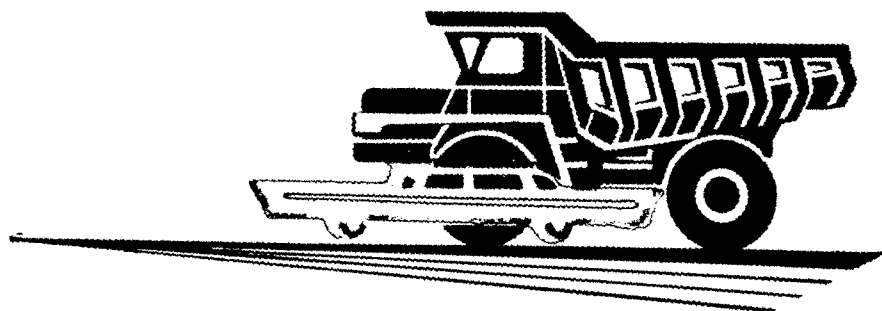


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9

1964



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. Г. Зарубин — Проблема долговечности и эксплуатация автомобилей . . .	1
А. В. Жлобич — О целесообразности и возможности эжекционного охлаждения двигателей . . .	3
И. В. Маркова, Е. С. Полухин — О детонационных свойствах двигателя воздушного охлаждения . . .	5
В. В. Николаев — Влияние впускной системы на показатели карбюраторного двигателя при разгоне . . .	7
В. И. Шаховцев — Работа системы зажигания при пуске карбюраторного двигателя . . .	9
К. Ф. Назаров — Исследование набивок контактных элементов автомобильных воздухоочистителей с масляной ванной . . .	14
Л. И. Добрых — Подвеска автомобилей-самосвалов Белорусского автозавода .	18
В. И. Петровский — Высокоооловянистые сталеалюминиевые подшипники скольжения . . .	22
Л. С. Писарик, В. И. Шафранский, А. В. Зотов — Вопросы расчета электропривода периодического действия на переменном токе, работающего совместно с гидромеханической трансмиссией . . .	24
С. С. Ермилов, А. П. Колпаков — Результаты исследований автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа . . .	28
Я. М. Вайсман — Применение заменителей кожи и поливинилхлоридных пластиков в автомобиле «Москвич» . . .	32

ТЕХНОЛОГИЯ

К. Л. Щербаков — Новые направления в развитии литейного производства автомобильной промышленности . . .	34
И. Т. Чебан — Малогабаритный стенд для холодной и горячей обкатки двигателей ГАЗ-53 и ГАЗ-66 . . .	37
С. М. Сергеев, Г. М. Розен — Механизация крупногабаритной листовой штамповки .	38
Л. А. Улисов — Телескопический подъемник . . .	42

ИНФОРМАЦИЯ

Ю. В. Наумов, В. П. Митрофанов — Франкфуртская автомобильная выставка 1963 г. . .	43
А. С. Штейнберг — Пусковые характеристики газотурбинных двигателей Боинг с комбинированной системой зажигания . . .	45
В. Н. Глушков — Газсэлектрическая установка для нагрева заготовок до ковочной температуры . . .	47

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор Е. А. Давыдкина.

Сдано в производство 7/VII 1964 г.

Подписано в печать 24/VIII 1964 г.

Т-12927. Гираж 11.795 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,75. Бум. л. 3. Формат 60×92/8. Зак. 3133.

Типография изд-ва «Московская правда». Потапковский пер. 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9

СЕНТЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1964

Год издания XXX

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНе СССР

КОНСТРУИРОВАНИЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ
ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113:004

Проблема долговечности и эксплуатация автомобилей

А. Г. ЗАРУБИН

Московский автозавод имени Лихачева

ПОВЫШЕНИЕ надежности и долговечности отечественных автомобилей является актуальной проблемой. Считается, что долговечность автомобильных узлов должна закладываться за рабочим столом конструктора, при разработке технологии, выборе материалов, назначении термообработки или вида покрытия.

Не умаляя влияния указанных факторов на надежность и долговечность узлов автомобиля, необходимо рассмотреть роль эксплуатации автомобилей в решении той же задачи.

На долговечность автомобиля и его узлов в полной мере влияют все эксплуатационные факторы. К их числу относятся:

- 1) техническая оснащенность парка, общая дисциплина в нем и организованность;
- 2) уровень технического обслуживания, своевременность, полнота и качество выполнения установленного объема технических обслуживаний и ремонтов;
- 3) качество эксплуатационных материалов, используемых в работе автомобиля, а также запасных частей, используемых при ремонтах;
- 4) климатические условия и состояние дорожных покрытий;
- 5) квалификация и личные качества водительского и обслуживающего персонала;
- 6) состояние груза, условия погрузки, приспособленность кузовов к перевозке данного вида грузов;
- 7) система оплаты водителей, грузчиков и другого обслуживающего персонала.

