	28	29
клапана отбоя	26	23	26	25	41	22	28
клапана сжатия	15	11	17	18	8	12	—
дополнительной камеры	—	—	—	—	45	31	33
Размеры проушины в мм:							
наружный диаметр	35	43	54	45	—	37	35
ширина	24	19	35	31	—	23	24
Толщина стенки рабочего цилиндра в мм	2,0	2,0	2,0	1,6	2,0	3,2	2,0
Вес в кг	2,20	1,33	3,02	2,01	1,35	1,76	1,35
Объем жидкости ¹ в см ³	195	170	285	245	235	195	—

¹ Для амортизаторов задних подвесок.

ных автомобилей с учетом более тяжелых дорожных условий принят диаметр поршня 30 мм.

Из табл. 3 видно, что увеличение длины какого-либо узла вынуждает уменьшить длины других узлов. Например, в амортизаторе Телафло для компенсации длины дополнительной камеры все остальные узлы выполнены максимально тонкими. Для этой же цели диаметры поршней однотрубных амортизаторов заметно больше двухтрубных, а диаметры штоков такие же.

Важным оценочным параметром рациональности конструкции является ее вес (табл.3). Сравним сначала двухтрубные амортизаторы МКЗ и Гирлинг. Из практики известно, что при одинаковых ходах поршня веса амортизаторов относятся как квадрат отношения диаметров их поршней. Сравнимые амортизаторы близки по ходам, квадрат отношения диаметров их поршней равен 1,36, а отношение весов — 1,37. Амортизатор Крайслер в 1,5 раза легче амортизатора Армстронг за счет меньшей конструктивной длины и за счет более упрощенной конструкции в целом. Вес амортизатора Армстронг относительно больше, чем амортизатора МКЗ, вследствие больших диаметров резервуара и штока, а также из-за особенностей клапанной системы.

Сравним однотрубные амортизаторы с двухтрубными. Амортизаторы МКЗ и Аленкан близки по ходам поршней и конструктивным длинам. Вес второго амортизатора составляет только 61% веса первого. Сопоставляя амортизаторы МКЗ и Телафло, можно предварительным расчетом определить увеличение веса последнего при удлинении хода поршня до 200 мм. В данном случае его вес составит 88% веса амортизатора МКЗ. При условии равенства ходов амортизаторов МКЗ и Бильштейн вес последнего составит 63% веса амортизатора МКЗ. Таким образом, применение однотрубных амортизаторов вместо двухтрубных дает ощутимую экономию в весе.

В табл. 4 приведены данные по зазорам между основными деталями амортизаторов. Вопрос о зазорах важен в двух отношениях. Минимальные зазоры между поршнем и цилиндром, штоком и направляющей и др. позволяют свести к минимуму так называемые непроезводительные утечки (не через клапаны) жидкости и тем самым обеспечить лучшую стабильность характеристики амортизатора в различных эксплуатационных условиях (при нагреве и пр.). В то же время малые зазоры усложняют и удорожают производство амортизаторов, повышая требования к соблюдению соосности всех их деталей. Точно так же влияют и длины направляющих и поршней. Их увеличение уменьшает паразитные утечки, но усложняет производство амортизаторов.

Для повышения герметичности пары цилиндр—поршень в амортизаторах Гирлинг и Армстронг применены поршневые кольца. Поршень амортизатора Аленкан выполнен из цинкового сплава. При нагреве он расширяется сильнее, чем цилиндр, и зазор между ними уменьшается от 0,10 до 0,04 мм. Поскольку длины поршня и направляющей невелики, такой малый зазор не приводит к заклиниванию амортизатора. В амортизаторах

Таблица 4

Параметры	МКЗ	Крайслер	Гирлинг	Армстронг	Аленкан	Телафло
Материал деталей:						
поршня	Чугун	М-К	Сталь, алюминий	М-К	Цинковый сплав	М-К
поршневого кольца	—	—	Чугун	Чугун	—	—
корпуса клапана сжатия	Автоматная сталь			Цинковое литье	М-К	М-К
Термообработка и покрытие штока	Термообработка, без покрытия		Нетермообработан с твердым хромовым покрытием			
Зазоры в мм:						
между поршнем и цилиндром	0,085	0,063	0,20	0,09	0,10	0,16
между штоком и направляющей	0,05	0,034	0,05	0,01	0,10	0,11
между направляющей и цилиндром	0,15	0,95	0,01	0,01	0,03	0,02
Натяг между корпусом клапана сжатия и цилиндром в мм	0,02	0,095	0,00	0,01	0,02	Корпус свернут на резьбе

Примечания: 1. Направляющие изготовлены из металлокерамики (М-К).
2. Зазоры измерены при температуре 20°.

рах МКЗ и Телафло зазоры значительно больше. У амортизатора Армстронг зазоры между штоком и направляющей весьма малы, а у остальных амортизаторов — значительны. Обращает на себя внимание большой зазор между направляющей и рабочим цилиндром амортизатора МКЗ.

Таблица 5

Амортизаторы	Энергоемкость при 100° в % от энергоемкости при 20°			
	полная за цикл	при ходе отбоя	при ходе сжатия	
МКЗ при зазоре между штоком и направляющей:				
0,05 мм	80	79	81	
0,03 мм	85	83	93	
Крайслер-Ори-флюу	64	62	65	
Гирлинг	85	82	89	
Армстронг:				
с поршневым кольцом	92	90	98	
без поршневого кольца	84	80	96	
Аленкан	94	96	90	
Телафло	65	63	73	
Бильштейн	89	88	90	

Исследования, проведенные на МКЗ [3], показали, что утечки жидкости через зазор цилиндр—поршень в холодном амортизаторе могут снижать его энергоемкость на 10%, а при нагревании такого амортизатора энергоемкость снизится на 30%.

Специальными испытаниями [4] установлено, что при нагревании двухтрубных амортизаторов их внутренние полости горячее наружных стенок резервуаров примерно на 15° (причиной является наличие стенки резервуара и столба жидкости в нем). В однотрубных амортизаторах рабочий цилиндр непосредственно соприкасается с воздухом и температура его внутренних частей должна быть на 15° ниже, чем у двухтрубных.

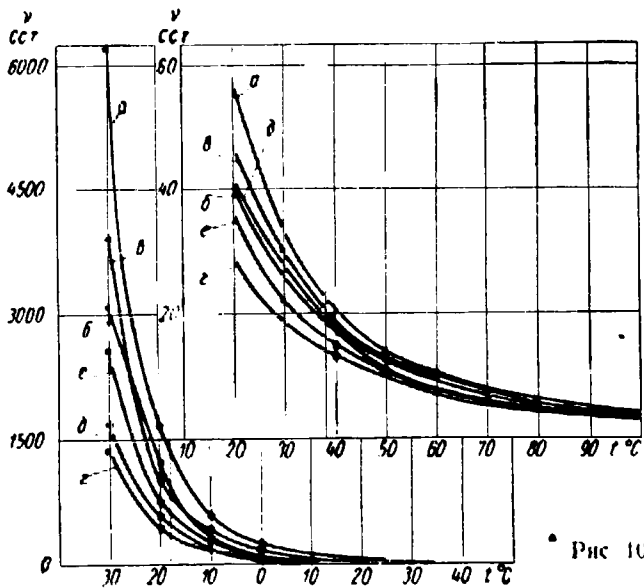


Рис 10

В табл. 4 приведены данные по применяемым материалам, свидетельствующие о широком использовании металлокерамики.

Все штоки, за исключением штока амортизатора МКЗ, выполнены из нетермообработанной стали с твердым хромовым антикоррозийным покрытием их поверхностей. Это дало возможность даже отменить кожух штока переднего амортизатора Крайслера. Технология изготовления таких штоков проще, чем термообработанных.

На рис. 10 показаны температурно-вязкостные кривые жидкостей амортизаторов МКЗ (а), Крайслер (б), Гирлинг (в), Армстронг (г), Аленкан (д), Телафло (е). Лучшими показателями обладают жидкости амортизаторов Аленкан и Армстронг, худшими — жидкости (веретенное масло АУ) амортизатора МКЗ и амортизатора Крайслер.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов Г. П., Комов А. Г., Лиэпа Ю. А. «Автомобильный транспорт» № 1, 1958.
2. Скиннер И. Б., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 5 и № 8, 1956.
3. Илларионов В. А., Панфилов В. Т., Дербаремдикер А. Д., «Автомобильная промышленность» № 9, 1960.
4. Скиннер И. Б., «Автомобильная промышленность» № 7, 1960.

Об экономической эффективности от применения арочных шин на автомобилях ЗИЛ-150

Н. Л. ПРОЗОРОВ
НАМИ

В НАРОДНОМ хозяйстве страны при наличии большого количества грунтовых дорог наблюдается острая необходимость в автомобильных перевозках в условиях бездорожья.

Для этих целей можно использовать в большинстве случаев многоприводные автомобили. Однако в автохозяйствах такие автомобили имеются в ограниченном количестве и поэтому для перевозки грузов в период бездорожья применяются все виды транспорта, включая обычные грузовые автомобили, буксируемые тракторами.

Пройодимость автомобилей ЗИЛ-150 с арочными шинами значительно повышается и качественно может быть сравнима с проходимостью многоприводных автомобилей ЗИЛ-151.

Поэтому возникает вопрос: что целесообразнее, организовать производство автомобилей высокой проходимости в количествах, обеспечивающих соответствующие потребности народного хозяйства, или оснастить грузовые автомобили типа 4×2 арочными шинами.

Оценка экономической эффективности применения арочных шин на автомобилях ЗИЛ-150 основана на сравнении производительности и себестоимости транспортной работы автомобилей ЗИЛ-150 и ЗИЛ-151. Но так как автомобиль ЗИЛ-151 используется на перевозке грузов в течение всего года, необходимо рассматривать его работу и работу автомобиля ЗИЛ-150 на арочных шинах в условиях бездорожья и на стандартных шинах по сухим дорогам.

На экономическую эффективность от применения арочных шин на автомобилях ЗИЛ-150 влияют следующие показатели:

1) размер капитальных затрат на организацию производства автомобилей ЗИЛ-150 с комплектом колес, оборудованных арочными шинами, и автомобилей ЗИЛ-151;

2) годовая производительность и себестоимость транспортной работы сравниваемых автомобилей;

3) стоимость автомобилей ЗИЛ-151 и ЗИЛ-150, а также комплекта колес с арочными шинами.

Для организации производства автомобилей ЗИЛ-151 и ЗИЛ-150 и колес с арочными шинами потребуются значительные капитальные затраты в автомобильную и в смежную металлургическую промышленность ввиду различной сложности и металлоемкости сравниваемых автомобилей.

Капитальные затраты в смежную шинную промышленность в обоих случаях не учитываются, так как они практически одинаковы.

Расчет удельных капитальных затрат приведен в табл. 1. Исходные данные для указанного расчета взяты из преискурантов¹, а также из отчетных данных Московского автозавода имени Лихачева и Челябинского кузнечно-прессового завода.

Таблица 1

Показатели	ЗИЛ-151	ЗИЛ-150 с арочными шинами		
		Всего	Автомобиль	комплект колес для арочных шин
Автомобильная промышленность				
Цена автомобиля (комплект колес) в руб.	2125	—	1370	240
Удельные капиталовложения на 1 руб. товарной продукции в руб.	0,48	—	0,48	0,24
Удельные капиталовложения на автомобиль (комплект колес) в руб.	1020	713	656	57
Металлургическая промышленность				
Потребность в черных металлах на автомобиль (комплект колес) в т	5,619	3,863	3,835	0,28
Удельные капиталовложения на 1 т в руб.	197,4	197,4	—	—
Удельные капиталовложения на автомобиль в руб.	1110	760	—	—
Итого	2130	1473	—	—

Из табл. 1 видно, что удельные капитальные затраты в автомобильную и металлургическую промышленность на автомобиль ЗИЛ-151 составили 2130 руб. и на автомобиль ЗИЛ-150 с арочными шинами — 1473 руб. Таким образом, удельные капитальные затраты на автомобиль ЗИЛ-151 на 657 руб. выше, чем на автомобиль ЗИЛ-150 с арочными шинами.

Отделом технико-экономических исследований НАМИ собраны и обобщены материалы по эксплуатации автомобильного

¹ Н. С. Хрущев, О контрольных цифрах развития народного хозяйства на 1959—1965 гг., Госполитиздат, 1959.

Влияние углов установки передних колес на износ шин

В. С. ГОЛУБКОВ, канд. техн. наук В. И. КНОРОЗ, И. Л. СТРЮКОВ
НАМИ

ИССЛЕДОВАНИЯ [1], [2] показали, что углы установки управляемых колес автомобиля значительно влияют на условия работы и срок службы шин. При качении эластичного колеса по опорной поверхности с углом схода или развала в плоскости контакта шины возникают продольные и поперечные касательные силы.

Поперечные силы распределяются по площади контакта так, как это показано на рис. 1 [3]. Эпюра *a* соответствует прямолинейному движению колеса с углом развала, эпюры *b*, *в*, *г* — прямолинейному движению колеса с постоянным положительным углом развала и разным по величине значением положительного схода. Опыты показывают, что характер распределения поперечных касательных сил, обусловленных развалом и

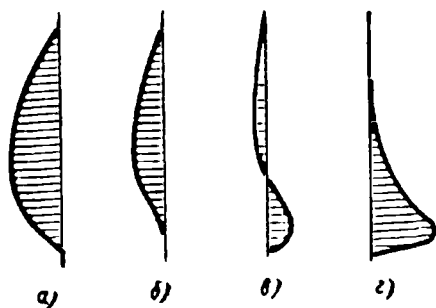


Рис. 1. Эпюры распределения поперечных касательных сил в отпечатке шины при ее качении.

сходом колеса, не одинаков. Несмотря на это, положительный сход колеса уменьшает величину касательных усилий, обусловленных положительным развалом его. При определенном соотношении между углами схода и развала поперечные касательные силы (рис. 1, *в*) в контакте колеса с дорогой имеют минимальное значение. Следовательно, углы развала и схода управляемых колес автомобиля должны назначаться один в зависимости от другого, чтобы получить минимальное значение касательных сил в плоскости контакта шины, причем для каждого типа шин имеется определенное оптимальное соотношение между углом схода и развала. Предлагается [3] на основании проведенных исследований и ряда статистических данных брать угол схода для различных типов шин равным 15—20% от угла развала.

В НАМИ выполнена работа по уточнению оптимального соотношения между углами схода и развала колес автомобиля «Москвич-407». Испытания проводились в лабораторных условиях на стенде с беговыми барабанами. На одном из управляемых колес автомобиля «Москвич-407» устанавливался специальный датчик, позволявший в процессе движения измерять величину боковой силы в контакте шины с барабаном. Оптимальное соотношение между углами схода и развала определялось по минимальной величине боковой силы.

Результаты опытов приведены на рис. 2. Из графика видно, что при развале колес, равном нулю (кривая 1), с увеличением как положительного, так и отрицательного схода боковая сила возрастает. Однако при больших значениях как положительного, так и отрицательного схода боковая сила уменьшается (наблюдается загиб прямой). Этот происходит в результате увеличения процента проскальзывания элементов протектора шины в плоскости контакта.

Боковая сила возрастает пропорционально сходу колес в пределах изменения его на ± 4 мм. Положительный развал колес приводит при положительном сходе к уменьшению боковой силы, а при отрицательном сходе — к увеличению ее. При положительном развале $1^{\circ}10'$ (кривая 2) и сходе $18'$ (2,4 мм) боковая сила равна нулю, т.е. происходит компенсация касательных сил, вызванных развалом и сходом колес. Следовательно, для обеспечения компенсации сил в контакте катящегося колеса, обусловленных углами установки, необходимо при заданном положительном развале угол схода брать примерно в 4 раза меньше угла развала.

Отрицательный развал колес (кривая 3) при положительном сходе увеличивает боковую силу, а при отрицательном —

уменьшает ее, причем отрицательный развал менее эффективно влияет на изменение боковой силы, чем положительный развал. Компенсирующее действие сил в контакте происходит в этом случае при меньшем соотношении (равном примерно 2,5) отрицательных углов развала и схода.

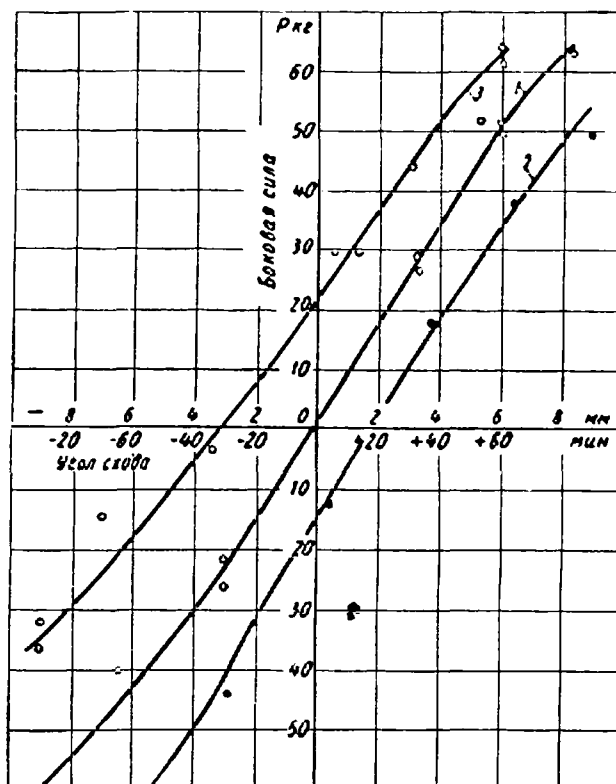


Рис. 2. Зависимость боковой силы от схода при различном развале колес.

Следовательно, при отрицательных углах установки оптимальное соотношение между ними отличается от такового при положительных значениях углов схода и развала. Лабораторные испытания показали, что углы установки передних колес автомобиля «Москвич-407», заданные заводской инструкцией, являются почти оптимальными.

Автомобиль	Сход в мм	Угол развала в град. и мин.	Угол наклона шкворня (стойки) в град. и мин.	
			продольного	поперечного
«Москвич-407»	1,5—2,5	0.50+0.30	1.0±1.0	7.20±0.30
«Волга» М-21	1,5—3	0+0.30	0±1.0	—
Воксхолл-Креста	1,5—3	0.15—1.0	1.15—2.15	3.45—4.30
Форд-Зодняк	1,5—3	0.30—9.15	0—1.15	3.30—4.30
Фиат-2100	2—4	0.50—1.0	—	—
Остин А40	1,5—3	1.0	3.0	6.30
НСУ-«Принц»	1—1,5	—	—	—
Гоггомобиль Т700	2—4	3.0	4.0	2.30

В таблице приведены данные по углам установки передних колес отечественных и зарубежных автомобилей, испытывавшихся в НАМИ.

Из таблицы видно, что у большинства современных легковых автомобилей передние колеса устанавливаются с положительным развалом 0° и сходом 1,5—3 мм. Отношение угла развала к углу схода колес равно ~ 4 .