Для автомобилей, прошедших ремонт (а в составе автопарка страны таких автомобилей около $\frac{2}{3}$), особое значение имеет качество выполнения ремонтных операций, включая дефектовку при разборке, качество новых запасных частей, качество сборки и регулировки.

Каждый из указанных факторов оказывает свое влияние на долговечность автомобиля и его узлов. Следовательно, наряду с изысканиями путей и методов повышения надежности и долговечности, которые внедряются в сфере производства,

надо искать пути и методы для решения той же задачи в сфере эксплуатации и ремонта.

Влияние эксплуатации на долговечность автомобилей и их агрегатов особенно ощутимо в настоящее время, когда все отечественные автозаводы переходят на выпуск новых V-образных двигателей вместо линейных, на применение гипоидных мостов, коробок передач с синхронизаторами, гидравлических рулевых механизмов и других более совершенных агрегатов. Введение этих механизмов требует кардинального изменения большинства эксплуатационных материалов, особенно горюче-смазочных.

Для новых агрегатов нельзя применять низкооктановые бензины, а также автолы, нигролы и другие масла, которые до сих пор вырабатываются отечественной нефтепромышленностью.

Работники, связанные с эксплуатацией автомобилей, часто предъявляют претензии в адрес автозаводов, так как последние недостаточно изучают поведение автомобилей в эксплуатации. Однако технический учет в автохозяйствах поставлен неудовлетворительно и никаких достоверных данных, характеризующих долговечность и надежность автомобилей, по материалам автохозяйств, получить нельзя и изучать поведение автомобилей практически оказывается невозможным.

Данные ремонтных заводов страдают теми же недостатками, так как еще по пути на ремонтный завод обычно теряются сведения об условиях эксплуатации, о пройденном километре, о замененных деталях. Капитально отремонтированный автомобиль собирается из деталей, имеющих различную степень износа с добавлением большого количества новых запасных частей.

Чтобы повысить технический уровень эксплуатации и качество ремонта автомобилей, необходимо обеспечить изучение поведения автомобилей за весь его пробег, а для этого надо коренным образом перестроить систему работы и учета автотранспорта и ремонтных предприятий.

Почти в каждой союзной республике имеется свой научно-исследовательский институт автомобильного транспорта (НИИАТ, КАЗНИПИАТ, УКРДОТРАСНИИ, Белорусская НИЛАТ, ГОСНИТИ и др.). В ряде республик изучением работы автотранспорта, кроме основных исследовательских институтов, занимаются также отдельные лаборатории учебных институтов (Московский автомобильно-дорожный институт, Белорусский политехнический, Саратовский, Омский, Харьковский и другие автомобильно-дорожные институты).

Несмотря на это, до сих пор не сделано исчерпывающих, научно обоснованных исследований по надежности и долговечности хоть какой-нибудь массовой модели отечественных автомобилей.

Все это создает большие трудности по сбору статистических данных по эксплуатации необходимых для совершенствования конструкций, повышению надежности и долговечности, планирования выпуска и организации снабжения автомобильными запасными частями.

Известно, что нормы расхода запасных частей, служащие для определения плановой потребности в них, не подтверждены конкретными исследованиями. Это ведет к значительному смертлению средств и материалов на изготовлении неадекватных запасных частей и, наоборот, к созданию больших затруднений из-за отсутствия наиболее дефицитных деталей.

По данным А. Ф. Дергачева (Московский автомобильно-дорожный институт), расход металла на автотранспорте сейчас распределяется следующим образом (в %):

Изготовление автомобилей	43
Запасные части для текущего ремонта	36
Запасные части для капитального ремонта	21

Такие данные по автотранспорту в целом не позволяют оценить совершенства той или иной модели автомобилей, и расход металла по каждой из них представил бы исключительно полезный материал для решения вопросов, связанных с каждой конкретной моделью. Кроме того, данные по каждой марке в отдельности позволили бы правильно оценить работу автозаводов по снижению расхода металла с действительным расходом его на те же автомобили в эксплуатации.

Новый автомобиль, полученный с автозавода, работает в настоящее время до капитального ремонта не менее 110—140 тыс. км, а после капитального ремонта на авторемонтном заводе срок его службы не превышает 35—50 тыс. км. При этом стоимость капитального ремонта составляет более половины начальной стоимости нового автомобиля, а для того чтобы на автомобиле, вышедшем из ремонта, пройти 110—140 тыс. км, надо трижды оплачивать сумму стоимости ремонта.

Качество запасных частей выпускаемых специализированными заводами, недостаточно высокое.

Необходимо также внести изменение и в само понятие «капитальный ремонт» для таких двигателей, как ЗИЛ-130, в связи с наличием сменных гильз цилиндров и возможностью замены изношенных комплектов — гильза, поршень, кольца, палец и коленчатый вал, вкладыши — на новые, изготовленные или отремонтированные на заводе. Таким образом, резко меняются объем и характер ремонтных работ.

Работа по изучению долговечности деталей и агрегатов и на этой базе систематическое повышение ресурса в широких масштабах ведется, например, в авиации.

До сегодняшнего дня в нашей стране нет системы учета работы автомобилей, которая могла бы помочь в решении поставленных задач.

НИИАТ в 1961 г. разработал под руководством И. В. Барашкова новую систему учета и анализа производства технического обслуживания и ремонта автомобилей в автохозяйствах.

Но эта система не ставит задачи сбора материала, характеризующего долговечность; в этом отношении требуются некоторые уточнения. Система ориентирована на перевод автохозяйства на агрегатно-участковый метод, и для внедрения ее требуется серьезная подготовительная работа в автохозяйствах. Все это привело к тому, что система НИИАТ пока получила весьма ограниченное распространение.

Организация достоверного учета отдельно по автомобилям каждой выпускаемой модели является важнейшей задачей в деятельности научных организаций автомобильного транспорта.

Московский автозавод имени Лихачева приступил к производству новых автомобилей ЗИЛ-130 и в течение 1964 г. полностью перейдет на их выпуск. Однако завод не может

обойти вниманием те условия, в которые попадут автомобили, выйдя за пределы завода. В этой связи на заводе был принят ряд мер по укреплению связей с потребителями.

Совещание, проведенное по этому вопросу заводом с представителями министерства автомобильного транспорта республики, отработало следующие формы такой связи:

1. В составе министерств автомобильного транспорта республик или в составе их институтов и лабораторий должны быть созданы группы специалистов по эксплуатации автомобилей ЗИЛ. Соответственно, по-видимому, должны появиться и группы специалистов по автомобилям других головных заводов. В крупных республиках, таких, как РСФСР, целесообразно создать три-четыре группы, ограничив их деятельность определенными географическими рамками. В обязанности этих групп должны войти: организация технического обслуживания и правильной эксплуатации автомобилей соответствующей марки, техническое руководство работами по эксплуатации и ремонту этих автомобилей, по постановке и организации учета их работы, инструктаж, организация обучения и переподготовки кадров, постоянная связь с заводом и автохозяйствами.

2. В республиканских министерствах по назначению министров должны быть созданы опорные автохозяйства. В опорных автохозяйствах должна быть организована правильная эксплуатация автомобилей, своевременная профилактика и достоверный учет работы автомобилей, их простоев и ремонтов. Опорные хозяйства должны быть показательными по уровню культуры и техники эксплуатации автомобилей.

3. Наряду с опорными автохозяйствами должны появиться и опорные ремонтные заводы, организованные главным образом по агрегатному принципу, которые смогут обеспечить значительное повышение качества ремонта и возмут на себя ответственность за долговечность своей продукции.

4. Во всех опорных хозяйствах должен быть внедрен единый метод учета и анализа работы автомобилей с тем, чтобы можно было организовать получение сравнимых статистических материалов по срокам службы узлов и деталей. Следует полагать, что опорные хозяйства и опорные авторемонтные заводы привлекут внимание научно-исследовательских институтов автомобильного транспорта и лабораторий, ведущих исследования в этой области. Такое объединение усилий позволит быстрее и легче организовать высококвалифицированную эксплуатацию автомобилей, а также наладить достоверный учет и анализ надежности и долговечности, а вместе с тем и их экономичности.

Автомобильные организации, не входящие в систему республиканских министерств автомобильных и шоссейных дорог, по-видимому, также поддержат эти начинания и приложат усилия к тому, чтобы организовать аналогичную деятельность в своих автохозяйствах и ремонтных заводах.

Только создание единой системы учета, внедрение ее сначала в опорных, а затем и в других автохозяйствах, установление единого порядка отчетности даст возможность для подлинно научных обобщений статистических данных об эксплуатации автомобилей.