В связи с наблюдающимся в последнее время повышенным износом шин передних колес некоторых легковых автомобилей

возникла необходимость более тщательно исследовать углы установки колес.

Поэтому в НАМИ проводились испытания по определению оптимальных углов установки колес с точки зрения минимального износа шин. Сравнивались два автомобиля «Москвич-407» при движении со средней скоростью 70—80 км/час по асфальтированному шоссе (30—40%) и бетонированной дороге (60—70%) общей протяженностью 500 км. На автомобилях устанавливались шины одинакового качества с нормальным давлением воздуха. Автомобили имели полную нагрузку.

На одном из автомобилей в течение всего периода испытаний углы установки управляемых колес сохранялись постоянными (развал 20° 40' и сход 2—3 мм), а на другом изменялись в соответствии с программой испытаний. Углы управляемых колес проверялись и устанавливались на специальном оптическом стенде, обеспечивающем точность измерения до ±5'. Износ шин определялся через каждые 1000 км пробега методом взвешивания на лабораторных весах с точностью до ±0,1 г. При

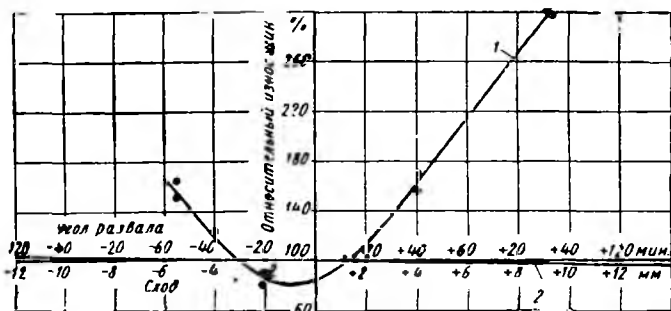


Рис. 3. Зависимость износа шин передних колес от угла развала и схода колес.

испытаниях соблюдались все условия, необходимые для исключения влияния на результаты опытов техники вождения, положения автомобиля в колонне, технической неисправности автомобилей и других причин.

Результаты опытов отобразены на графике (рис. 3). График строился по средним значениям износа шин для левого и правого колес. За 100% принимался износ шин управляемых колес автомобиля, имеющего углы установки, соответствующие заводской инструкции.

Кривая 1 получена в результате испытания автомобиля с постоянным положительным развалом 20—40° (const) при различных значениях схода, а кривая 2 — в результате испытания автомобиля с постоянным положительным сходом 2—3 мм (const) при различных значениях развала колес. Из графика видно, что с изменением схода и развала управляемых колес изменяется величина износа шин, причем износ шин в значительно большей степени зависит от схода (кривая 1), чем от развала колес (кривая 2).

При заданном развале +40° увеличение положительного схода от +2 до +10 мм приводит к возрастанию износа шин на 180%, а изменение отрицательного схода колес от +2 до -6 мм увеличивает износ шин всего лишь на 60%. Следовательно, положительный сход более интенсивно влияет на износ шин, чем отрицательный.

Кривая 2 показывает, что изменение развала в пределах от -2 до +2° при постоянном сходе (2—3 мм) практически не влияет на износ шин. Поэтому с точки зрения снижения износа шин компенсация развала, изменяющегося в указанных выше пределах, сходом колес является мало целесообразной.

Кривые 1 и 2 показывают, что шины имеют минимальный износ при отрицательном сходе колес $-1,5 \pm 2$ мм. Оптимальное соотношение углов установки передних колес, полученное при лабораторных и дорожных исследованиях, не совпадает.

Можно предположить, что передние колеса при движении автомобиля занимают положение относительно полотна дороги, значительно отличающееся от статического. Для проверки такого предположения в НАМИ проводились тензометрические дорожные испытания автомобиля «Москвич-407». Записывались изменение положения управляемых колес в вертикальной и горизонтальной плоскостях и усилия, действующие в деталях рулевого привода. Испытания проводились на горизонтальном участке бетонированного шоссе при различных скоростях движения автомобиля.

Перед началом испытаний автомобиль устанавливался на правой стороне шоссе таким образом, чтобы передние колеса находились в положении строго прямолинейного движения. Это достигалось совмещением специально протарированных меток на рулевом управлении автомобиля. В таком положении записывалась нуль отсчета. После достижения определенной установившейся скорости записывались параметры. При этом водитель поддерживал строго прямолинейное движение, ориентируясь по специально проведенной на дороге черте.

Результаты опытов для автомобиля со стандартными углами установки передних колес приведены на рис. 4. На этом же рисунке показана схема действия усилий в рулевом приводе и направлении увода колес.

Из графика видно, что управляемые колеса автомобиля катятся с различными углами увода для правого и левого колес. С увеличением скорости увод колес вправо возрастает, причем угол увода правого колеса больше, чем левого, что приводит к уменьшению схода колес (расхождению колес), равному 16'. Правое колесо вследствие перераспределения веса из-за наклона дороги и действия реактивного момента двигателя нагружено больше, чем левое. Положительный развал правого колеса (+57') вызывает стремление его катиться вправо. Этому же способствует наклон дороги. Правое колесо по конструктивной схеме является как бы прицепным, оно имеет относительно рулевой сошки меньшую жесткость. Кроме того, правое колесо под действием силы сопротивления движению и в результате меньшей жесткости его привода, выбирая зазоры, отклоняется вправо. Это приводит к дополнительному увеличению сопротивления качению. Левое колесо, как менее нагруженное, имея положительный развал (+42') и большую жесткость привода, стремится сохранить направление движения. Однако наклон дороги, сход и воздействие правого колеса заставляют отклоняться его вправо. Вследствие того, что правое колесо при движении автомобиля имеет больший по сравнению с левым увод в правую сторону, абсолютная величина схода колес уменьшается. Большая величина увода правого колеса и увеличенная нагрузка на него вызывают повышенный износ шины, что подтверждается и эксплуатацией автомобилей.

В результате увода автомобиля возникает усилие не только на рычагах рулевой трапеции, но и на сошке руля. Жесткость сошки руля в таких условиях дополнительно влияет на отклонение колес от нейтрального положения. Из графика также видно, что силы, действующие на правый поворотный рычаг трапеции и сошку руля, увеличиваются с возрастанием скорости движения автомобиля, причем усилие на поворотных рычагах трапеции возрастает более интенсивно, чем на сошке руля.

Испытания, аналогичные изложенным выше, проводились при различных значениях схода колес, т. е. при сходе, равном -40' (рис. 5, а) и +1°36' (рис. 5, б).

Из сопоставления полученных данных с данными, приведенными на рис. 4, видно, что отрицательный сход увеличивает увод правого и левого колес вправо, причем увод правого колеса значительно больше, чем левого. Следовательно, отрицательный сход способствует расхождению колес. Характер нагружения деталей рулевого привода сохраняется прежним при несколько увеличенном усилии на сошке руля и значительно большем на рычаге рулевой трапеции.

Большой положительный сход (рис. 5, б) также приводит к увеличению отклонения колес от нейтрального положения и увеличению усилий на рычагах рулевого привода. Однако при этом меняется роль левого и правого колес в создании бокового увода автомобиля. Левое колесо имеет большое отклонение в правую сторону, оно и определяет увод автомобиля вправо. С увеличением скорости разница углов увода колес

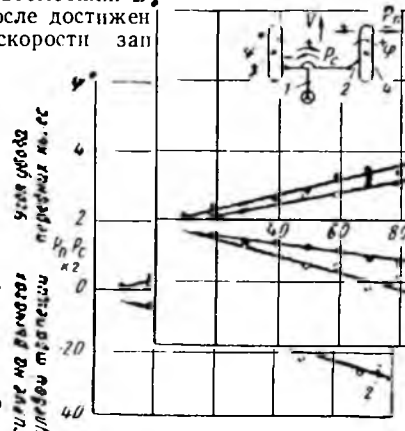


Рис. 4. Зависимость усилия на рычагах рулевой трапеции и угла увода передних колес от скорости движения автомобиля:

- 1 — усилие на рычаге рулевой сошки;
- 2 — усилие на рычаге трапеции правого колеса;
- 3 — угол увода левого колеса;
- 4 — угол увода правого колеса.

уменьшается, что приводит к некоторому уменьшению их схода. Величина усилий на рычагах трапеции и сошки руля несколько меньше, чем в случае отрицательного схода колес.

Некоторое снижение усилий на поворотных рычагах рулевой трапеции обусловлено в рассматриваемом случае повышенным процентом скольжения элементов протектора в контакте.

Из проведенных опытов видно, что в стационарных условиях установка схода передних колес, которому отводится роль компенсатора вредного действия развала, не только не сохраняется при движении автомобиля, но и реализуется неравномерно по колесам. Следовательно, при выборе углов установки необходимо учитывать особенности конструктивной схемы передней подвески и условий движения автомобиля с тем, чтобы

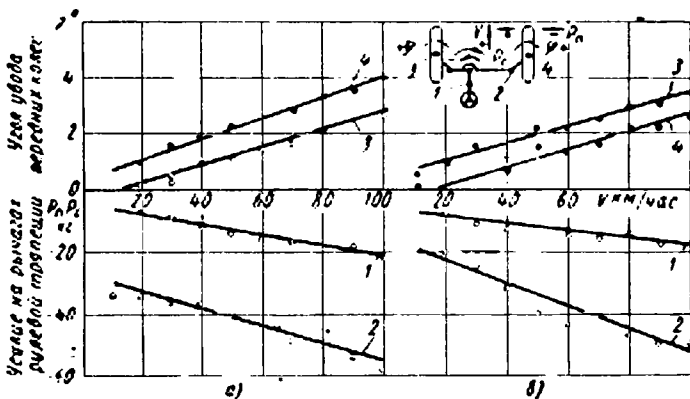


Рис. 5. Зависимость усилий на рычагах рулевой трапеции и угла увода передних колес от скорости движения автомобиля: а — при развале левого колеса $+47^\circ$ и правого $+40^\circ$; б — при развале левого колеса $+40^\circ$ и правого $+45^\circ$; 1 — усилия на рычаге рулевой сошки; 2 — усилие на рычаге трапеции правого колеса; 3 — угол увода левого колеса; 4 — угол увода правого колеса

обеспечить более прямолинейную траекторию его движения и меньший износ шин.

Поведение колеса в горизонтальной плоскости не дает еще полного представления об изменении углов установки при движении автомобиля.

Во время движения автомобиля передние колеса совершают не только горизонтальные, но и вертикальные перемещения в зависимости от типа дороги, упругой системы подвески и шин. Это приводит к изменению углов установки передних колес, характер и величина которых определяются кинематикой передней подвески.

Испытания по определению изменения углов установки колес при вертикальных их перемещениях производились в условиях, аналогичных описанному выше. С помощью специальных датчиков записывались при различных режимах движения автомобиля характер и величина изменения схода, развала и колеи передних колес.

На рис. 6 приведены результаты указанных испытаний автомобиля со стандартными углами установки при различных скоростях его движения. Кривые 1, 2, 3 обозначают средние значения угла развала правого колеса, схода и колеи, а заштрихованные участки I, II, III характеризуют область изменения предельных значений угла развала, схода и колеи колес. Под предельными значениями изменения углов установки понимаются наиболее часто возникающие амплитуды колебания колес.

Эти колебания совершаются обычно с частотой 3—5 гц. Следовательно, при скорости 70—80 км/час за 2—4 оборота переднего колеса происходит изменение (рис. 6) развала на $20-30^\circ$, схода на 8—10 мм и колеи на 7—9 мм. Если учесть, что шины 5,60—15" имеют достаточно большую боковую жесткость, то станет ясным, что изменение схода и колеи колес приведет к увеличению трения в контакте и к повышению износа шин. Средние значения развала, схода и колеи колес (кривые 1, 2, 3) указывают на то, что при скорости 60—100 км/час передние колеса автомобиля имеют развал 55—60° вместо 20—40°, сход колес 6—8 мм вместо 2—3 мм и меньшую на 5—7 мм колею. Поэтому при движении автомобиля изменяются углы установки и положения колес относительно дороги. Это приводит к тому, что углы установки передних колес у неподвижного и движущегося автомобиля не одинаковы.

На рис. 7 приведены опытные данные, характеризующие изменение средней величины схода колес от скорости движения

автомобиля для трех различных регулировок передних колес. Кривая 1 соответствует установке передних колес со сходом $+2,5$ мм (стандартный сход), кривая 2 — нулевому сходу и кривая 3 — отрицательному сходу, равному 2,5 мм. Из графика видно, что с увеличением скорости движения средняя величина схода колес увеличивается. Наиболее интенсивно сход

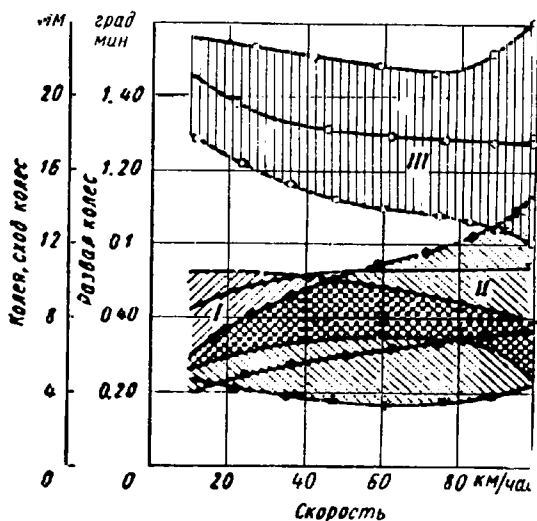


Рис. 6. Зависимость изменения колеи схода и развала колес от скорости движения на автомобиле со стандартными передней подвеской и рулевой трапецией.

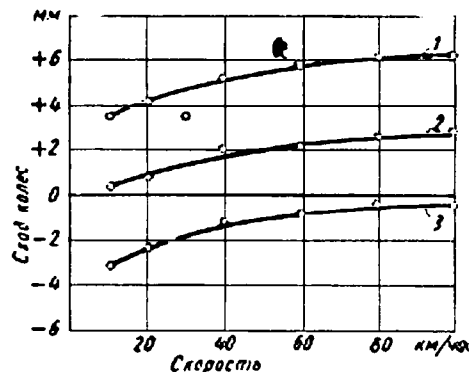


Рис. 7. Зависимость изменения средних величин схода при вертикальных перемещениях колес от скорости автомобиля.

изменяется в диапазоне изменения скорости автомобиля от 10 до 40 км/час. У автомобиля с нормальной установкой колес во время движения сход увеличивается (кривая 1). С учетом колебаний колес положительный сход может достигать большой величины.

При начальной установке колес с отрицательным сходом (кривая 3) автомобиль во время движения со скоростью 60—100 км/час имеет сход, близкий к нулевому. Изменением начального схода можно существенно влиять на величину схода колес движущегося автомобиля.

Сопоставление графиков (рис. 3 и 7) показывает, что шины передних колес автомобиля «Москвич-407» имеют минимальный износ протектора при отрицательном сходе ($-1,5 \div -2$ мм).

Указанная рекомендация по оптимальной с точки зрения минимального износа шин величине схода передних колес автомобиля «Москвич-407» должна быть проверена широкими эксплуатационными испытаниями. Следовательно, доведение схода колес при движении автомобиля до минимума (до нуля) способствует при прочих равных условиях снижению износа шин передних колес.

Выводы

1. Оптимальные соотношения углов установки передних колес, определенные в лабораторных условиях, при движении

автомобиля не сохраняются. Поэтому неправильно выбирать углы установки на основании только лабораторных исследований.

2. Углы установки передних колес нужно выбирать с учетом конструкции и кинематики передней подвески, а также средних условий эксплуатации автомобиля.

3. На износ шин значительно влияет сход передних колес. Величину схода необходимо брать такой, чтобы при движении автомобиля она лежала в зоне, близкой к нулевым значениям.

4. Изменение угла развала колес в пределах $-2 \div +2^\circ$ оказывает незначительное влияние на износ шин. Следовательно, выбор величины угла развала должен диктоваться другими

требованиями. Угол развала левого колеса должен быть на $20-30'$ больше угла развала правого колеса. Это уменьшит увод автомобиля вправо.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иларионов В. А., Углы установки и стабилизация управляемых колес автомобиля, Автотрансиздат, 1958.
 2. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., «Автомобиль» № 4, 1951.
 3. Фалькевич Б. С., Егештов Ю. А., Трубишников В. М., Установка управляемых колес автомобиля, Труды МАМИ, вып. 1, Автотрансиздат, 1954.

Методика определения маневренности автомобиля на поворотах

Канд. техн. наук М. И. ЛЫСОВ

НАМИ

ОДНИМ из важных качеств автомобиля является его маневренность на поворотах.

Понятие маневренности может быть достаточно широким. В автомобильной практике это понятие¹ рассматривается только применительно к случаю поворота автомобиля [1], [2].

Точного определения маневренности автомобиля на повороте и ее измерителей еще не установлено. Принятые для оценки маневренности параметры, как, например, внешний и наименьший габаритные радиусы поворота и ширина поворота, не дают исчерпывающей оценки этого качества. Габаритные размеры и база автомобиля также влияют на его маневренность. Совершенно очевидно, что конструкция рулевого механизма и его особенности в большей степени влияют на маневренность автомобиля. Так, например, два автомобиля с совершенно одинаковыми указанными параметрами, но с разными рулевыми механизмами или с другими особенностями рулевого управления будут иметь и разную маневренность. По указанным параметрам действительно можно судить о маневренности автомобиля. Однако самой маневренности эти параметры не характеризуют. Очевидно, что в качестве оценочного параметра маневренности следует найти какое-то обобщающее определение.

В качестве одного из обобщающих параметров маневренности M может быть принято время t , в течение которого происходит поворот автомобиля:

$$M = t_{сек} = \frac{S}{v_a} = \frac{R\varphi}{v_a}$$

где S — длина поворота;

v_a — скорость движения автомобиля на повороте;

R и φ — радиус и угол поворота.

Так как время поворота зависит от условий, при которых он совершается (например, скорость движения автомобиля), и от особенностей самого автомобиля, которые для него остаются постоянными, то очевидно, что должны быть какие-то сопутствующие параметры, дополняющие основной параметр.

Таким сопутствующим параметром может быть принята скорость поворота рулевого колеса при повороте автомобиля. Следовательно, оценочным параметром маневренности автомобиля на повороте является $M = t_{сек}$ при n об/сек рулевого колеса.

Такой параметр рекомендуется применять при экспериментальной оценке маневренности автомобиля.

Предлагаемый параметр будет правильным при сравнительной оценке маневренности разных автомобилей. Интересные суждения о маневренности автомобиля на повороте приводит Я. Х. Закин. Это качество он оценивает угловым коэффициентом поворота автомобиля (угловым декрементом), равным отношению угловой скорости поворота управляемых колес σ к скорости движения автомобиля v ,

$$k = \frac{\sigma}{v}$$

По приведенным им данным этот коэффициент находится в пределах $k = 0,0005 \div 0,05$. При этом предполагается, что угловая скорость поворота управляемых колес σ постоянна.

¹ Такое определение маневренности является не совсем точным; в него должны входить такие основные качества автомобиля, как проходимость, приемистость, поворотливость и др. — Прим. ред.

В связи с тем, что передаточное отношение рулевого механизма и рулевого управления в целом может быть переменным, нужно принять постоянной угловую скорость поворота рулевого колеса. Такое условие будет более правильным, чем постоянство скорости поворота управляемых колес. При заданной длине поворота S и постоянной угловой скорости поворота рулевого колеса ω . Угловым коэффициентом поворота автомобиля равен

$$k = \frac{\omega}{v} S t$$

Как видно, при сравнительной оценке разных автомобилей, совершающих один и тот же поворот, маневренность их будет характеризоваться также временем t и по этой оценке.

Время, в течение которого происходит поворот автомобиля, может быть определено визуальным наблюдением по секундомеру. Однако ошибки, неизбежные при визуальном отсчете начала и конца совершаемого поворота, значительно искажают получаемые результаты.

Поэтому при определении времени совершаемого поворота должны быть достаточно точно установлены моменты его начала и окончания.

Так как поворот автомобиля совершается при повернутых колесах, а угол их поворота связан с углом поворота рулевого колеса, то оценка маневренности автомобиля по времени изме-

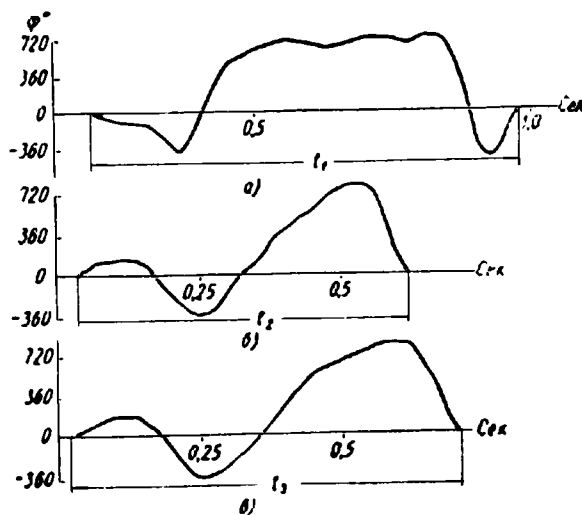


Рис. 1.

нения угла поворота рулевого колеса является более правильной.

Изменение угла поворота рулевого колеса по времени движения автомобиля может быть записано одним из известных приборов [3]. Привод к перу, записывающему угол поворота, может быть выполнен или при помощи троса, намотанного на

шквив ступицы рулевого колеса, шкивочка, перекачивающегося по ступице либо по плоскости, которая прикреплена к колесу, или другим способом.

Нулевая линия записывается другим пером, связанным с электромагнитным отметчиком времени и часовым переключателем.

На рис. 1 приведены некоторые из диаграмм изменения угла поворота рулевого колеса при испытаниях разных автомобилей.

Одна диаграмма (а) для автомобиля ЗИЛ-150 записана при совершении весьма сложного поворота автомобиля с большими углами поворота рулевого колеса налево, направо и снова налево и обратно.

Другие диаграммы (б и в) записаны при испытаниях двух разных автомобилей ЯАЗ на одном и том же участке и также с весьма сложным профилем дороги.

Как видно из диаграмм, время t_1 , t_2 , t_3 , необходимое для совершения поворота, получается разное и характеризует не только поворот, но и автомобиль.

В условиях сильного движения, особенно в условиях городской езды, время, необходимое для поворота автомобиля, зависит прежде всего от внешних причин (встречный или попутный транспорт, неисправности дороги и др.).

Поэтому при наличии внешних причин, мешающих правильному повороту автомобиля, значение времени, получающееся при его совершении, является неправильным и его для оценки принимать не следует.

Оценка маневренности становится особенно важной для автомобилей, имеющих усилитель рулевого управления.

Скорость поворота рулевого колеса, а следовательно, и скорость движения такого автомобиля на поворотах может быть более высокой. Поэтому время движения автомобиля на поворотах при работе с усилителем получается меньше, чем при работе без усилителя, следовательно, повышается маневренность такого автомобиля на поворотах.

Повышение маневренности автомобиля, снабженного усилителем, оценивается другим показателем ΔM , который равен отношению времени t_2 , необходимого для совершения поворота автомобиля при работе без усилителя, к времени t_1 , необходимому для совершения того же поворота с усилителем.

$$\Delta M = \frac{t_2}{t_1}$$

В этом случае движение одного и того же автомобиля на одном и том же повороте без усилителя и с усилителем совершается с разной скоростью поворота рулевого колеса. Поэтому время поворота автомобиля получается при этих двух условиях различным, что и характеризует повышение маневренности автомобиля на повороте с усилителем.

Маневренность автомобиля с усилителем на поворотах определялась автором при испытаниях автомобилей ЯАЗ-214, проводившихся в 1952 г.

На рис. 2 приведены диаграммы изменения усилия на рулевом колесе по времени движения автобуса ЛАЗ-695, снабженного пневматическим усилителем, на трех разных поворотах при работе без усилителя (а) и с усилителем (б). Как видно из диаграмм, время t_1 движения автомобиля при совершении поворотов с усилителем и без него t_2 получается различным и позволяет с достаточной точностью определить показатель повышения маневренности автомобиля на поворотах.

Показатели повышения маневренности на указанных поворотах автобуса ЛАЗ-695 получаются различными и составляют: $M_1=1,75$; $M_2=1,38$; $M_3=1,32$. Поворот II, хотя и менее трудный по усилию, чем поворот I, и особенно III, но сложнее по характеру, вследствие чего и показатель маневренности на этом повороте ниже, чем на поворотах I и III.

Однако в некоторых случаях прилагаемое к колесу усилие не всегда может определять процесс совершаемого поворота.

Оценка маневренности автомобиля и в этих случаях может быть дана и по времени поворота рулевого колеса от начального положения до повернутого и обратно до первоначального положения.

На рис. 3 приведены диаграммы изменения усилия, прилагаемого к рулевому колесу, и угла его поворота, полученные при испытаниях автомобиля ЯАЗ-214 при работе без усилителя (а) и с усилителем (б). При этом совершается один и тот же весьма сложный поворот, который складывается из двух правых поворотов и одного левого поворота.

По данным из приведенных диаграмм изменения угла φ поворота рулевого колеса получаем, что показатель повышения маневренности автомобиля за весь совершаемый поворот

$$\Delta M = \frac{t_2}{t_1} = 1,5.$$

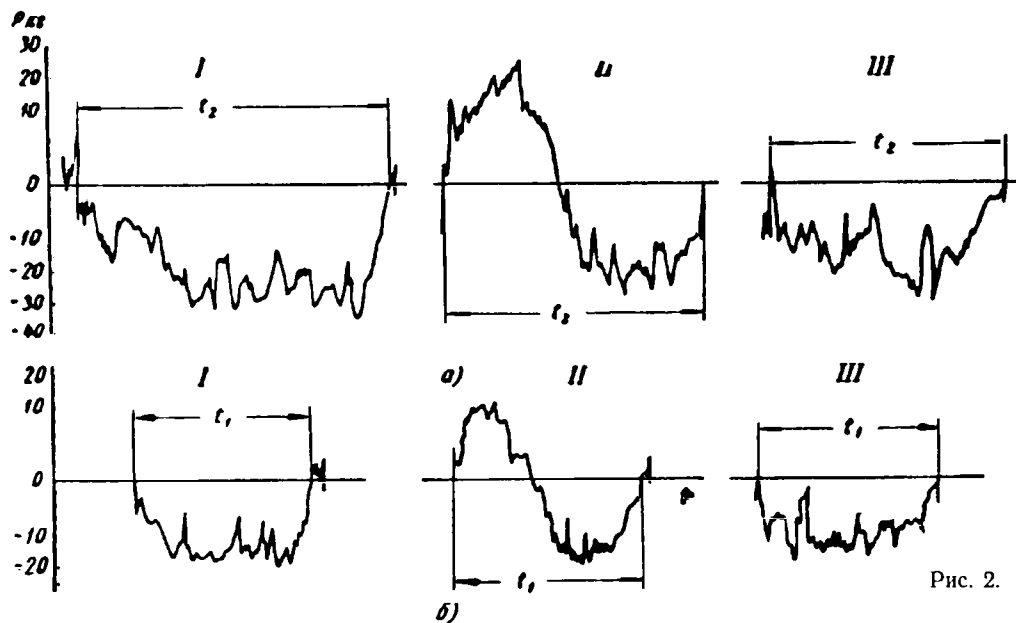


Рис. 2.

Значение этого показателя совпадает с изменением усилия на рулевом колесе по времени.

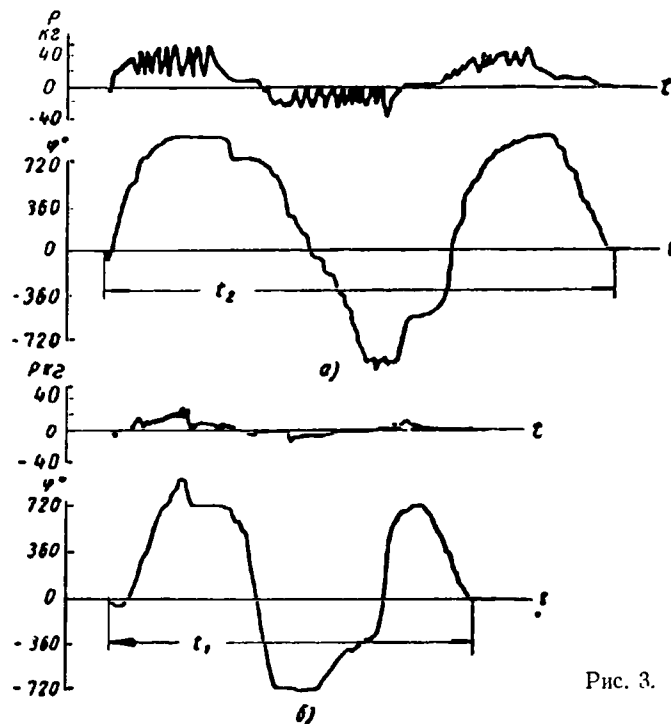


Рис. 3.

По изложенной методике определено повышение показателя маневренности различных автомобилей, автобусов и троллей-

бусов, имеющих усилители (грузовых автомобилей ЯАЗ-214, ЯАЗ-210, ГАЗ-66, автобусов ЛАЗ-695 и Шоссон и троллейбусов ЗИУ-5, СВАРЗ и др.).

Выводы

1. Предложенный оценочный параметр — время, за которое совершается поворот автомобиля, действительно характеризует маневренность испытываемых объектов на поворотах в заданных условиях.

2. Другой параметр — показатель повышения маневренности автомобиля с усилителем на поворотах — характеризует преимущество усилителя рулевого управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
2. Гольд Б. В., Проектирование автомобиля, Машгиз, 1956.
3. Лысов М. И., Механизмы рулевого управления автомобиля, Машгиз, 1950.
4. Лысов М. И., «Автомобильная промышленность» № 8, 1958.

Новый пресс-материал марки К-214-43 для высоковольтных деталей приборов зажигания

З. А. ЩЕГОЛЕВА
НИИАвтоприборов

ПОД ДЕЙСТВИЕМ атмосферных условий (влаги, тепла и холода) и высокого напряжения может произойти пробой и образование токопроводящих мостиков на высоковольтных токах. Явление пробоя крышек распределителей часто связано с растрескиванием пресс-материала на выходах высокого напряжения.

Пресс-материал К-220-21, применявшийся до настоящего времени для высоковольтных деталей, не обеспечивает надежной работы системы батарейного зажигания.

Диэлектрические свойства деталей из пресс-материала К-220-21, в котором наполнителем является древесная мука, недостаточно стабильны и снижаются в эксплуатационных условиях.

В результате совместной работы завода «Карболит», НИИ-Автоприборов и завода АТЭ-2 был разработан новый пресс-материал К-214-43 для массового выпуска высоковольтных деталей приборов зажигания автотракторного электрооборудования вместо пресс-материала К-220-21.

Пресс-материал К-214-43 представляет собой композицию, полученную на основе фенолоанилиноформальдегидной смолы с минеральным и органическим наполнителем.

Он имеет следующий состав в %.

Смола	35,8
Плавиковый шпат	42,0
Древесная мука	20
Стеарат кальция	1,5
Оксид магния	0,7

Смола 214 содержит анилин и не содержит уротропина, т. е. является безаммиачной, что обеспечивает повышение электрических свойств.

Наличие значительного количества минерального наполнителя — плавикового шпата — за счет снижения содержания древесной муки обуславливает повышенные теплостойкость, влагостойкость, стойкость к образованию проводящих мостиков и изменениям температуры (стойкость к растрескиванию). Наличие древесной муки в количестве 20% обеспечивает сохранение механических характеристик на уровне пресс-материала К-220-21.

Исследование свойств пресс-материалов К-214-43 и К-220-21 производили на стандартных образцах (дисках и брусках), а также на высоковольтных деталях приборов зажигания (крышках распределителей и катушек зажигания).

По режиму прессования пресс-материал К-214-43 практически не отличается от пресс-материала К-220-21.

Определение физико-механических и диэлектрических свойств в нормальных условиях производили в соответствии с ГОСТом 5689-51.

Физико-механические и диэлектрические свойства пресс-материалов К-214-43 и К-220-21 даны в таблице.

Пресс-материал К-214-43 имеет более высокие показатели, чем пресс-материал К-220-21, по теплостойкости, электрической прочности, объемному и поверхностному сопротивлению. Он обладает меньшими усадкой и диэлектрическими потерями, чем пресс-материал К-220-21. Удельная ударная вязкость и предел прочности на изгиб пресс-материала К-214-43 находятся на уровне этих показателей пресс-материала К-220-21. На стандартных дисках определяли электроизоляционные свойства пресс-материала при повышенной температуре от 20 до 100°, от

Показатели	Пресс-материалы	
	К-214-43	К-220-21
Удельный вес в г/см ³	1,75	1,4
Водопоглощаемость за 24 часа в г/дм ²	0,028—0,05	0,11
Текучесть по Рашигу в мм	118—180	30—180
Теплостойкость по Мартенсу в °С	144—194	118—129
Удельная ударная вязкость в кгс/см ²	5,4—5,93	5,85
Предел прочности при статическом изгибе в кг/см ²	614—715	670
Усадка в %	0,4—0,8	0,6—1,0
Электрическая прочность в кВ/мм	15,1—16,3	14,4
Удельное поверхностное сопротивление в Ом/см	$1,2 \cdot 10^{14}$	$9,9 \cdot 10^{12}$
Удельное объемное сопротивление в Ом/см	$4 \cdot 10^{18}$	$1,5 \cdot 10^{18}$
Тангенс угла диэлектрических потерь при частоте 50 гц	0,01—0,016	0,18
Диэлектрическая проницаемость при частоте 50 гц	7,0	8,0

длительности пребывания в дистиллированной воде и на стойкость к образованию мостиков по частотно-искровому методу¹.

На рис. 1 и 2 показана зависимость удельного объемного и удельного поверхностного сопротивлений пресс-материалов К-214-43 и К-220-21 от температуры.

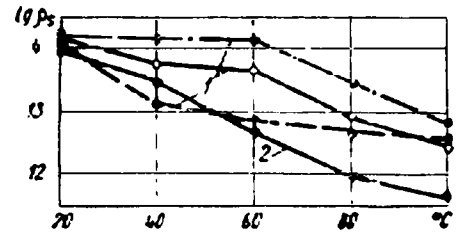


Рис. 1.

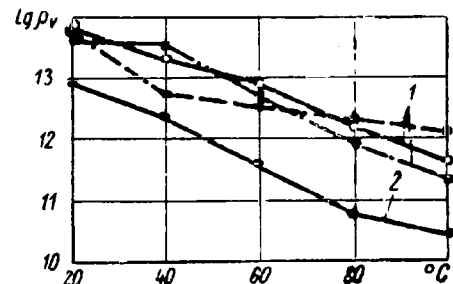


Рис. 2.

Как видно из рис. 1 и 2, объемное и поверхностное сопротивление пресс-материала К-214-43 (кривые 1) на одну-две единицы выше, чем у пресс-материала К-220-21 (кривая 2). Из

¹ С. А. Гуров, Ю. В. Корицкий, «Вестник электропромышленности» № 11, 1959

рис. 3 видно, что $\operatorname{tg} \delta$ у пресс-материала К-214-43 (кривая 1) изменяется меньше, чем у пресс-материала К-220-21 (кривая 2); при 100° пресс-материал К-220-21 имеет $\operatorname{tg} \delta$ в 2 раза больше, чем пресс-материал К-214-43.

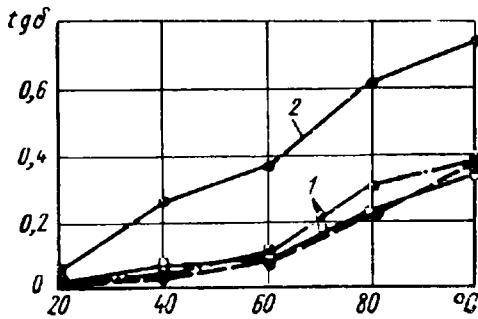


Рис. 3.

В процессе увлажнения в дистиллированной воде пресс-материал К-214-43 (кривые 1) сохраняет свои электрические свойства более высокими, чем пресс-материал К-220-21 (кривая 2), что видно из рис. 4—6.

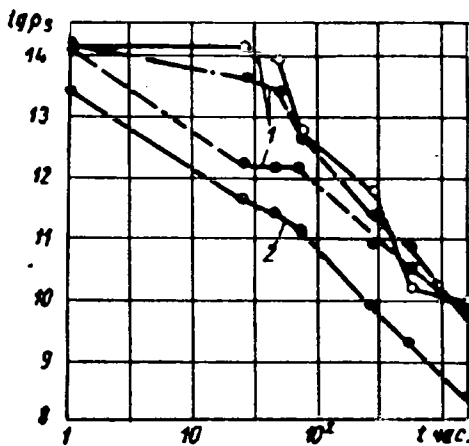


Рис. 4.

При определении стойкости материалов к образованию токопроводящих мостиков по частотно-искровому методу получены следующие результаты: пресс-материал К-214-43 имеет стойкость от 258 до 270 разрядов, а пресс-материал К-220-21 — 114 разрядов.

Как показали испытания крышек катушек зажигания, пресс-материал К-214-43 более стоек к действию влажного нагрева, чем пресс-материал К-220-21: через 25 циклов сопротивление изоляции крышек из пресс-материала К-214-43 оставалось выше на 1—4 порядка, чем у крышек из пресс-материала К-220-21. После 25 циклов влажного нагрева крышки распределителей из пресс-материала К-214-43 имели увеличение посадочного диаметра в среднем на 0,4%, а крышки из пресс-материала К-220-21 — на 0,72%. Испытание на растрескивание производилось на крышках распределителей, так как конструкция

их более сложна и в них имеется большее количество заливной арматуры, чем у других высоковольтных деталей приборов зажигания.