Вполне своевременной представляется постановка также вопроса о привлечении к решению изложенных задач Центрального статистического управления. Определение показателей качества и долговечности автомобилей методом математической статистики, охватывающей весь парк отечественных автомобилей, представит материал исключительной ценности не только для совершенствования их конструкций и повышения ресурса, но и для определения экономических и технических преимуществ каждой модели, эксплуатируемой в тех или иных климатических, дорожных и других условиях. Необходимость разработки единых форм и показателей для сбора их по линии Центрального статистического управления назрела давно и сейчас должна найти положительное решение и формы реализации.

Следует считать своевременным постановку вопроса о том, чтобы в Государственном комитете автотранспортного и сельскохозяйственного машиностроения при Госплане СССР создать управление или технический совет по эксплуатации автомобилей (а может быть, параллельно тракторов и сельскохозяйственных машин), в который вошли бы творческие работники заводов, институтов, автохозяйств и министерств автотранспорта для совместного решения наиболее важных взаимосвязанных вопросов повышения долговечности автомобилей, зависящих от условий эксплуатации.

О целесообразности и возможностях эжекционного охлаждения двигателей

Канд. техн. наук А. В. ЖЛОБИЧ

Белорусский технологический институт имени С. М. Кирова

К ТРАНСПОРТНЫМ силовым установкам во многих случаях предъявляются особо жесткие требования как в отношении компактности двигателя, так и рационального размещения вспомогательного оборудования, например узлов системы охлаждения. Но отказ от традиционных способов компоновки силового агрегата ведет к дополнительному усложнению вентиляторного привода, излишним затратам мощности и т. д.

В таких условиях более выгодным может оказаться эжекционное охлаждение двигателя [1], [2]. Развитию и внедрению этого способа охлаждения в последнее время уделяют значительное внимание. Так, автозавод Татра применил эжекционное охлаждение на гоночных автомобилях с двигателями воздушного охлаждения мощностью $N_e = 150$ л. с. при числе оборотов $n = 6000$ об/мин [3]. Освоением эжекционного охлаждения занимается фирма Порше [4].

Производство эжекционных устройств к двигателям воздушного охлаждения начато и фирмой Абарт в Турине [5].

Примером успешной реализации эжекционного принципа охлаждения служит трактор ДЭТ-250 Челябинского тракторного завода. В этом тракторе эжекторы расположены по обеим сторонам V-образного двигателя, а водяные и масляные радиаторы размещены под капотом, над двигателем. При такой компоновке газовый поток, выходя из эжекторов, создает заслон от пыли, которая движется в направлении кабины и капота при работе трактора в качестве бульдозера. Эжекционные устройства аналогичной конструкции применены и на мотовозах Калужского машиностроительного завода. В работах [6], [7] изложены результаты лабораторных исследований по эжекционному охлаждению двигателей малой мощности.

Не имея движущихся частей, эжекторы отличаются простой своей конструкции и надежностью в работе. Это обстоятельство, а также более широкие возможности компоновки силового агрегата с эжекторами составляют основное преимущество подобных устройств. Двигатели с эжекционным охлаждением обладают и другими достоинствами, в частности, у них отсутствуют затраты мощности на привод вентилятора. Выигрыш становится особенно ощутимым у быстроходных двигателей, у которых потери на привод составляют 7—9% от номинальной мощности.

Однако общий выигрыш мощности двигателя может оказаться незначительным в связи с ростом противодавления на выпуске. Это происходит в том случае, когда путем сужения выпускных патрубков увеличивают кинетическую энергию газового потока, направляемого в эжекторы. Указанная мера бывает вынужденной, но она позволяет обеспечить заданную характеристику эжекционного устройства, если последняя слишком неблагоприятна по напору или производительности.

Напорные качества эжекторов находятся в соответствии с величиной аэродинамических сопротивлений воздушного тракта, включая радиатор. Хотя у различных силовых установок эти сопротивления не одинаковы (40—300 мм вод. ст.), высокие значения их встречаются реже и в ряде случаев могут быть снижены конструктивным путем. Решая вопрос о повышении напорной способности эжекторов, необходимо считаться с производительностью последних, тем более, что для некоторых двигателей требуются весьма большие массы охлаждающего воздуха.

Производительность эжектора выражается через коэффициент эжекции q , который представляет собой отношение весового расхода G_2 охлаждающего воздуха к весовому расходу G_1 выпускных газов. Коэффициент эжекции зависит от типа двигателя, степени его форсирования и способа смесеобразования, конструктивных особенностей системы охлаждения и т. д. Установим аналитическую связь коэффициента эжекции с основными показателями работы двигателя, имея в виду, что

$$G_1 = \frac{g_e N_e}{3600} (1 + \alpha L_0) \text{ кг/сек;} \quad (1)$$

$$G_2 = \frac{632 a N_e}{3600 c_p \Delta t} \text{ кг/сек,} \quad (2)$$

где g_e — удельный эффективный расход топлива;
 N_e — эффективная мощность двигателя;
 α — коэффициент избытка воздуха;
 L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива;
 c_p — теплоемкость воздуха;
 Δt — разность температур, которая показывает степень подогрева воздуха в системе охлаждения;
 a — коэффициент отвода тепла, учитывающий тепловые потери двигателя в систему охлаждения.

Следовательно, коэффициент эжекции

$$q = \frac{632 a}{c_p \Delta t g_e (1 + \alpha L_0)} = \frac{23,4 a p_e}{c_p \Delta t \eta_v \gamma_v} \left(\frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \right), \quad (3)$$

где p_e — среднее эффективное давление;
 η_v — коэффициент наполнения двигателя;
 γ_v — плотность воздуха перед впускным трубопроводом.
 Формула (3) упрощается, если принять $c_p = 0,24$ ккал/кг·град, $\gamma_v = 1,2$ кг/м³ и учесть, что множитель в скобках близок к единице:

$$q = \frac{81 a p_e}{\Delta t \eta_v}. \quad (4)$$

В формуле (4) p_e выражается в кг/см².

Используя выражение (4), нетрудно подсчитать коэффициенты эжекции для двигателей различного типа. При этом важно, насколько правильно бывают выбраны значения коэффициента отвода тепла. Например, по данным Л. Коваржика [8], значения коэффициентов приведены в таблице.

Тип двигателя	a	q_{cp}
Водяное охлаждение		
Дизели	0,45—0,9	50,6
Карбюраторные	0,8—7,4	91,5
Воздушное охлаждение		
Дизели	0,4—0,8	6,73
Карбюраторные	0,7—1,25	12,35

Значения коэффициента a отвечают здесь режиму номинальной мощности двигателей, а коэффициента q_{cp} подсчитаны применительно к четырехтактным двигателям и приведены с целью сопоставления в среднем виде. Колебания коэффициента эжекции для двигателей одного и того же типа могут быть значительные. Так, принимая для дизеля с водяным охлаждением $a = 0,45$, $p_e = 6,0$ кг/см², $\Delta t = 15^\circ$, $\eta_v = 0,9$, по формуле (4) получим нижний предел $q = 16,2$.

Как видно, дизели воздушного охлаждения имеют самый низкий коэффициент эжекции вследствие относительно небольших тепловых потерь и высокого нагрева охлаждающего воздуха, тем более, по сравнению с остальными двигателями у них легче создать надежное охлаждение, поскольку в области малых значений q эжекторы обладают высокими напорными свойствами и поэтому работают с наибольшей эффективностью. Из теории струйных аппаратов [1], [8] известно, что у эжекторов, имеющих оптимальные геометрические размеры, для случая, когда $q = 1$, к.п.д. достигает максимального значения.

В связи с этим, видимо, более подходящими для эжекционного охлаждения будут развитые по глубине поверхности, которые нуждаются в меньшем количестве охлаждающего воздуха, но требуют повышенного напора.

У дизелей с непосредственным впрыском топлива и замкнутой жидкостной системой охлаждения, работающей под избыточным давлением, коэффициент эжекции, как правило, ниже, чем величины q_{cp} , и находится в пределах $q = 15 \div 20$.

У двухтактных двигателей значения коэффициента эжекции приблизительно такие же, как и у соответствующего типа

четырёхтактных двигателей. Однако в отличие от последних рабочий процесс двухтактных двигателей в большей мере чувствителен к отрицательному влиянию возрастающего противодавления на выпуск.

Создание эжекционной системы с высокой производительностью и при минимальном изменении условий на выпуске двигателя не может вестись успешно без выявления наиболее рациональной схемы объединения выпускных патрубков. Решение вопроса о группировке патрубков позволяет правильно назначить и количество эжекторов на двигателе. Этот момент имеет существенное значение, поскольку, объединяя различным образом выпуск из цилиндров, можно получать газовые потоки с неодинаковой эжекционной способностью.