Проведенные испытания показали, что крышки распределителей Р20 из пресс-материала К-214-43 являются более стойкими к растрескиванию, чем крышки из пресс-материала К-220-21.

Тепловое старение при температуре 130° производили в течение 672 час.

Испытания показали, что изделия из пресс-материала К-214-43 являются более стойкими против теплового старения, чем изделия из пресс-материала К-220-21: трещины появились

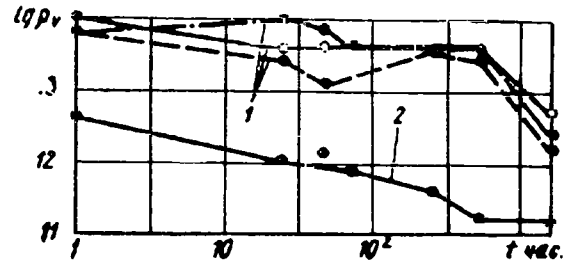


Рис. 5.

на 4% изделий из пресс-материала К-214-43 (1 из 25) и на 18% изделий из пресс-материала К-220-21 (2 из 11). Пробивные напряжения в исходном состоянии крышек распределителей и крышек катушек зажигания из обоих пресс-материалов практически одинаковы, однако после воздействия тепла и холода пробивное напряжение деталей из пресс-материала К-214-43 на 1,7—4,5 кВ выше, чем у деталей из пресс-материала К-220-21.

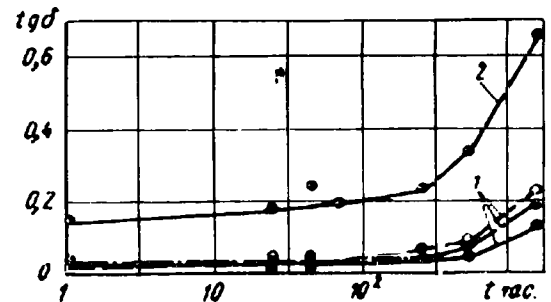


Рис. 6

Стойкость к образованию мостиков по частотно-искровому методу у крышек распределителей из пресс-материала К-214-43 в 1,5—2 раза выше, чем у крышек из пресс-материала К-220-21.

Форсированные стендовые испытания катушек зажигания с крышками из указанных материалов показали, что срок службы крышек из пресс-материала К-214-43 превышает срок службы крышек из пресс-материала К-220-21 не менее, чем в 1,5 раза.

Детали из пресс-материала К-214-43, подвергнутые механической обработке, работают нормально, образования трещин, сколов и других дефектов не наблюдалось.

Применение пресс-материала К-214-43 дало возможность заводу АТЭ-2 увеличить гарантийный срок для катушек зажигания с крышками из нового пресс-материала с 50 тыс. км до 75 тыс. км.

Автоматическая линия для врезного шлифования валика амортизатора

В. Н. МЕДВЕДЕВ

Горьковский автозавод

МНОГИЕ детали, проходящие шлифование размера по диаметру, нельзя обрабатывать на бесцентрово-шлифовальных станках на проход, так как диаметр, не подвергающийся шлифованию, имеет размер больший, чем шлифуемый размер детали, или деталь имеет два шлифуемых диаметра.

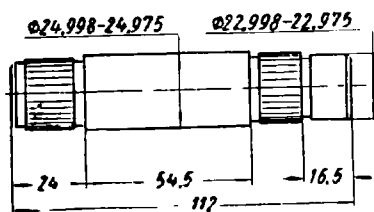


Рис. 1.

Например, у валика амортизатора (рис. 1) шлифуется диаметр 24,998—24,975 и диаметр 22,998—22,975.

Такие детали шлифуются методом врезного шлифования до упора, заранее установленного для данной детали.

Для шлифования этим методом требуются большая затрата ручного труда, индивидуальная подача детали в станок и принудительное удаление детали из станка также вручную.

Это повышает трудоемкость процесса, опасность травмирования рук работников, а также возможность брака при шлифовке, качество которой обеспечивается только ручной подачей.

Для устранения этих отрицательных моментов, присущих ручной обработке деталей методом врезного шлифования, на Горьковском автозаводе разработана конструкторами и внедрена в производство автоматическая линия с гибкой связью.

Автоматическая линия состоит из четырех отдельных автоматизированных бесцентрово-шлифовальных станков (блоков), показанных на рис. 2.

Каждый блок состоит из бункера 1 элеваторного типа, трубы 2, соединяющей бункер с загрузочным устройством, бесцентрово-шлифовального станка 3, снабженного загрузочными устройствами 4 и пневматической распределительной коробки 5 для управления, и транспортного лотка 6, соединяющего отдельные блоки.

Для полной автоматизации процесса врезного шлифования был разработан и внедрен в производство элеваторный бункер 1, который получил довольно широкое распространение на Горьковском автозаводе и используется на других автомобильных и тракторных заводах.

Бункер используется для автоматизации технологических процессов при обработке таких деталей: палец рессоры, шкворень поворотного кулака, все штоки коробки передач, втулка клапана, поршневой палец, призматические заготовки шатуна 50×30×112 мм, все цилиндрические втулки и пальцы тракторных гусениц.

Бункер имеет индивидуальный привод с редуктором, снабженным сменными звездочками для изменения производительности бункера.

Производительность бункера должна быть всегда больше производительности станка. Детали, слишком сильно поднятые движущимся наклонным транспортом с захватывающими

планками, сваливаются по боковому спуску обратно в чашу бункера.

Во избежание лишних ударов детали о деталь бункер снабжен специальными электрическими «контактами наличия», при помощи которых бункер отключается, если соединительная труба, питающая загрузочное устройство станка, переполнена, и включается, если детали из трубы израсходованы. Включение

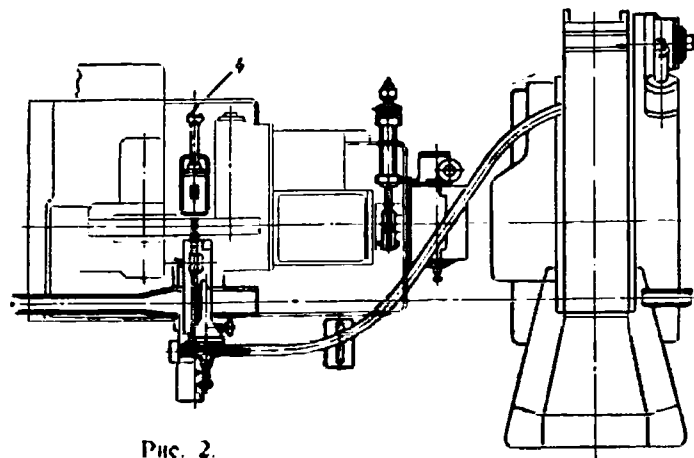
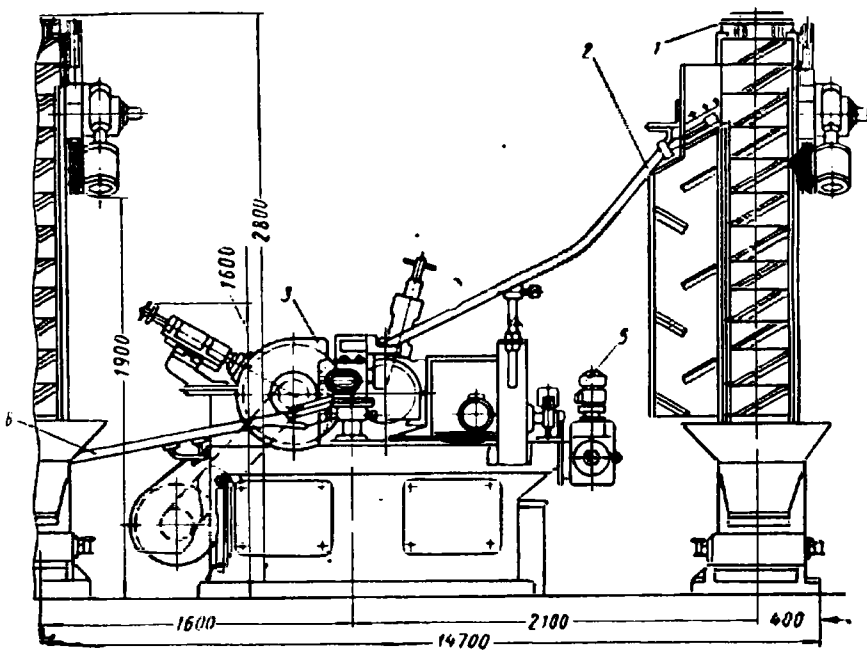


Рис. 2.

и выключение бункера в процессе работы происходит автоматически.

С помощью пневматической распределительной коробки бесцентрово-шлифовального станка производится управление всем автоматическим циклом работы станка.

Распределительная коробка имеет индивидуальный привод с редуктором, снабженным сменными шестернями для подбора оптимальных режимов шлифования и кулачков на распределительном валу, которые посредством пневмосилозотников управляют работой пневмоцилиндров.

При помощи пневмоцилиндров производятся (рис. 3): подвод и отвод ведущего круга; отсекающие детали; управление механической рукой для подачи детали в канал против ножа

сталкивая своей боковой частью уже выгруженную и обработанную деталь в левый дополнительный канал.

Деталь из механической руки при помощи пневмоцилиндра, тяги и закрепленного на ней захвата 10 выводится вперед в зону шлифования до упора. Механическая рука возвращается в исходное положение для приема очередной детали из лотка 5.

После обработки изделия и отвода ведущего круга пневмо-

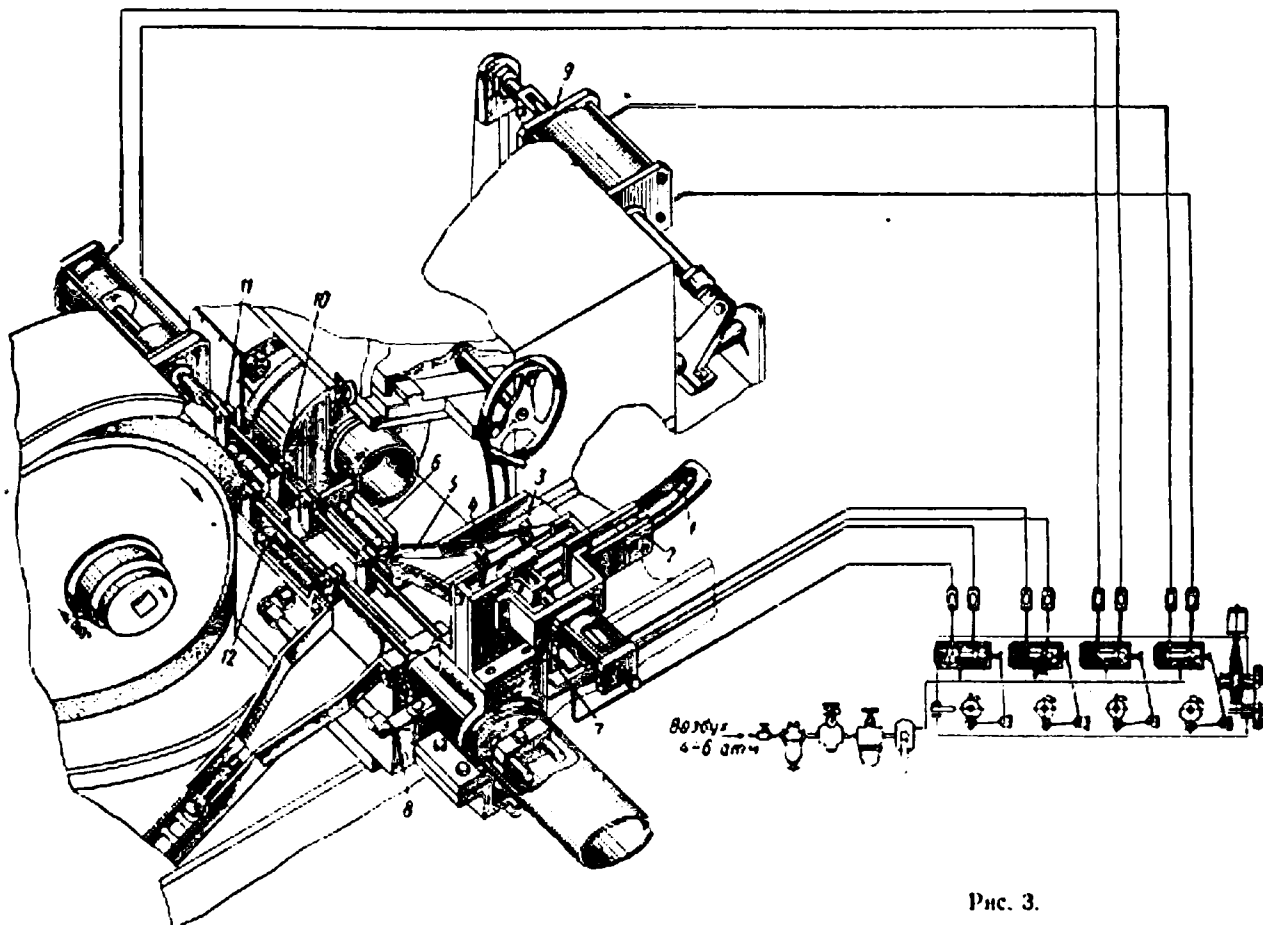


Рис. 3.

и выталкивание из канала готовой шлифованной детали в крайний левый дополнительный канал; ввод детали в зону шлифования и вывод обратно из этой зоны; принудительное транспортирование шлифованных деталей из левого дополнительного канала загрузочного устройства в бункер следующего бесцентрово-шлифовального станка.

Каждый из четырех автоматизированных бесцентрово-шлифовальных станков работает следующим образом: детали, подлежащие шлифованию, засыпаются в чашу бункера и с помощью элеваторного транспортера, имеющего наклонные захватывающие планки, поднимаются на высоту 2,5 м.

При поднимании детали упираются в каленую стенку, которая установлена с левой стороны движущегося транспортера. На высоте 2,5 м каленая стенка кончается, и правильно лежащие на наклонных планках детали под действием собственного веса сползают в соединительную трубу 1 (рис. 3), а затем падают в механизм отсекающей и ориентации детали 2. Деталь отсекается с помощью пневмоцилиндра и ориентируется четырьмя винтами 3 и 4, расположенными снизу и сверху ориентируемой детали и отрегулированными по малому диаметру изделия (между любой парой винтов может пройти только тонкий конец валика амортизатора), так что деталь в лоток 5 попадает всегда меньшим диаметром вперед.

Ориентированная деталь по лотку 5 попадает в механическую руку 6. Механическая рука 6 работает от пневмоцилиндра 7 и системы рычагов 8.

Детали загружаются в зону шлифования и выгружаются из нее следующим образом: в тот момент, когда бабка с ведущим кругом отведена при помощи цилиндра 9 в правое положение, механическая рука 6 переносит деталь от лотка 5 в основной канал загрузочного устройства против ножа, одновременно

цилиндр при помощи тяги с захватом 11 выводит деталь из зоны шлифования и останавливает ее против механической руки 6.

Выгрузка детали из левого дополнительного канала и принудительная транспортировка к бункеру следующего автоматизированного станка осуществляется при помощи того же пневмоцилиндра, двух тяг, связанных между собой, и приподнимающегося захвата 12.

Каждый станок снабжен счетчиком, который устанавливается на определенное число шлифованных деталей (в зависимости от стойкости шлифовальных кругов), после чего станок автоматически останавливается для подналадки илиправки кругов.

Детали на шлифование поступают после обработки на токарных станках и имеют следующие размеры: длина 54,5 мм при диаметре 25,35—25,25 мм, длина 16,5 мм при диаметре 23,35—23,25 мм.

После обработки на бесцентрово-шлифовальных станках выдерживаются соответственно следующие размеры: на первом станке 25,20—25,15 мм и 23,20—23,15 мм; на втором станке 25,068—25,055 мм и 23,068—23,035 мм; на третьем станке 25,008—24,995 мм и 23,008—22,995 мм; на четвертом станке 24,908—24,975 мм и 22,998—22,975 мм.

Несоосность должна быть в пределах до 0,005 мм, а ограниченность при диаметре детали $25_{-0,012}^{+0,025}$ не более 0,013 мм. Чистота поверхности должна быть в пределах 0,325 мк.

Производительность всей линии длиной 15 м равна 480 деталей в час. Такую линию станков может обслуживать один человек. При двухсменной работе высвобождаются 6 человек. Экономия по зарплате составляет 60 000 руб. в год.

Изготовление ручевых вкладышей давлением для штамповки шестерен с зубьями

М. Г. ЛЕБЕДЕВ, А. М. СМУРОВ

НИИТАвтопром

ВНЕДРЕНИЕ в кузнечных цехах автозаводов штамповки шестерен с зубьями дает значительную экономию металла (15—40%).

Изготовление ручевых вкладышей с зубьями штамповкой применяется потому, что процесс нарезания их в большинстве случаев невозможно осуществить из-за отсутствия специального металлорежущего оборудования. Кроме того, окончательные операции по доводке профиля зубьев до окончательных

размеров, соответствующих размерам зубьев поковки с учетом тепловой усадки, сопровождаются колоссальными затратами, в частности на слесарные работы.

На рис. 1 показан ручевый вкладыш для штамповки поковок сателлита грузового автомобиля ЗИЛ-164.

При штамповке ручевых вкладышей на молоте выявились следующие недостатки процесса:

1) наличие почти у всех ручевых вкладышей утяжки, доходящей до половины длины зуба; в некоторых случаях обнаружено незаполнение зубьев;

2) наличие на зубьях зажимов, которые не всегда удавалось устранить при последующей слесарной обработке;

3) трудность удаления пуансона из отштампованной полости, что увеличивало время контакта инструмента с поковкой, вследствие чего происходит разогрев и отпуск материала пуансона;

4) значительная трудоемкость.

Был разработан новый технологический процесс изготовления ручевых вкладышей штамповкой на кривошипном ковочно-штамповочном прессе усилием 1600 т по схеме: рубка заготовки, ковка, механическая обработка, нагрев и штамповка, отжиг, очистка от окалины, механическая и термическая обработка.

Объем поковки вкладыша определяют исходя из максимального диаметра ручевого вкладыша 124 мм и общей высоты 50,3 мм и припусков. Со стороны опорной поверхности ручевого вкладыша назначается припуск 5 мм. Диаметр поковки (он равен диаметру матрицы по дну) определяется с учетом припуска, равного 3 мм на сторону. Как показала штамповка поковок опытной партии, в верхней части зубьев имеется утяжка металла, доходящая до 5 мм. Поэтому необходимо назначать припуск 7—8 мм со стороны выдавливаемой фигуры для компенсации утяжки. Штамповочный уклон по образующей ручевого вкладыша равен 5°.

Объем заусенца подсчитывается исходя из его ширины и толщины, составляющих соответственно 10—15 мм и 4—6 мм.

Объем угара металла берется равным 0,2—0,25% от суммы объемов поковки и заусенца.

Исходная заготовка предварительно проковывается и подвергается механической обработке. Для этого заготовка размером 120×94 мм отрубается на молоте и после подогрева до температуры 1150—1200° подвергается трехкратной осадке (в трех взаимно-перпендикулярных направлениях) с общим коэффициентом уковки $K=3\div 3,5$. Эта операция способствует выравниванию механических свойств металла вследствие перепутывания его волокон и устранению дефектов металлургического происхождения. Размер заготовки послековки составляет 128×69 мм.

Выявлено, что качество поверхности отштампованных зубьев зависит от чистоты торца заготовки, со стороны которого будет выдавливаться фигура. Поэтому один из торцов ее должен шлифоваться.

Заготовка нагревалась в газовой печи до температуры 1150—1200°. Для предохранения шлифованного торца от ин-

тенсивного окисления при нагреве заготовки предварительно обертывались в оцинкованное железо толщиной 0,8—1,2 мм.

Штамповка ручевых вкладышей осуществлялась в одно-ручевом штампе с центральным расположением матрицы, в которую заготовка, освобожденная от оцинкованного железа, укладывалась шлифованным торцом кверху. Фигура с зубьями выдавливалась мастер-пуансоном за 2—3 хода пресса.

При изготовлении штампа был использован существующий в кузнечном цехе ковочный пакет, к которому были спроектированы и изготовлены мастер-пуансон, матрица и новые вставки.

Штамповка ручевых вкладышей на этом штампе показала следующие особенности.

1. С момента соприкосновения мастер-пуансона с заготовкой металл в первую очередь вытесняется в заусенец, что приводит к неполному заполнению зубьев (в виде утяжки металла в верхней части зубьев). Увеличение числа ударов не улучшало заполнения зубьев.

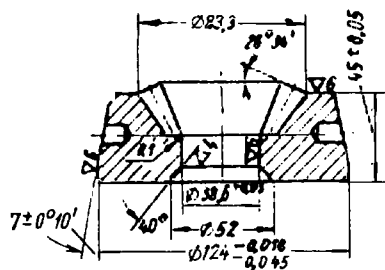


Рис. 1. Ручевой вкладыш к ковочному штампу.

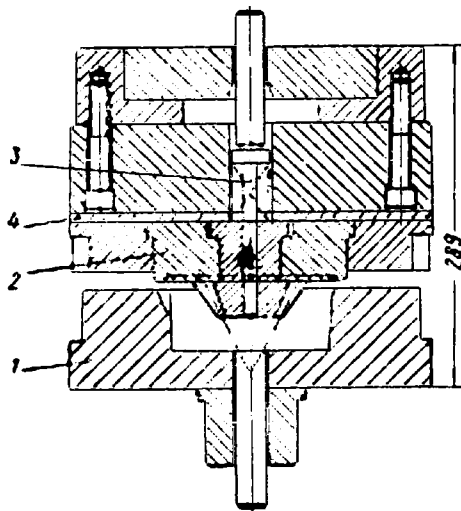


Рис. 2. Универсальные вставки для штамповки ручевых вкладышей.

2. Повторные удары иногда являлись причиной брака, поскольку заготовка в матрице проворачивалась при сбрасывании выталкивателями.

3. Максимальное приближение диаметра заготовки к диаметру матрицы (с учетом тепловой усадки) уменьшает утяжку металла в верхней части зубьев.

4. Снижение температуры конца штамповки до 750—800° повышает чистоту поверхности выдавленной фигуры.

Замеченные недостатки были учтены при изготовлении универсальных вставок (рис. 2), которые используются в кузнечном цехе для штамповки ручевых вкладышей и для других конических шестерен. В матрице 1, изготавливаемой из стали 5ХНТ, сделана фиксирующая канавка. Затекающий в канавку металл удерживает заготовку от проворачивания в матрице в процессе штамповки. Для создания дополнительного сопротивления вытеканию металла в заусенец, в обойме 2 сделана кольцевая канавка диаметром 126 мм и глубиной 4,5 мм. Ход верхнего толкателя (и выталкивателя 3) и нижнего толкателя соответственно равны 10 и 30 мм.

Для компенсации утяжки высота мастер-пуансона увеличена на 7 мм.

Заметим, что для изменения закрытой высоты штампа в случае штамповки ручевых вкладышей для других конических шестерен служит прокладка 4.

Наиболее трудным вопросом при конструировании штампа является расчет параметров зуба мастер-пуансона, поскольку в конечном итоге он определяет профиль зубьев поковок шестерен.

На рис. 3 показан мастер-пуансон, сконструированный с учетом тепловых усадок поковок сателлита (1,5%) и поковок

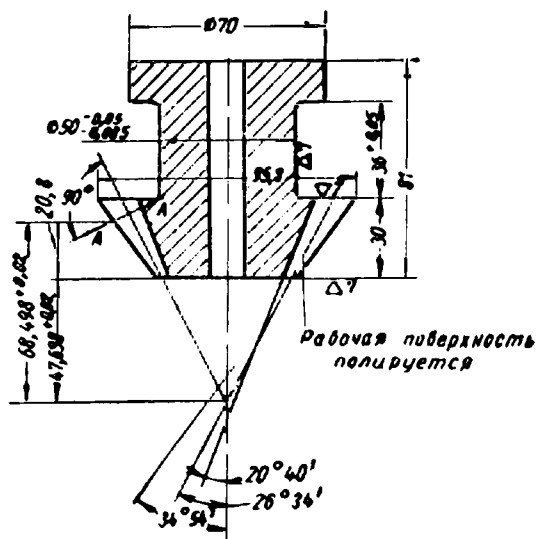


Рис. 3. Мастер-пуансон.

ручьевого вкладыша (1,2%) на основании следующих параметров зуба поковки сателлита:

Модуль торцовый в мм	6,35
Угол делительного конуса	26°34'
Число зубьев	11
Толщина зуба по дуге делительной окружности в мм	12,37
Толщина зуба на хорде делительной окружности в мм	12,32
Высота головки зуба в мм	7,11
Полная высота зуба в мм	12,41

Расчет параметров зуба мастер-пуансона (рис. 3) произведен по сечению А—А, соответствующему расчетному сечению профиля зуба поковки сателлита. Для удобства измерений при изготовлении на поверхности мастер-пуансона имеется круговая риска глубиной 0,03 мм по сечению А—А.

В результате расчета определены параметры зуба мастер-пуансона (по сечению А—А):

Модуль торцовый по делительной окружности в мм	6,52
Расчетный угол зацепления	22°30'
Высота головки зуба в мм	7,3
Полная высота зуба в мм	12,75
Диаметр делительной окружности в мм	73,749
Толщина зуба по хорде на делительной окружности в мм	12,678
Высота головки зуба до хорды на делительной окружности в мм	7,808

Остальные размеры мастер-пуансона даны на рис. 3.

Нарезание зубьев мастер-пуансона производилось на станках кругового протягивания протяжкой, которая ранее использовалась при нарезании зубьев у сателлита дифференциала в случае изготовления его из поковки без зубьев.

Материалом для мастер-пуансона является сталь 3Х2В8. Твердость инструмента в результате термической обработки составляет RC 48—52.

Штамповка в штампе с использованием мастер-пуансона, профиль зубьев которого имеет приведенные здесь параметры, обеспечила получение годных ручьевых вкладышей (рис. 4). В результате применения этих ручьевых вкладышей получен заданный, т. е. расчетный, профиль зубьев у поковок сателлита.

Необходимо упомянуть, что для штамповки ручьевых вкладышей и поковок сателлита использовался один и тот же пресс.

Ручьевые вкладыши после штамповки охлаждались в сухом песке, после чего поступали на безокислительный отжиг по режиму, существующему для стали 3Х2В8.

Для удаления окалины применялась очистка мелкой дробью. Необходимость использования мелкой дроби диаметром ~0,8 мм объясняется трудностью удаления окалины из впадин между зубьями. После дробеметной очистки ручьевые вкладыши поступали на механическую обработку в такой последовательности:

- обрезка заусенца, обточка по наружному диаметру и сверление отверстия (рис. 3);
- подрезка нижнего торца и обточка по наружному диаметру в размер, причем базирование детали на оправке производилось от зуба;

- обтачивание скоса зубчатого венца;
- расточка отверстия и подрезка скоса зубчатого венца с внутренней стороны.

После термической обработки ручьевых вкладышей осуществлялись шлифовка по наружному диаметру (посадочных поверхностей) и слесарная доводка фигуры ручьевого вкладыша.

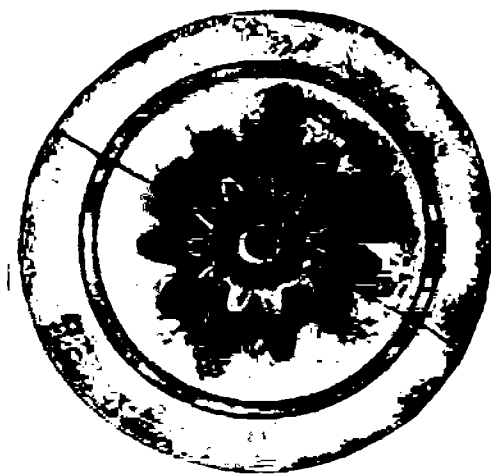


Рис. 4. Поковка ручьевого вкладыша.

На рис. 5 показан обработанный ручьевого вкладыш.

Штамповка поковок конических шестерен с одновременным образованием зубьев характеризуется повышенным износом ручьевых вкладышей, поскольку вытеканию металла в заусенец оказывает дополнительное сопротивление верхняя часть зубьев. В то же время для полного и четкого оформления поковок шестерен предусматривается тонкий заусенец, в результате чего процесс сопровождается высокими нормальными и касательными напряжениями. Кроме того, малые сечения зубьев



Рис. 5. Ручьевого вкладыш.

ручьевых вкладышей подвержены резким колебаниям температуры.

Условия работы таких ручьевых вкладышей, помимо больших напряжений, ухудшаются вследствие концентраций напряжений во впадинах между зубьями. Все эти факторы, характеризующие особенности штамповки поковок с зубьями, увеличивают термическую усталость материала ручьевых вкладышей.

Однако режимы термической обработки, разработанные применительно к штамповому инструменту, изготовленному из этой стали, не могут быть применены для случая обработки вкладышей с зубьями.

Как показала практика штамповки поковок конических шестерен в количестве 30 000 шт., решающее значение для повы-

шения стойкостных показателей ручьевых вкладышей является выбор твердости их зубьев. В кузнечном цехе автозавода имени Лихачева были проведены исследования, позволившие выявить оптимальную твердость и режим термической обработки ручьевых вкладышей. С этой целью пять партий ручьевых вкладышей после закалки в масле подвергались отпуску при различных температурах (температура отпуска составляла от 520 до 710°), в результате чего была получена твердость соответственно от 51 до 28 ед. по шкале *RC*. Штамповка поковок сателлита с применением смазки в виде смеси масла и графита показала, что наибольший съем поковок приходится на ручьевые вкладыши, имеющие после закалки при температуре

1050—1070° в масле и отпуска при температуре 650° твердость *RC* 39—42. Стойкость этих ручьевых вкладышей доходит до 4900 поковок. Ручьевые вкладыши с более высокой твердостью (*RC* 44—51) растрескивались уже при штамповке нескольких поковок, а твердость ниже *RC* 38 приводила к тому, что зубья ручьевых вкладышей быстро сминались, вследствие чего размеры поковок выходили за поле допусков. Так, как заготовка сателлита после осадки штампуются в предварительном ручье с образованием зубьев и калибруется в окончательном ручье, то ручьевые вкладыши окончательного ручья после допустимо-го износа переустанавливаются в предварительный ручей.

Модернизированный автомат для прошивки вкладышей по радиусу

С. С. КОЛТУНОВ

Горьковский автозавод

Для прошивки вкладышей подшипников автомобильных двигателей по радиусу на автозаводах применяются гидравлические вертикально-прошивные станки, имеющие следующий цикл работы.

Рабочий вручную закладывает вкладыш 1 (рис. 1) в выемку гнезда 2 каретки 3 на упор 4. Вследствие того, что вкладыш несколько пружинит, он хорошо и легко защемляется в гнезде и при перемещении каретки в рабочую зону не выпадает из него. Затем рабочий нажимает на пусковые рычаги станка. Поршень 5 через траверсу 6 и две скалки 7 перемещает каретку 3 с загрузочной позиции на рабочую позицию (до соприкосновения упоров 8).

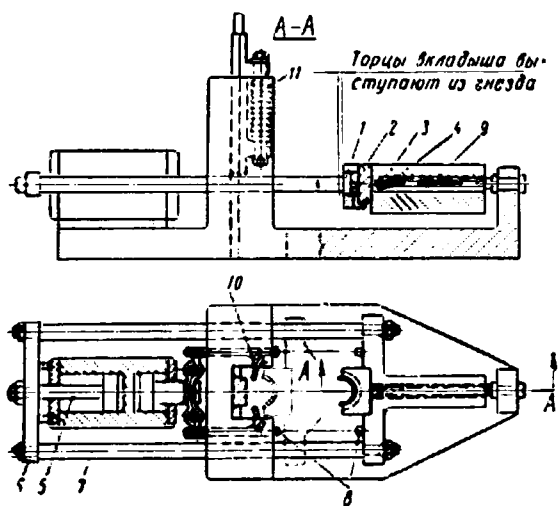


Рис. 1. Принципиальная схема работы вертикально-прошивных станков.

После этого автоматически и в строгом порядке следуют циклы: каретка 3 запирается пушечным запором 9, планки 10 окончательно и надежно загоняют вкладыш в гнездо как базу для прошивки, включается вертикальный гидроцилиндр, и брешь 11 прошивает вкладыш. После прошивки, когда брешь находится в н.м.т., открывается пушечный запор, и каретка 3 возвращается в исходное положение. Затем поднимается вверх брешь 11, и когда цикл завершен, рабочий отпускает пусковые рычаги, и станок останавливается.

Когда каретка возвращается на загрузочную позицию, рабочий вынимает прошитый вкладыш, вставляет новую заготовку, нажимает на пусковые рычаги станка и цикл повторяется снова. Как видно из описанного, действующие на заводах станки имеют ручной цикл работы. Несмотря на то, что рабочие с целью повышения выработки обычно используют определенные приемы работы (например, кистью левой руки они вынимают прошитый вкладыш, кистью правой — немедленно подают в

гнездо заготовку, локтями обеих рук нажимают на пусковые рычаги станка и т. д.), такие станки малопродуктивны. А так как обрабатываемая деталь вкладывается в станок и вынимается из него в опасной зоне, при высоком ручном темпе работы они еще и опасны в работе. При работе на таких станках бываю несчастные случаи.

Устройство для автоматической подачи заготовок в станок. Автоматизация подачи заготовок в станки, описанные выше, достигается за счет придания этим станкам специального загрузочного магазина на 15—20 вкладышей и нескольких дополнительных специальных деталей. В станках с таким устройством полностью сохраняется установившаяся технология обработки вкладышей. Станки работают как и ранее, но в результате применения устройства они переводятся с ручного цикла работы на автоматический, чем повышается их производительность в 2 раза и полностью устраняется опасность работы на них.

На загрузочной позиции из магазина один вкладыш, предназначенный для прошивки, отсекается и падает на площадку подставки 1 (рис. 2). В показанном положении подставка 1 правым концом входит в нижний паз гнезда 2 и висит на оси 3. А снизу ее подпирает Т-образный болт 4, ввернутый в неподвижный корпус станка.

При перемещении каретки станка на рабочую позицию (влево по стрелке *N*) крючки 5 под действием пружин 6 на ходу загоняют лежащий на площадке вкладыш в гнездо 2 на упор 4 (рис. 1). Когда вкладыш зажат в гнезде, двойной копир 7 (рис. 2) разворачивает эти крючки так, чтобы головки их спрятались заподлицо с торцом гнезда 3, не помешав в дальнейшем работе планок 10 (рис. 1) и работе броши 5.

Подставка 1 (рис. 2) соскакивает с Т-образного болта и висит на оси 3 под гнездом 2, давая возможность пройти броши. Вкладыш после прошивки специальным крючком в момент возврата на загрузочную позицию каретки автоматически выталкивается из гнезда 2 и ставится на специальный подъемник механизма укладки, расположенный на колодке броши, для подъема его наверх и для укладки в стопку. При движении каретки назад на загрузочную позицию движущаяся вместе с ней подставка 1 насккивает на Т-образный болт, поворачивается на оси 3 в исходное положение. Крючки 5 при помощи роликов 8 кронштейнов 9 попадают в двойные копирные вырезы неподвижных упоров 7. Последними они поворачиваются в исходное положение и, упершись в конец выреза роликами 8, останавливаются на месте, хотя каретка продолжает двигаться назад к загрузочному положению еще 15 мм. Пружины 6 при этом сжимаются. На подставку 1 падает очередной вкладыш и цикл повторяется.

Магазин. Магазин имеет вид креста (рис. 3). Корпусом 1 он опирается на три неподвижных точки: две стойки 10 (рис. 2) и задний правый выступ корпуса станка. Для крепления магазина служат три резьбовых отверстия 11.

Автомобильные вкладыши 2 (рис. 3) торца, имеющие вид подковы, укладываются в магазине друг на друга стопкой вертикально вверх. Направляющими им служат две планки 3, линейка 4 и стойка 5. Под корпусом 1 монтируется ме-

ханизм прижима второго вкладыша. Планка 6 крепится к корпусу 1 болтами и вместе с ним образует направление рамки 7.

Левый конец рамки 7 имеет консольную расширенную головку с прямоугольным отверстием. В него выходят все концы направляющих вкладышей и проходят сами вкладыши. В этом

направлении в детали 4 и всегда подпружинена пружиной 5. От выскакивания влево ее удерживает специальный усик. Если

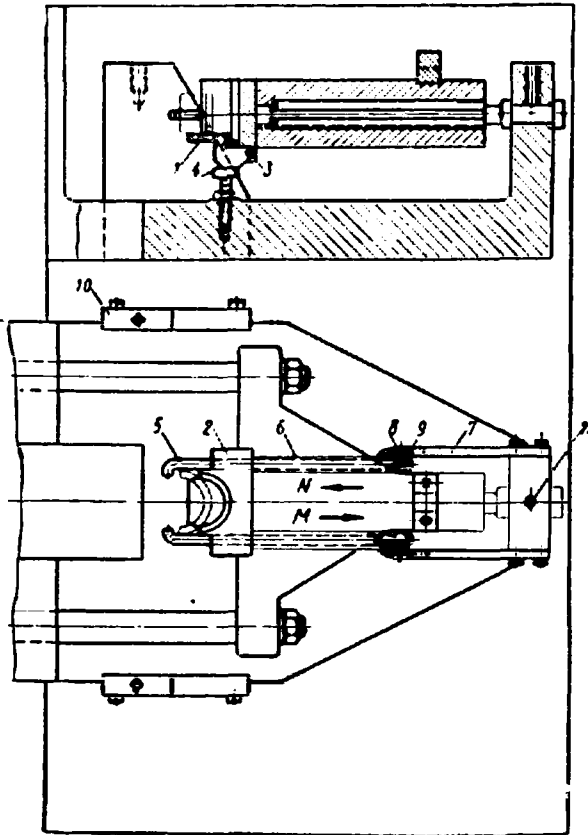


Рис. 2. Дополнительные детали и дообработка существующих вертикально-прошивных станков в связи с применением автоматической загрузки.