Так, если газы от одного или двух цилиндров поступают в отдельные эжекторы, то движение газов имеет прерывисто-пульсирующий характер, а эжекторы в таких условиях работают с повышенной производительностью. Установлено [2], что коэффициент эжекции при наличии прерывисто-пульсирующего движения тем больше, чем выше частота пульсации, значительнее разрывы газовой среды и меньше амплитуды пульсаций.

Кроме того, влияние разрывности потока сказывается и на величине продольных размеров эжекторов. Согласно нашим опытам на холодной модели (диаметр камеры смешения 52 мм, диаметр газового сопла 18 мм), оптимальная длина камеры смешения возрастает, если растёт разрывность эжектирующей среды.

Основываясь на этих же опытах, путем сопоставления коэффициентов эжекции $\frac{q_n}{q_{cm}}$ при пульсирующем и стационарном движении газов можно сделать следующее предварительное заключение относительно компоновки эжекционного устройства для четырёхтактных двигателей [9]:

1. Использование блока эжекторов с подводом газов в каждый эжектор от отдельного цилиндра является выгодным, если двигатель имеет достаточно высокое число оборотов (более 1000 об/мин). Эффективность таких индивидуально работающих эжекторов особенно сильно возрастает ($\frac{q_n}{q_{cm}} = 1,5 \div 1,7$), когда развиты их продольные размеры, а сопла имеют незначительное сужение.

2. Объединение в каждом эжекторе выпуска из двух цилиндров двигателя приводит к снижению производительности охлаждающего устройства, причем в большей степени, если импульсы газа из обоих цилиндров накладываются один на другой.

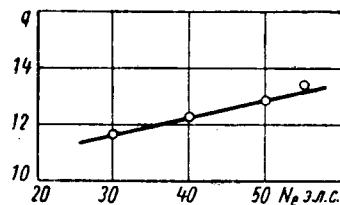
При такой компоновке уменьшаются габариты эжекционной системы. Кроме того, область наиболее эффективной работы эжекторов ($\frac{q_n}{q_{cm}} = 1,2 \div 1,35$) лежит в диапазоне сравнительно невысоких чисел оборотов (600—1000 об/мин).

3. Охлаждающее устройство с объединением в каждом отдельном эжекторе выпуска из трех работающих со смещением по фазе цилиндров имеет еще более сокращенные продольные и поперечные размеры. Здесь газовый поток уже не имеет разрывов, поэтому при всех прочих равных условиях эжекторы развивают производительность, меньшую ($q_n \approx q_{cm}$), по сравнению с предыдущими вариантами. Коэффициент эжекции в данном случае практически не зависит ни от частоты пульсации, ни от расхода газа.

Для окончательного суждения о пригодности различных схем объединения выпуска цилиндров необходимы дальнейшие исследования работы эжекционных устройств непосредственно на двигателях, тем более при этом будет учтено и влияние эжекционного эффекта на продувку цилиндров.

Следующим положительным качеством эжекционной системы является саморегулирование интенсивности охлаждения в условиях переменного нагрузочного режима двигателя. На рисунке приведена полученная Б. Е. Железко зависимость коэффициента эжекции от мощности двигателя трактора «Беларусь» МТЗ-50 при постоянном числе оборотов ($n = 1600$ об/мин). Видно, что по мере увеличения нагрузки и, следовательно, изме-

нения теплового состояния двигателя соответственно возрастает производительность эжекторов. Вместе с тем интенсивность охлаждения можно легко регулировать дросселированием эжектируемого воздуха заслонками.



По имеющимся сведениям при эжекционном охлаждении улучшаются условия теплообмена в связи с наличием достаточно равномерного поля скоростей в потоке воздуха перед радиатором.

Эжекционному методу охлаждения присущи и свои недостатки, главные из которых — повышенная шумность работы эжекторов и их низкий к.п.д. Уровень шума особенно возрастает, если при установке эжекторов на двигатель удаляют глушители или когда поток газов в эжекторах имеет прерывисто-пульсирующее движение. Поэтому с точки зрения звукоизоляции желательно, чтобы двигатель был размещен в отдельном отсеке для двигателя, где легче предусмотреть специальные меры глушения шума.

Вопрос о шумности выпуска при наличии эжекторов на двигателе требует в целом отдельного исследования, тем более, что в авиации имеются примеры по использованию эжекторов в качестве глушителей шума реактивной струи. Обнадеживающие результаты в этом отношении получены также и при испытании эжекционной системы охлаждения поршневого самолета Convaig 240 [10]. Переход к новой системе охлаждения дал возможность произвести некоторые улучшения в конструкции, благодаря чему общий вес силовой установки уменьшился на 79 кг по сравнению с вентиляторным вариантом. Возможно дальнейшее снижение веса в случае изготовления эжекторов не из стали, а из алюминиевых сплавов.