же отверстия находится упор 8, приваренный к рамке изнутри. В правом конце рамки 7 помещается пружина 9. Упираясь в неподвижный палец 10, она сдвигает рамку 7 вправо и упором 8 прижимает второй вкладыш стопки к линейке 4.

На рис. 3 показано положение, когда вкладыш прошивается брошью, а каретка станка находится в левом крайнем положении. Привернутой к ней планкой 11 брошь нажала на рамку 7, и ранее прижатый вкладыш со всей стопкой опустился на плоскость каретки, став очередным для загрузки. Как только каретка станка начнет двигаться на загрузку (вправо по стрелке *M*), она освободит рамку 7, и пружина 9 упором 8 прижмет второй вкладыш к линейке 4, не дав ему и всей стопке упасть вниз на площадку подставки 1 (рис. 2) вслед за первым вкладышем.

В начале работы рабочий нажимает на пусковые рычаги станка и в таком состоянии закрепляет их специальными держателями. Этим станок переводится на автоматический цикл работы, а рабочий полностью освобождается от управления им. Двигающаяся под магазином горизонтально- и возвратно-подступательно каретка станка сама управляет подачей заготовок. Рабочий только по мере убывания добавляет детали, подлежащие обработке, в магазин в неопасной зоне и укладывает стопки обработанных деталей в специальную тару.

Укладка прошитых вкладышей. Для того чтобы понять работу укладчика, необходимо четко и ясно представлять последовательность движений каретки станка и броши: сначала движется каретка с гнездом в рабочую зону, затем прошивка; когда брошь находится внизу, каретка отходит, когда отходит каретка, поднимается вверх брошь.

Механизм укладки состоит из двух частей: узла подъема прошитого вкладыша и узла укладки. Узел подъема монтируется на колодке 1 (рис. 4) броши 2, над верхним концом ее, причем узел сконструирован так, чтобы без разборки его был свободный доступ к броши для ее замены. Деталь 3 имеет

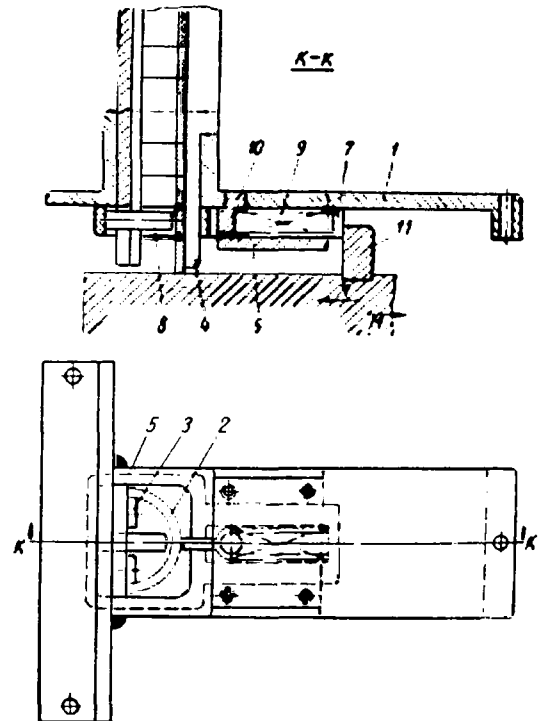


Рис. 3. Магазин загрузочного устройства.

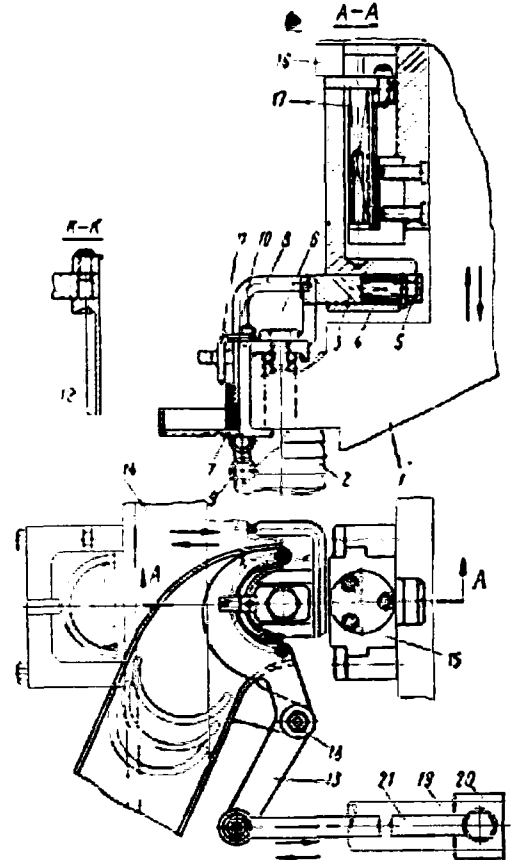


Рис. 4. Автоматическая укладка прошитых вкладышей.

направляемый конец детали 3 в сечении представляет собой простой квадрат, то левый конец — изогнутая двузубая вилка, обходящая с двух сторон болт 6 крепления броши. К торцу

изогнутого вильчатого конца детали 3 приваривается стаканчик 7, представляющий собой простой полуцилиндр с буртом внизу. К направляемому левому концу детали 3 приваривается изогнутый рычаг 8, оканчивающийся двумя роликами 9. Когда колодка 1 броши опускается вниз для прошивки, каретка станка со своим гнездом уже на месте. Брошь 2 прошивает вкладыш. Но чтобы станочник 4 не задел за прошитый вкладыш, раньше рычаг 7 роликом насакивает на вертикальный скос гнезда каретки. Деталь 3, сжав пружину 5, вместе со стаканчиком отойдет вправо, не задев прошитый вкладыш. Колодка броши опускается вниз настолько, чтобы бурт стаканчика 4 был ниже нижнего торца прошитого вкладыша на 10—15 мм. Под болт 6 вместо шайбы подкладывается кронштейн 10, в котором крепится крючок 11. При опускании броши крючок 11 изогнутым концом проходит в прорезь гнезда вкладыша и становится сзади вкладыша. При движении каретки из загрузки, т. е. влево, первые 7 мм за ним следует стаканчик 4. Пружиной 5 по мере отхода каретки он подводится под прошитый вкладыш, а вкладыш не может двигаться с кареткой назад: наткнувшись на крючок 11, он выскакивает из гнезда и опускается на бурт подведенного стаканчика 4. Так, прошитый вкладыш, находящийся на бурте и обхвативший поверхность стаканчика, надежно заперты крючком сзади, поднимается вверх под пальчики 12 рычага 13 на уровень склиза 14. Уровень подъема вкладыша надежно га-

рантируется и не зависит от перебоев ползуна станка. Это обеспечивается наличием компенсатора.

Когда поднятый вкладыш достигает уровня склиза 14, колодка 15 компенсатора упирается в верхний неподвижный упор 16 станка, и стаканчик 4 с вкладышем останавливается, а колодка 1 броши продолжает еще 15—20 мм двигаться вверх, сжимая пружину 17.

Вместе с колодкой движется и крючок 11. Он поднимается выше поднятого вкладыша, освобождая ему путь для съема на склиз укладки. Узел укладки крепится на загрузочном приспособлении и состоит из склиза 14 и рычага 13, имеющего ось вращения 18. Когда каретка идет в рабочую зону, брошь с поднятым вкладышем находится сверху. Вместе с кареткой движется скалка 19, а с нею стойка 20. Последняя через тягу 21 поворачивает рычаг 13 вокруг оси 18, а он пальчиками 12 сдвигает поднятый вкладыш со стаканчика 4 на склиз укладки. Когда брошь идет вниз, пружина 17 поднимает станочник 4 под крючок 11 и процесс повторяется.

Описанные выше станки для прошивки вкладышей по радиусу с автоматической подачей заготовок в рабочую зону и укладкой прошитых вкладышей в стопку проверены в длительной работе на Горьковском автозаводе. Они устойчиво обеспечивают допуск по толщине вкладыша 0,007 мм, совершенно безопасны и надежны в работе. Их производительность 1500 деталей в час.

Механическая рука для загрузки ступиц в правочный молот

А. И. ЗИБЕНБЕРГ, Ю. Е. РЫСКИН

Горьковский автозавод

ПОСЛЕ отжига большинство отливок из ковкого чугуна подвергается правке на молотах или гидравлических прессах. Рабочим на этих операциях приходится вручную укладывать отливки в штамп, а после правки извлекать их. Таким образом, в течение смены вручную переваливаются тонны отливок, кроме того, работа опасна, так как руки рабочего находятся в зоне действия падающих частей молота.

С целью улучшения условий труда на Горьковском автозаводе к правочному молоту спроектирована и внедрена в производство механическая ру-

ководящих. После этого тележка перемещается до совпадения оси электромагнита с осью штампа. Одновременно при помощи толкателя 11 отливки перемещаются по направляющим стола и очередная отливка подается на позицию захвата.

Повторным опусканием и подъемом электромагнита литые укладываются в штамп. Для контроля правильности укладки служит конечный выключатель 14, он же включает возврат тележки. В исходном положении кулачок 15 нажимает на конечный выключатель 16. Только в таком положении включается действие молота, и, таким образом, электромагнитная шайба не может оказаться под штампом в момент включения и действия молота.

Механизм выталкивания отливки после правки показан на рис. 2. Шток 1 пневматического цилиндра при ходе вверх поворачивает зубчатый сектор 2, шестерни 3 и 4. Последняя поднимает зубчатую рейку 5 и выталкиватель 6 с отливкой. Отливка сбрасывается на лоток 7 рамкой 8 при подаче очередной детали.

Диаметр шайбы в мм	200
Высота шайбы в мм	95
Число витков катушки	3000
Диаметр провода катушки ПЭЛ в мм	1,16
Напряжение питания в в	30
Мощность катушки в вт	60

Механическая рука полностью высвободила рабочего, который был занят на операции удаления отливки из штампа, а также при этом значительно улучшились условия труда рабочего на загрузке.

Производительность установки 500 отливок в час — такая же, как при ручной работе, а следовательно, выработка на одного рабочего увеличилась в 2 раза.

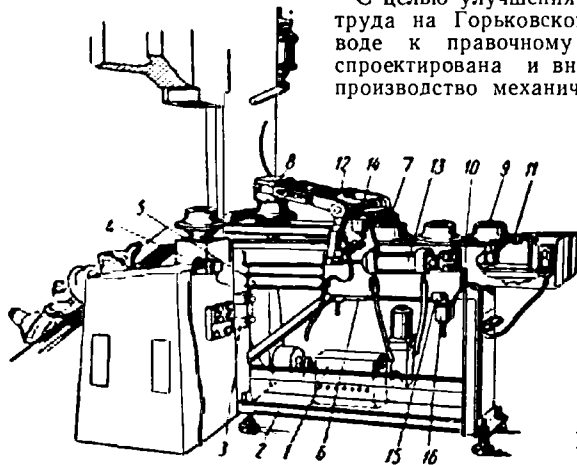


Рис. 1.

ка (рис. 1) для загрузки отливок ступиц автомобиля весом до 16 кг. Рабочие органы приводятся в движение пневматическими цилиндрами. Все операции — подача отливки к захвату и укладка ее в штамп, управление работой молота, уборка отливки после правки — осуществляются автоматически и управляются командоаппаратом 1. Сварная металлоконструкция 2 механизма прикрепляется к молоту на шарнирах 3 и легко отводится в сторону при смене штампов 4 или при ремонте молота.

По швеллерам 5 металлоконструкции пневматическим цилиндром 6 перемещается возвратно-поступательно тележка 7, несущая электромагнитную шайбу 8. Отливки в правочный штамп подаются следующим образом. Отливки 9 поступают на стол механизма и по направляющим 10 толкателем 11 поочередно продвигаются под электромагнитную шайбу. Последняя шарнирно прикреплена к рычагу 12 и опускается для захвата изделия при повороте цилиндра 13. При обратном ходе цилиндра отливка поднимается электромагнитом с

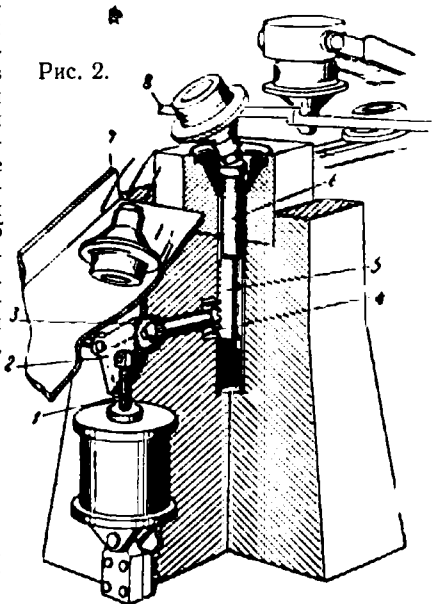


Рис. 2.

НОВЫЙ ПРОЦЕСС ПРОИЗВОДСТВА ЛИТЬЯ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

В 1959 г. фирма Шевроле (США) ввела в эксплуатацию новый литейный цех алюминиевого литья крупносерийного и массового производства литых деталей автомобиля Коврет. Цех изготавливает картеры, коробки передач, головки цилиндров, поршни и другие алюминиевые отливки.

Впервые в США в автомобилестроении фирма Шевроле применила в широких масштабах заимствованный из Англии новый технологический процесс производства алюминиевого литья в постоянные формы — литье под низким давлением.

Фирма поставляет литье, полученное методом низкого давления, более чем 1100 заказчикам, освоив производство большого числа довольно сложных и ответственных алюминиевых литых деталей текстильного машиностроения, приборостроения, общего машиностроения и деталей для машин других отраслей промышленности (рис. 1). Вес отливок варьирует в пределах от нескольких граммов до 40 кг.

Метод литья под низким давлением начинает развиваться и в других европейских странах (в ФРГ, Австрии, Франции и др.).

Сущность этого метода литья заключается в следующем: над раздаточной печью с герметически закрытым тиглем монтируется металлическая форма, конструкция которой аналогична форме, применяемой при литье в кокиль. На поверхность металла, в тигель под давлением $0,2-0,7 \text{ кг/см}^2$, подается сжатый воздух. Жидкий алюминиевый сплав через трубку, погруженную в металл, под влиянием давления сжатого воздуха поднимается вверх в полость формы. Заполнение формы происходит медленно и плавно.

В течение всего периода кристаллизации металла в форме (от 10 сек. до 12 мин.) в тигле поддерживается давление, и только после полного затвердения отливки давление снимается, металл из трубки возвращается в тигель, форма раскрывается и отливка выталкивается из нее.

Тигли для алюминиевых сплавов изготавливаются из графита или других керамических материалов. Если жидкий металл находится в тиглях не свыше 1—2 час., то тигли могут быть изготовлены из серого чугуна, покрытого специальным керамическим составом. В последнее время начинают применяться тигли с двойными стенками: наружная из серого чугуна, а внутренняя — из графита. Тигли подогреваются или с помощью электроэнергии (индукционный нагрев), или газом.

Материалом металлических форм является, как правило, серый чугун. Для привода металлических форм применя-

ются такие же устройства, как и при литье в кокиль.

Одним из преимуществ нового технологического процесса получения алюминиевого литья является незначительный вес литниковой системы.

При кокильном литье литники (прибыли, вылары, стояки) достигают 15% и выше в зависимости от веса отливки.

(головки блока цилиндров, половинки картеров и др.), составляют только 1—3% от веса отливок. Благодаря этому выход годного литья, достигаемый при кокильном литье 50—55%, увеличивается при литье под низким давлением до 90% и выше.

В связи с резким сокращением литниковой системы значительно уменьшаются

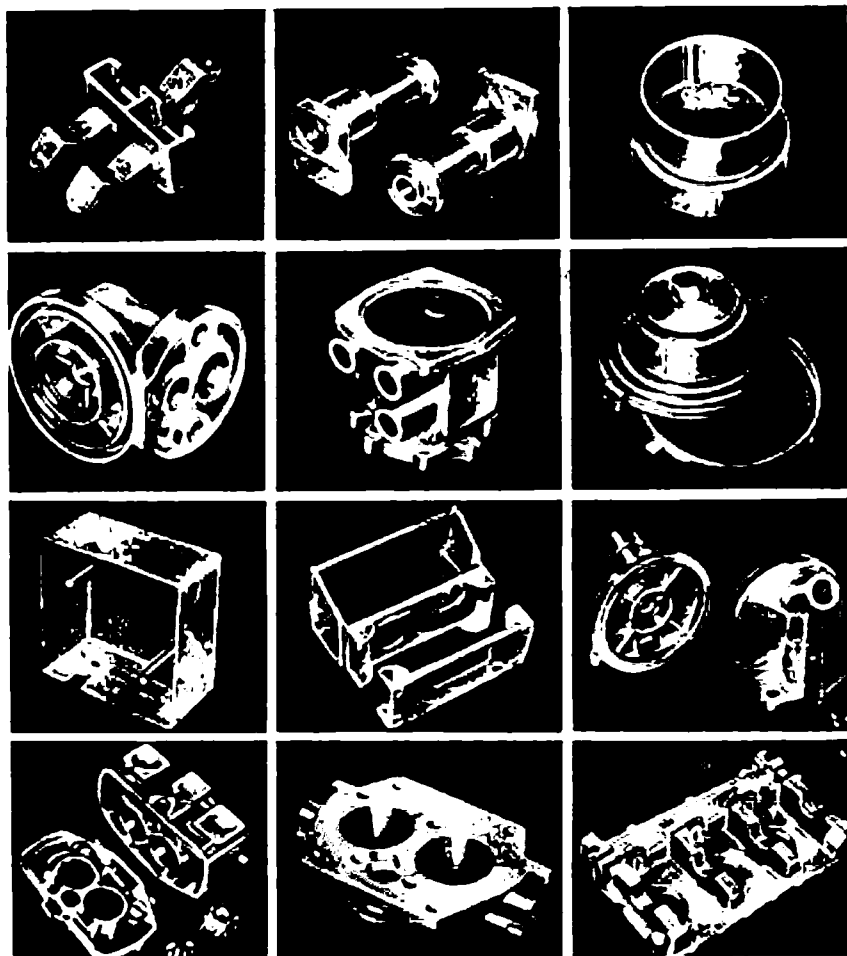


Рис. 1. Алюминиевые детали приборов и машин, отлитых методом низкого давления.

На Заволжском моторном заводе литниковая система кокильного литья в среднем составляет около 60—70% веса отливок.

В отделении литья под низким давлением литейного цеха фирмы Шевроле литники для основной массы автомобильных деталей, отливаемых в этом цехе

средства, затрачиваемые на транспортировку и переплавку литников, а также снижается угар металла.

При литье под низким давлением получают отливки высокой плотности, свободные от пористости и усадочных раковин.

Автоматическая заливка форм и автоматическое раскрытие их с помощью гидравлических или пневматических механизмов позволяют одному оператору управлять несколькими заливочными агрегатами. Так, например, на заводе Шевроле один оператор обслуживает три заливочных агрегата.

Капитальные затраты на оборудование при литье под низким давлением

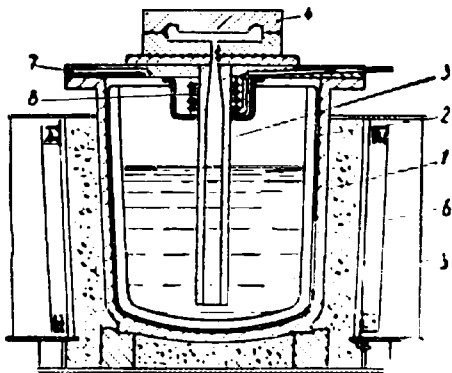


Рис. 2. Заливочный агрегат:

1 — чугунный тигель; 2 — графитовый тигель; 3 — заливочная трубка; 4 — металлическая форма; 5 — жидкий металл; 6 — обмотка индукционного нагрева; 7 — ввод сжатого воздуха; 8 — нагреватель.

значительно ниже, чем при литье под давлением и почти равны затратам на оборудование для литья в кокиль.

В 1957 г. английская фирма Алюмэйз в сотрудничестве с фирмой Вайлд-Барфилд сконструировала и построила заливочный агрегат, предназначенный для литья под низким давлением (рис. 2).

Агрегат состоит из низкочастотной индукционной печи, заливочного приспособления и металлической съемной формы типа кокиля.

Индукционная печь имеет тигель с двойными стенками: наружной из чугуна (толщина стенки 25 мм) и внутренней из графита. Емкость тигля около 140 кг жидкого алюминия. Температура металла 750°.

Тигель установлен на опорном кольце с плитой из жароупорных материалов. Вокруг тигля расположен цилиндр из нержавеющей стали с двойными стенками. Образующееся между стенками цилиндра пространство используется для воздушного охлаждения. У цилиндра размещена обмотка индукционного нагрева, витки которой изолированы от цилиндра смесью, состоящей из стекла и слюды, пропитанных силиконовым лаком. Печь снаружи защищена железным кожухом. Теплоизолирующей прослойкой между тиглем и нержавеющей сталью служит порошок окиси магния.

Чугунный тигель имеет фланец, на котором крепится крышка с асбестовой прокладкой. В теле крышки имеется канал для впуска в тигель сжатого воздуха. Воздух поступает под давлением 0,4 кг/см². Через центральное отверстие крышки проходит чугунная заливочная трубка, покрытая огнеупорным составом; трубка погружена в металл на глубину 25 мм от днища тигля. Верхняя часть трубки, примыкающая непосредственно к крышке тигля, имеет электронагрев. Металлическая форма крепится к крышке тигля. Форма имеет канал, соединяю-

щий полость ее с каналом заливочной трубки.

Печь снабжена манометром для измерения давления сжатого воздуха, терморегулятором с самозаписывающим прибором, сигнальной лампой (на случай проедания тигля жидким алюминием) и трансформатором.

Конструкция тигля такова, что в него возможно периодически заливать жидкий металл из плавильной печи.

Общий вид заливочного отделения литейного цеха фирмы Алюмэйз, оборудованного такого рода заливочными агрегатами, показан на рис. 3.

Заливочные агрегаты фирмы Шевроле, имеют те же конструктивные решения, но емкость их индукционных печей значительно выше и достигает 900 кг, а давление воздуха увеличено до 0,7 кг/см².

В литейном цехе фирмы Шевроле методом низкого давления отливаются половинки (правая и левая) картера шестицилиндрового двигателя автомобиля.

Для отливки этих деталей установлено 16 заливочных агрегатов, у которых емкость индукционных печей составляет 340 кг. При такой емкости электропечей

зонтальном перемещении частей кокиля.

Для снятия внутренних напряжений отливки подвергаются старению в электропечах при температуре 205° в течение 4 час.

Отливки проходят тщательный контроль. Помимо визуального осмотра, практикуется радиографический контроль пористости, усадки и трещин с помощью рентгеновской установки или флуорископов.

Продолжительность цикла затвердения отливки (время приложения давления сжатого воздуха) составляет 3 мин. Открытие формы, удаление отливки, смазка внутренней поверхности формы не превышают (при электрогидравлическом приводном механизме) 1,5 мин. Таким образом, часовая производительность заливочного агрегата 13 отливок. Учитывая, что один оператор обслуживает три заливочных агрегата, часовая производительность оператора—заливщика составляет 40 половинок картера или 290 кг залитого литья.

Вес отливки половинки картера составляет 7,3 кг, вес литника 0,23 кг, т. е. литниковая система составляет немногим более 3% веса отливки.

В литейном цехе фирмы Шевроле ме-



Рис. 3. Общий вид заливочного отделения литейного цеха фирмы Алюмэйз.

обеспечивается 3-часовая непрерывная заливка половинок картера. В электропечах создается избыточное давление, равное 0,7 кг/см². Температура печи 750°, температура заливки 720—730°.

Для заливки применяется следующий состав металла: 6,7—7,5% Si; 0,5% Fe; 0,2% Ti; 0,2—0,4% Mg; 0,1% Mn.

Первоначально подача металлических стержней в форму заливочного агрегата и удаление их из отливки, а также раскрытие форм осуществлялось при помощи зубчато-реечного механизма, приводимого в движение вручную. Впоследствии ручной приводной механизм был заменен электрогидравлическим устройством.

Форма заполняется снизу через питатель диаметром 25 мм. Готовая отливка выталкивается при помощи восьми толкателей диаметром 10—15 мм при горизонтальном перемещении частей кокиля.

тодом низкого давления отливаются и другие алюминиевые детали автомобиля.

Технологический процесс заливки, термообработки и контроля этих деталей принципиально не отличается от упомянутой выше технологии отливки картера. Разница в весе и конфигурации отливок вызывает изменения в продолжительности кристаллизации металла в кокиле, емкости индукционных печей заливочных агрегатов и замене металлических стержней оболочковыми.

Для детали коробки передач установлено одиннадцать заливочных агрегатов, у которых емкость индукционных печей составляет 450 кг. Управление кокилем осуществляется электрогидравлическим приводным механизмом. Картер коробки передач отливается с оболочковым стержнем, который склеивается из двух половинок. Полный цикл заливки 4 мин.

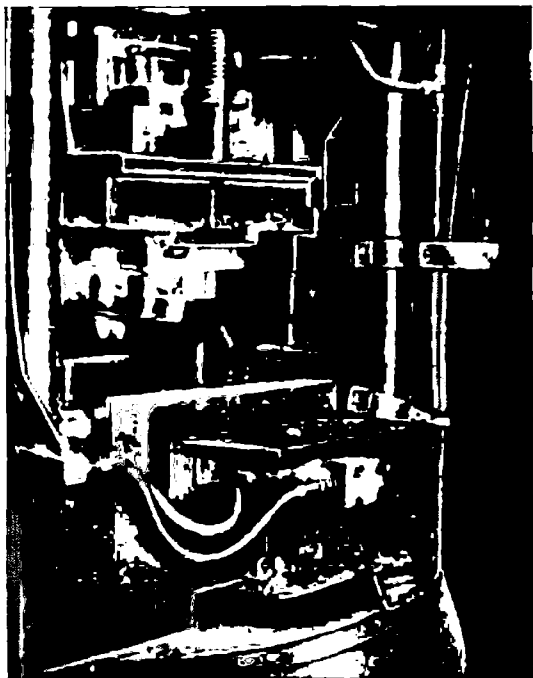


Рис. 4. Металлическая форма отливки головки цилиндров с воздушным охлаждением.

Оператор обслуживает три заливочных агрегата.

Головка цилиндров двигателя воздушного охлаждения отливается на 36 заливочных агрегатах (рис. 4), причем 12 из них предназначены для модели 1961 г.

Емкость индукционных электропечей заливочных агрегатов составляет около 910 кг. Продолжительность цикла отливки (с момента установки стержней) 7 мин. 45 сек. Вес отливки 7,5 кг, вес литника 100 г. Как и на прочих деталях, один оператор обслуживает три заливочных агрегата.

С целью получения стабильности теплового режима кокилей, а также максимального использования оборудования в литейном цехе фирмы Шевроле установлен трехсменный режим работы. При этом для профилактического осмотра и ремонта оборудования на каждые три заливочных агрегата установлен четвертый резервный агрегат.

Второй особенностью нового цветнолитейного цеха фирмы Шевроле является получение жидкого металла от алюминиевого завода фирмы Рейнольдс Металз, расположенного на расстоянии около 1,2 км.

Жидкий алюминиевый сплав в закрытых ковшах емкостью 4,1 т, устанавливаемых на прицеп (по два ковша), грузовым автомобилем доставляется в цех.

В цехе металл взвешивается, и от него отбираются пробы для анализа. Образцы посылают в лабораторию пневматическим транспортом. Результаты ана-

лизированных получают через 10 мин. В этот интервал времени в ковшах производится обработка металла хлором. Если анализы дали положительные результаты, металл выливают в одну из четырнадцати электрических плавильных печей емкостью 14 т, где он подогревается до температуры 760—810° и доводится до нужного химического состава добавлением Mn, Mg, Ti и В. Регулярно, через определенные интервалы времени, берутся пробы металла и квантометром определяется его состав.

Следует отметить, что в США стремятся разместить новые мощные литейные цехи алюминиевого литья вблизи алюминиевых заводов с целью использования жидкого металла в литейных цехах и, таким образом, получить экономию на топливе и угаре металла при плавке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машинери, № 2465, 1960, стр. 308—310.
2. Машинери, № 2498, 1960, стр. 744.
3. Модерн Кастингс, № 5, 1960, стр. 154—158.
4. Фаундри трэд джорнел, № 2285, стр. 363—367.
5. Фаундри трэд джорнел, № 2279, стр. 163—175.
6. Фаундри, № 8, 1960, стр. 57—59.
7. Фаундри, № 1, 1959, стр. 64—69.

К. Л. ЩЕРБАКОВ

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ПОВОРОТА БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ВОКРУГ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ И ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЕЙ

На линии обработки блока цилиндров при изменении положения блока ранее применялись поворотные приспособления с ручным приводом.

В настоящее время на Московском автозаводе имени Лихачева применяются

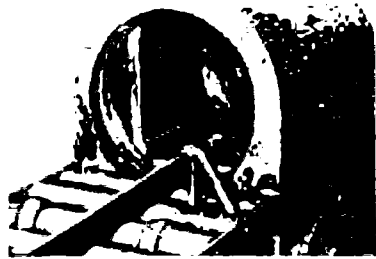


Рис. 1.

поворотные приспособления с пневматическим и электрическим приводами.

Приспособления могут управляться как непосредственно на рабочем месте, так и дистанционно.

На рис. 1 показано поворотное приспособление с пневматическим приводом. Приспособление представляет собой сварную станину с четырьмя опорными роликами, на которых поворачивается корпус вместе с блоком цилиндров. Блок перед этим закатывается по рольгангу в рамку. Поворот осуществляется за счет работы двухстороннего пневматического цилиндра, шток-рейка которого через шестерню, укрепленную на поворотном корпусе, поворачивает блок на 180°.

На рис. 2 показано поворотное приспособление с электрическим приводом.

Приспособление работает следующим образом: изделие закатывается по рольгангу в поворотную рамку, которая может поворачиваться на двух подшипниках, затем включается электродвигатель, который через редуктор и муфту поворачивает рамку с изделием на 180°.

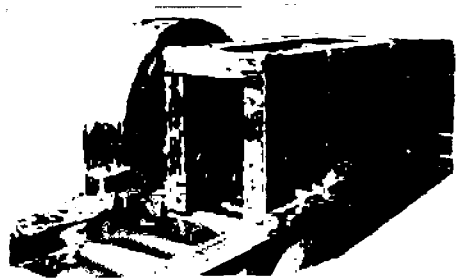


Рис. 2.

Во избежание сгорания двигателя последний выключается за несколько градусов до остановки через копир, укрепленный на поворотной рамке, который воздействует на электроконечник.

П. В. МЫНКИН

Московский автозавод имени Лихачева.

ГОСТ НА ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ТЯГАЧЕЙ И ПОЛУПРИЦЕПОВ

ПРИМЕНЕНИЕ автомобильных поездов является наиболее целесообразной формой эксплуатации автотранспортных средств, так как позволяет значительно повысить производительность перевозок и снизить их себестоимость. В силу этого в большинстве промышленно развитых зарубежных стран (США, ФРГ, Франция, Канада, Италия и др.) основной объем междугородной транспортной работы по перевозке грузов выполняется автомобильными поездами. Например, в США автопоезда выполняют 75% междугородной работы автомобильного транспорта, причем более 90% этой работы автомобильного транспорта выполняют седельные поезда.

Длина отдельных маршрутов, по которым осуществляется регулярное круглогодичное движение седельных автопоездов, составляет 2500—3500 км, а средняя длина ездки междугородного автопоезда около 600 км. Если учесть при этом, что использование автопоездов обеспечивает клиентуре ряд дополнительных удобств: перевозка «от двери до двери», значительно меньшее время на доставку грузов при тех же (а иногда меньших) затратах на перевозку, чем по железным дорогам, то станет ясным, почему грузооборот автотранспорта неуклонно растет.

После изучения опыта эксплуатации грузового автотранспорта США Министерством транспорта ФРГ также начало всячески стимулировать выпуск седельных автопоездов (в течение длительного времени основным типом автомобильного поезда в Германии, а затем в ФРГ был поезд, состоящий из грузового автомобиля и прицепа).

Значительное распространение получили седельные автопоезда в СССР, однако серьезным препятствием к их дальнейшему внедрению в народное хозяйство является отсутствие ГОСТа на присоединительные размеры тягачей и полуприцепов. Это приводит к тому, что отсутствует взаимосцепляемость между

отечественными тягачами и полуприцепами различных весовых категорий; отсутствует взаимосцепляемость между отечественным подвижным составом и зарубежным.

В силу изложенного выше значительно усложняется эксплуатация седельных поездов, так как в настоящее время полуприцепы выпускаются к конкретным моделям тягачей и, следовательно, могут эксплуатироваться только с этими тягачами.

Например, седельный тягач ЗИЛ-ММЗ-164Н не может сцепляться с полуприцепом МАЗ-5215Б, хотя мощность тягача позволяет эксплуатировать автопоезда по хорошим дорогам; тягач ГАЗ-51П не сцепляется с полуприцепом ОАЗ-822 и т. д.

Такое положение значительно снижает эффективность использования прицепного состава в народном хозяйстве, так как по существу полуприцеп «привязан» к определенному тягачу. Значительно усложняется работа автопоездов по системе тяговых плеч, по челночному методу, при организации перевозок на значительные расстояния и т. д.

Кроме того, искусственно созданы неблагоприятные условия для поставок нашей продукции в зарубежные страны и для расширения экономических связей со странами социалистического лагеря путем прямых международных перевозок грузов, осуществляемых в полуприцепах. В связи с этим перед народным хозяйством и автомобильной промышленностью со всей остротой встал вопрос о разработке ГОСТа на присоединительные размеры тягачей и полуприцепов.

В настоящее время по опорно-сцепным устройствам имеется ведомственная норма бывшего Министерства автомобильной промышленности Н 1416-51, по которой оговорены лишь высота расположения сцепного устройства под нагрузкой, размеры шкворня и основные конструктивные требования к опорно-

сцепным устройствам. По предложению НАМИ Государственный комитет Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению рекомендовал всем совнархозам и заводам с июля 1960 г. перейти на шкворень диаметром 50,8 мм вместо нормализованного ранее шкворня диаметром 50 мм.

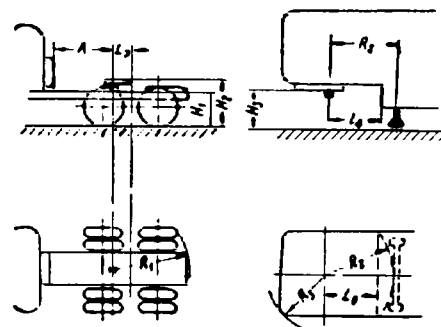


Рис. 1.

Однако переход на сцепной шкворень диаметром 50,8 мм еще совершенно не решает вопроса о перецепляемости тягачей различных моделей с полуприцепами.

Необходимо было выявить, какие размеры следует гостировать, и оговорить их численные величины таким образом, чтобы отечественный подвижной состав седельных поездов перецеплялся между собой и в то же время мог сцепляться с зарубежными тягачами и полуприцепами. На основе изучения зарубежного опыта было решено оговорить следующие размеры:

На седельном тягаче

а) минимальное расстояние от оси отверстия опорно-сцепного устройства под

Таблица 1

Страна	Тягач	П а р а м е т р ы									
		A_{min}	B_{max}	L_{1max}	$A+L_{1min}$	R_{1max}	$R_{2=L_{2min}}$	R_{2max}	H_1	H_2	H_3
США	Двухосный Трехосный	1524	2440	508	—	1715	1790	1422	—	1090—1290	—
		1524	2440	572	—	2030	2080	1435			
Франция	Двухосный Трехосный	1500	2500	500*	—	1400	1450	1400	825—875 1100* max 900—1100 1100* max	1200—1375	950—1000 1125* min 1025—1175 1125* min
		1500	2500	500*	—	1700	1750	1400			
Англия	Двухосный Трехосный	1524	2440	305	1676	1524	1600	1372	—	1140—1320	—
		1906	2440	380	2140	2060	2140	1672			
СССР	Двухосный** Трехосный** Трех- или *** четырехосный	1524	2500	500	—	1715	1790	1400	1100 max 1100 max 1200 max	1100—1400	1125 min 1125 min 1225 min
		1524	2500	550	—	2030	2080	1400			
		1524	2500	800	—	2500	2600	1400			

* Проект.
 ** Про вертикальной нагрузке на опорно-сцепное устройство до 14 000 кг.
 *** При вертикальной нагрузке свыше 14 000 до 80 000 кг.