Низкий к.п.д. эжекторов не позволяет рассматривать эти аппараты в качестве эффективного средства утилизации энергии отработанных газов. И если основной целью является повышение мощности двигателя, то использование газотурбинного наддува, безусловно, наиболее выгодно. Но эжекционное охлаждение можно успешно осуществить в сочетании с механическим наддувом двигателя.

Совершенствование эжекционных устройств связано с необходимостью изучения ряда сложных газодинамических и тепловых процессов. Надо полагать, что в дальнейшем этот способ охлаждения найдет более широкое применение, и в первую очередь там, где простота и безаварийность системы охлаждения двигателей имеют первостепенное значение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Филимонов А. И. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1957, № 9.
2. Жлобич А. В. — «Электрическая и тепловая тяга», 1960, № 10.
3. «Kraftfahrzeugtechnik», 1955, № 12.
4. E. Forstner, «ATZ», 1959, № 9.
5. «Auto, Motor und Sport», 1959, № 1.
6. Чертков Н. П. и др. Научные записки Воронежского лесотехнического института. Т. XXV, 1962.
7. C. A. Vasilescu, «Revue Electrotechnique Energetique» serie B, VIII, 1, 1963 (RPR).
8. L. Kovarik, «Strojirenstvi», 1961, № 3.
9. Жлобич А. В. Сб. научных трудов Томского электромеханического института инженеров железнодорожного транспорта. Т. XXIV, 1962.
10. W. Clegern, «Automotive and Aviation Industries», 96, № 8, 1947.

О детонационных свойствах двигателя воздушного охлаждения

Канд. техн. наук И. В. МАРКОВА, Е. С. ПОЛУХИН

НАМИ

ПРИМЕНЕНИЕ воздушного охлаждения не вносит нового в принципы конструирования камер сгорания, однако особенность двигателей воздушного охлаждения, заключающаяся в существенно более неравномерном распределении температуры в стенках камеры при общем более высоком ее уровне, требует некоторого внимания.

Известно, что повышение температуры стенок камеры сопровождается увеличением склонности двигателя к детонации, что может быть объяснено уменьшением теплоотвода от части заряда, сгорающего в последнюю очередь, а также повышением вероятности локальных перегревов и возникновения самовоспламенения с последующей детонацией. В этом же направлении действует увеличение неравномерности температурных полей в стенках камеры сгорания. Вместе с этим при общем более высоком уровне температуры стенок двигателей воздушного охлаждения следует считаться с относительным снижением наполнения и возможным уменьшением склонности к нагарообразованию, т. е. с факторами, способствующими улучшению антидетонационных свойств двигателя.

Немногочисленные работы по определению влияния температурного состояния двигателя на склонность к детонации проводились преимущественно на двигателях с водяным охлаждением, что предопределяло обследование относительно узкого температурного диапазона.

Основной задачей настоящей работы являлось установление влияния температурного уровня на склонность к детонации двигателя воздушного охлаждения с различными вариантами камеры сгорания. Опыты проводились на двигателе МемЗ-966 автомобиля «Запорожец» при степени сжатия 7,0, мощностной регулировке карбюратора и числе оборотов, соответствующем режиму максимального крутящего момента (2600 об/мин).

В процессе опытов обследовались три варианта камеры сгорания, геометрические параметры которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические параметры камеры сгорания	Варианты камеры сгорания		
	1	2	3
Площадь вытеснителей в % от площади поршня:			
у свечи	12,0	—	—
против свечи	24,0	24,0	—
Высота зазора между вытеснителями и днищем поршня в мм	0,9	0,9	—
Объем зашеченной части камеры между вытеснителями и днищем поршня в % от полного объема камеры сгорания	3,57	2,38	—
Отношение расстояния от свечи до наиболее удаленной стенки камеры сгорания к диаметру цилиндра	0,625	0,625	0,835
Отношение площади поверхности камеры к ее объему (с учетом площади днища поршня) в см ⁻¹	2,77	2,68	2,62
Отношение площади поверхности в зашеченной части камеры к ее объему в см ⁻¹	23,5	23,3	—
Средняя высота камеры сгорания в мм	13,7	12,6	10,9

На двигателе с вариантом камеры сгорания 2, кроме того, были проведены опыты по установлению влияния на склонность его к детонации изменения степени сжатия (при постоянной величине зазора между плоскостью вытеснителя и днищем поршня, равной 0,9 мм).