шкворень до задней стенки кабины (при наличии запасного колеса — до него) — размер A (рис. 1);

б) максимальное расстояние от оси отверстия опорно-сцепного устройства под шкворень до оси задних колес (оси двухосной тележки) — размер L_5 ;

в) максимальное расстояние от оси отверстия опорно-сцепного устройства под шкворень до наиболее удаленной точки тягача сзади — размер R_1 ;

г) максимальное расстояние от крайней задней точки «салазок» наката негруженого тягача до уровня дороги — размер H_1 ;

д) высоту верхней плоскости опорно-сцепного устройства негруженого тягача от уровня дороги — размер H_2 ;

На полуприцепе

е) минимальное расстояние от шкворня до «ступеньки» полуприцепа (при наличии последней) — размер L_6 ;

ж) минимальное расстояние от шкворня до близлежащей части механизма опорного устройства полуприцепа — размер R_2 ;

з) минимальная высота опорного листа груженого полуприцепа от уровня дороги (при горизонтальном положении опорного листа) — размер H_3 ;

и) максимальное расстояние от шворня до наиболее удаленной точки на передней стенке полуприцепа — размер R_3 .

Эти размеры для ряда ведущих капиталистических стран и СССР сведены в табл. 1.

Тенденция к непрерывному повышению грузоподъемности автопоездов и, как следствие, к нагрузкам на элементы опорно-сцепных устройств вызвала увеличение размеров сцепного шкворня для автопоездов большой грузоподъемности. Следует отметить, что в некоторых странах (Франция, Англия и др.) размеры сцепных шкворней для автопоездов большой грузоподъемности увеличены по диаметру на 38,1 мм (1,5") и составляют 88,9 мм (3,5"). Это учтено при составлении проекта ГОСТа, и при нагрузке на опорно-сцепное устройство свыше 14 000 кг размеры шкворня соответствуют принятым в зарубежной практике.

Конфигурация сцепных шкворней показана на рис. 2, а их размеры, принятые в разных странах, приведены в табл. 2.

Предлагаемый стандарт на присоединительные размеры будет распространяться на все седельные автопоезда¹, предназначенные для эксплуатации на автомобильных дорогах общей сети СССР и оборудованные шкворневыми опорно-сцепными устройствами. Конструкция седельного автопоезда должна обеспечивать возможность поворота полуприцепа на угол 90° по отношению к тягачу.

¹ Габаритные и весовые параметры должны соответствовать ГОСТам 9314-59 и 3163 54.

Следует отметить некоторые особенности предлагаемого проекта ГОСТа.

1. Размеры сцепного шкворня для седельных поездов, у которых вертикальная нагрузка на опорно-сцепное устройство не превышает 14 000 кг, соответствующим предложению Международной организации стандартов (ISO).

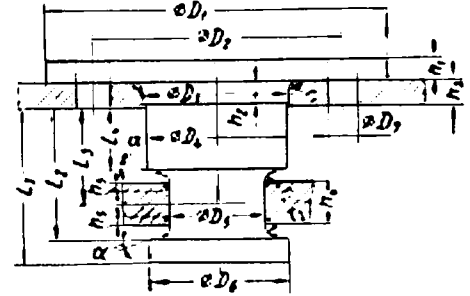


Рис. 2

2. Гостируются не только размеры шкворня, но и размеры фланца, которым шкворень крепится к полуприцепу.

3. Гостируются размеры сцепного шкворня и для полуприцепов особо большой грузоподъемности (с вертикальной нагрузкой на опорно-сцепное устройство свыше 14 000 кг).

4. Оговариваются все присоединительные размеры, обеспечивающие взаимно-

Т а б л и ц а 2

Показатели	США	ФРГ	Франция	Италия	Голландия	Англия	ГДР	Предложение Международной организации стандартов	СССР (проект). При вертикальной нагрузке на опорно-сцепное устройство	
									до 14 000 кг	свыше 14 000—40 000 кг
L	+0,0 84,1 ^{-1,6}	8,4 ^{-1,5}	84 max	84 max	84 ^{-1,5}	84,1 ^{-1,6}	84	-0,0 84,1 ^{-1,5} max	-0,0 84,1 ^{-1,5} max	-0,0 73 ^{-1,5} max
L_2	+1,6 69,8 ^{-0,0}	70 ^{+1,5}	72	72	70 ^{+1,5}	69,8 ^{-0,0}	70 ⁺²	+1,5 70 ^{+0,0}	+1,5 70 ^{+0,0}	+1,5 57 ^{+0,0}
L_3	—	52 ^{±0,5}	52	52	—	—	52	52	52	38
L_4	31,75—34,9	34 ⁻²	32	32	32 ⁺³	31,75—34,9	34 ⁻²	-0,0 35 ^{-3,0}	-0,0 35 ^{-3,0}	-0,0 19 ^{-2,0}
D_1	—	150	—	—	203	—	—	—	180	250
D_2	—	114	—	—	145 ^{±0,2}	—	—	—	130	185
D_3	—	74	—	—	76	—	—	—	74 ^{-0,1}	115 ^{±0,1}
D_4	73 ^{±0,13}	73 ^{±0,1}	73	73	71 ^{±0,2}	73 ^{±0,13}	73 ^{±0,1}	73 ^{±0,1}	73 ^{±0,1}	114 ^{±0,1}
D_5	50,8 ^{±0,13}	50,8 ^{±0,1}	50,8	50,8 ^{±0,2}	50,8 ^{±0,1}	50,8 ^{±0,13}	50,8 ^{±0,1}	50,8 ^{±0,1}	50,8 ^{±0,1}	58,9 ^{±0,1}
D_6	71,4 ^{±0,38}	71,5 ^{±0,4}	71,5	71,5	71 ^{±0,8}	71,4 ^{±0,38}	71,5 ^{±0,4}	71,5 ^{±0,4}	71,5 ^{±0,4}	111 ^{±0,4}
D_7	—	15	—	—	—	—	—	—	15	22
Количество сверлений во фланце	—	6	—	—	6	—	—	—	8	8
h_1	—	12 ⁻¹	—	—	—	—	—	—	+0,0 12 ^{-1,0}	+0,0 15 ^{-1,0}
h_2	—	10	—	—	—	—	—	—	10 ^{±0,1}	13 ^{±0,1}
h_3	—	11 ^{±1}	—	—	10 ^{±1}	—	11 ^{±1}	—	11 ^{±1,0}	14 ^{±1,0}
h_4	—	25 max	25 max	25 max	27 ^{±1}	—	25 max	25 max	25 max	25 max
h_5	—	1 под углом 45°	1 под углом 45°	1	—	—	1 под углом 45°	1 под углом 45°	1 под углом 45°	1 под углом 45°
r_1	—	—	—	—	—	—	—	—	+0,5 5 ^{+0,0}	+0,5 5 ^{+0,0}
r_2	3,2	3 ^{+0,5}	3 ^{+0,0}	3 ^{+0,0}	3	3,2	3 ^{+0,5}	+0,5 3 ^{+0,0}	+0,5 3 ^{+0,0}	+0,5 3 ^{+0,0}
α градус	—	6	6 ^{±0,5}	6 ^{±0,5}	6	—	6	6 ^{±0,5}	6 ^{±0,5}	6 ^{±0,5}

Примечание. Прочерк указывает на то, что данный размер в норми не оговорен.

цепляемость тягача с полуприцепом и наоборот.

Особо следует подчеркнуть необходимость рассмотрения и утверждения ГОСТа на присоединительные размеры не позднее 1 января 1962 г., так как в связи в соответствующим Постановлени-

ем Совета Министров СССР с 1962 г. намечен выпуск значительного числа моделей специализированных полуприцепов и новых седельных тягачей.

А. И. СКЕРДЖЕВ,
Л. Я. МАРЦЫНОВСКИЙ,
Ю. П. СОРОЧАН.

НАМИ

ОТ РЕДАКЦИИ

В НАМИ впервые разработан проект ГОСТа на присоединительные размеры тягачей и полуприцепов. Этот ГОСТ, имеющий очень большое значение для автомобильной промышленности, публикуется для ознакомления и обсуждения широкого круга читателей.

Критика и библиография

И. И. Дымшиц, «Коробки передач», Машгиз, 1960.

КНИГА представляет собой один из выпусков серии, посвященной проектированию отдельных механизмов и агрегатов автомобиля. В ней освещены вопросы проектирования коробок передач грузовых автомобилей.

От ранее вышедших в отечественной литературе работ по данному вопросу эта книга отличается тем, что содержит не только выводы расчетных формул и основные теоретические предпосылки, которыми следует руководствоваться при проектировании, но также и конкретные цифровые рекомендации. Автором собран и проработан обширный материал как по отечественным, так и по зарубежным конструкциям ступенчатых коробок передач автомобилей. Рекомендуемые цифровые величины в некоторой части почерпнуты в зарубежной литературе, в фирменных материалах и технических журналах. Значительная часть цифрового материала получена самим автором в результате проведенных им исследований, расчетов и сопоставлений. Использованы также материалы, накопленные в результате многолетней работы коллектива НАМИ.

С точки зрения конструктора-практика такая книга, которая содержит обобщение всего теоретического и цифрового материала, накопленного в настоящий момент по вопросу проектирования коробок передач автомобилей, представляет не только большой интерес, но, лучше сказать, значительную ценность.

В то же время наличие цифровых рекомендаций, которые в подавляющем большинстве подлежат постоянному изменению, заставляет подумать о необходимости периодического обновления этих материалов. Это может быть сделано, вероятно, путем систематического переиздания всей задуманной серии и рассматриваемого выпуска, в частности. При переиздании нужно учесть следующие замечания.

В процессе проектирования автомобилей, и в частности коробок передач, конструктору приходится сталкиваться с рядом вопросов, каждому из которых посвящены целые отрасли науки. Поверхностное ознакомление с этими науками на одной странице книги не достигает цели, а исчерпывающее изложение невозможно. Поэтому было бы наиболее целесообразно в таких случаях, давая соответствующую справку, отсылать читателя к специальным работам и непосредственно переходить к изложению практической стороны дела и рекомендаций.

В качестве примера можно указать на необходимость знания основных теоретических положений динамики автомобиля для выбора передаточных чисел коробки передач. В этом случае следует ограничиться ссылкой на работы в области тягового расчета и перейти к описанию практического преломления

этого вопроса в современной практике. Так же точно невозможен рациональный выбор всех параметров зацепления шестерен коробки передач без знания теории эвольвентного зацепления. Поэтому нецелесообразно глазу, посвященную этому вопросу, начинать с ознакомления читателя с эвольвентой и ее свойствами. А это дает возможность более подробно описать специфику данного вопроса в автостроении.

В разделе, посвященном расчету шестерен коробок передач на прочность, вместо описания существующих методов, следует привести один тщательно проработанный, предельно краткий метод, который бы обеспечивал с достаточным приближением получение сравнительных результатов. Все усложнения, вводимые для получения истинных значений напряжений, могут быть исключены, так как они не достигают цели из-за неопределенности отправных нагрузочных параметров в трансмиссии автомобиля. Такой расчет может быть нормализован по примеру расчета (выбора) подшипников качения. Пользуясь этим расчетом, легко накопить опыт и дать рекомендации для основных установившихся типов автомобилей.

Наличие такого, чисто прикладного, метода не исключает, а, наоборот, обуславливает необходимость иметь подробный метод расчета шестерен исследовательского характера. В рассматриваемой книге есть попытка такого разделения расчета шестерен на два этапа, но проведено это недостаточно четко.

Наименее удачной в книге является глава, посвященная анализу схем и конструкций коробок передач, так как поставленный в ней вопрос рассматривается в полном отрыве от технологии изготовления деталей и метода сборки агрегата. Наряду с типовыми современными конструкциями автор без каких-либо оговорок и разъяснений приводит устаревшие, а также специальные и случайные конструкции. Анализ схем и конструкций коробок передач может быть правильно понят только путем рассмотрения истории параллельного развития конструкций и изменения и расширения технологических возможностей, с одной стороны, и специфических требований массового производства, с другой.

Непрерывное развитие производственных возможностей обуславливает также постоянное изменение конструктивных и цифровых рекомендаций, о которых было сказано выше.

Несмотря на наличие приведенных недостатков, которые легко могут быть учтены в последующих изданиях путем разъяснений и дополнений, книга т. Дымшиц представляет большую практическую ценность.

П. С. ФОМИН

Московский автозавод имени Лихачева.



ПОБЫВАТЬ НА ЗАВОДЕ РЕНО ВО ФЛЕНЕ—ЭТО ВСЕ РАВНО, ЧТО СДЕЛАТЬ СКАЧОК В БУДУЩЕЕ—ТАК ГОВОРЯТ ВСЕ ИНОСТРАННЫЕ СПЕЦИАЛИСТЫ

Это предприятие, являющееся одним из самых современных в мире, выпускает один автомобиль «Дофин» за каждые 30 сек.

На всех заводах Рено работает 60 000 человек. На заводе во Флене работает 8000 рабочих. Для изготовления кузова автомобиля «Дофин» необходимо выполнить 500 операций по листовой штамповке и произвести сварку в 5 000 точек. Все операции сборки выполняются на поточных линиях общей длиной 12,5 км, расположенных в 5 корпусах длиной 500 м каждый.

Мощная современная техника, рациональная планировка цехов, квалифицированная рабочая сила — все это обеспечивает выпуск автомобиля, пользующегося большим спросом во всем мире.

Государственное предприятие Рено занимает по выпуску автомобилей первое место во Франции, третье в Европе и шестое в мире.



НАДЕЖНЫЕ СТАНКИ ДЛЯ



ФРЕЗЕРНЫЕ И РАСТОЧНЫЕ СТАНКИ

Тип RT

Чрезвычайно мощный устойчивый станок, с электронным управлением, со шпинделем, смонтированным в прямоугольном призматическом ползуне, для производства тяжелых фрезерных и расточных операций.

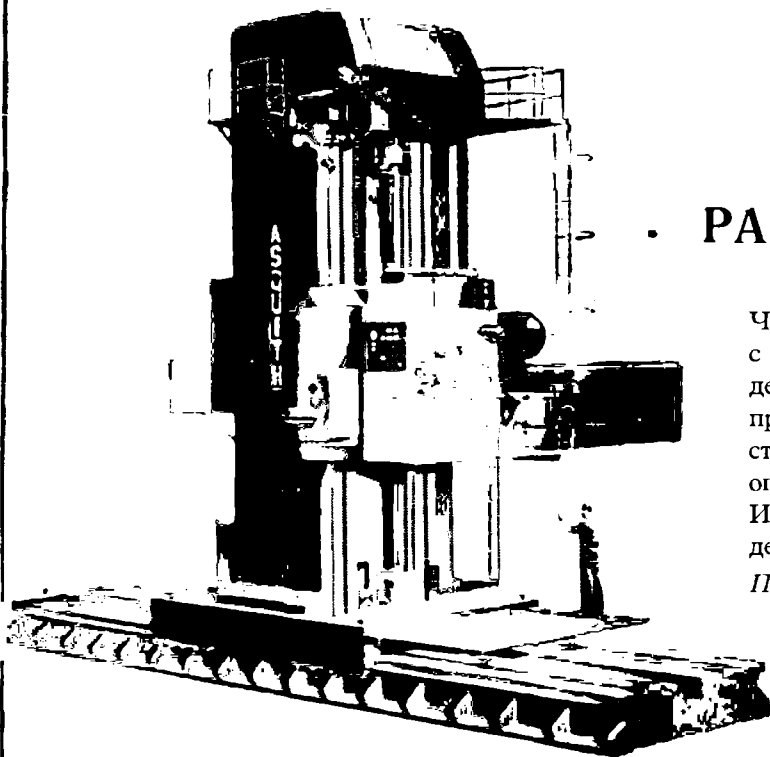
Изготавливаются трех размеров со шпинделем диаметром от 153 до 253 мм.

Подробные данные охотно высылаются по запросу.

WILLIAM ASQUITH LTD.

Завод: HALIFAX, YORKS, АНГЛИЯ
HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2.
Англия

Телефон: Trafalgar 7224-6 *Телеграммы:* Drillmach, London



MAXICUT

ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЕ СТАНКИ

Высокопроизводительные мощные станки для нарезания зубчатых колес с прямым и спиральным зубом, зубчатых колес с внутренним зацеплением и всевозможных звездчаток с фасонными профилями. Применение таких станков дает возможность обеспечить высшую степень точности продукции и минимальную затрату времени на переходы от производства одного изделия на другое.

Запросы направляйте по адресу:

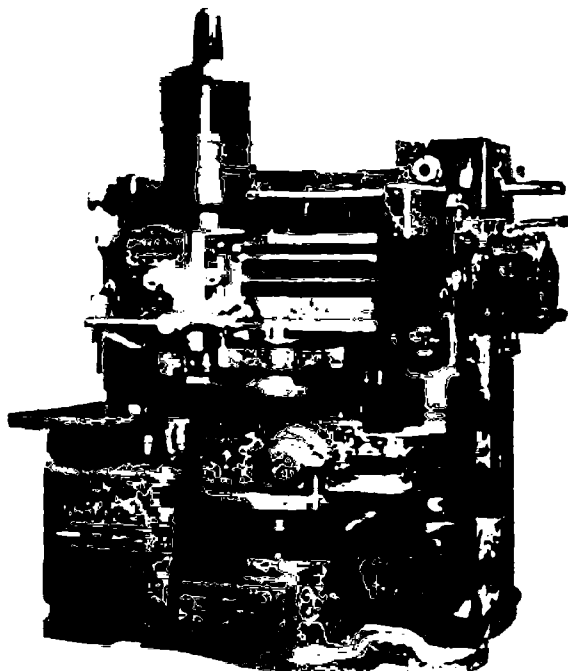
DRUMMOND BROTHERS LTD.

Завод: GUILDFORD, SURREY, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2. АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-6

Телеграммы: Drillmach, London



МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

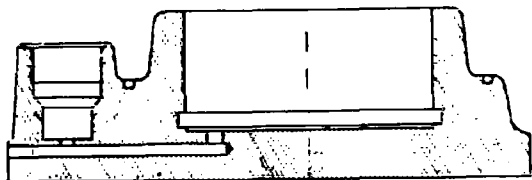
Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Цена 40 коп.

P O L Y M E C A N I Q U E

210, Av. du MARÉCHAL LECLERC
PANTIN - (SEINE) - FRANCE



КОНСТРУКЦИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАШИН И ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ

Предназначается для обработки
оснований гидравлических домкратов

Материал — ковкая сталь прочностью 40 кг.
Штучное время обработки от 1 м. 40 с. до 2 м.
40 с.

Шесть типов обрабатываемых деталей с макси-
мальным диаметром 120 мм для домкрата на
4 т.

Шесть типов обрабатываемых деталей с макси-
мальным диаметром 200 мм для домкрата
на 30 т.

Изменение межосевого расстояния путем подь-
ема консоли с помощью гидравлики.

Поворотный стол с автомагическим индексиро-
ванием при помощи мальтийского механизма
Пример уже сконструированной машины —
круговой трансферт на 10 постов и для 14 уз-
лов

Французская выставка в Москве
с 15 августа до 15 сентября 1961 г.

Стенд 8160. Отделение: Промышленное и ком-
мерческое