Экспериментальная установка позволяла изменять температуру стенок головок и цилиндров в широких пределах с помощью вентилятора с независимым от двигателя приводом. Температурный уровень двигателя оценивался значением сред-

ней температуры стенок головок, которая вычислялась по формуле

$$t_{\text{гол. ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n} \text{ } ^\circ\text{C},$$

где t_i — температура, измеренная в точке i стенки головок, в $^\circ\text{C}$;

n — число точек измерений.

В камерах сгорания всех цилиндров были выполнены отверстия для установки пьезокварцевых датчиков. Визуальным наблюдением индикаторных диаграмм было установлено, что детонация возникает в первом цилиндре раньше, чем в других. Это послужило основанием фиксировать начало детонации посредством наблюдения за возникновением характерных пик на индикаторных диаграммах первого цилиндра.

В качестве топлива использовались смеси технического изоктана и топлива М.

Первичные детонационные характеристики представляли зависимости угла опережения зажигания, определенного началом детонации, от средней и наибольшей из измеренных температур стенок головок, полученных при работе двигателя на смесях с различными октановыми числами (56,0; 66,4; 74,2; 81,2 и 90,0).

Таблица 2

Параметры рабочего процесса	Варианты камеры сгорания								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Средняя температура головок в $^\circ\text{C}$	150	150	150	200	200	200	250	250	250
Требуемое октановое число топлива	70,5	73,0	77,5	77,0	78,5	82,0	82,5	83,0	85,0
Снижение октанового числа топлива при установке вытеснителей	7,0	4,5	—	5,0	3,5	—	3,5	3,0	—
Продолжительность периода видимого сгорания в град поворота коленчатого вала	33	37	37	30	35	37	30	35	37
Коэффициент наполнения	0,88	0,87	0,87	0,84	0,84	0,83	0,81	0,82	0,82
Максимальное давление цикла в кг/см ²	42,5	43,0	37,5	42,0	43,0	37,5	38,0	38,0	35,0
Максимальная температура цикла в $^\circ\text{K}$	2450	2520	2250	2460	2520	2250	2370	2300	2250

На рис. 1 приведены первичные детонационные характеристики, снятые на двигателе с вариантом камеры сгорания 1, а на рис. 2 показаны зависимости требуемого октанового числа топлива от температурного уровня двигателя с тремя вариантами камеры сгорания. По оси абсцисс указаны значения средней температуры стенок головок, а также значения максимальной температуры из измеренных в стенках головки первого цилиндра. В табл. 2 приведены данные по влиянию температурного уровня двигателя на склонность его к детонации и некоторые параметры рабочего процесса.

Из рис. 2 и табл. 2 следует, что повышение температурного уровня двигателя (в обследуемых пределах) приводит к снижению коэффициента наполнения при сохранении давления и температуры цикла практически без изменения и вместе с тем сопровождается увеличением склонности двигателя к детонации. Так, изменение температуры стенок головок от 150 до 250 $^\circ\text{C}$ ведет к снижению коэффициента наполнения η_n на 6—8% и сопровождается повышением требуемого октанового числа топлива на 8—12 пунктов. При этом с увеличением температуры интенсивность повышения октанового числа топлива

несколько уменьшается. В рассматриваемых пределах изменения температуры продолжительность основной фазы сгорания практически не изменялась, а явления самовоспламенения в процессе опытов не обнаруживалось. Это позволило влияние температурного уровня стенок двигателя на склонность его к

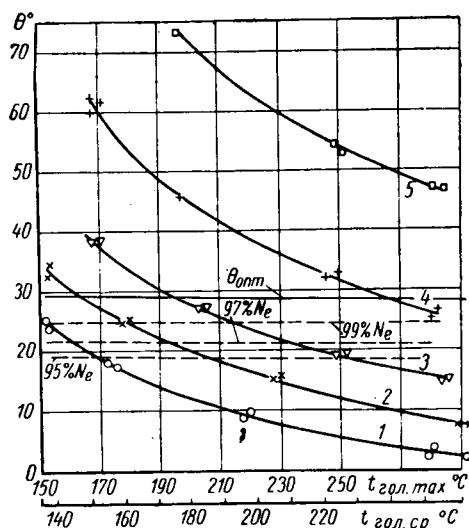


Рис. 1. График первичных детонационных характеристик.

детонации отнести главным образом за счет снижения теплоотвода в стенки от части заряда, сгорающего в последнюю очередь.

Повышение турбулизации заряда посредством установки в камере сгорания вытеснителей сопровождается снижением склонности двигателя к детонации и тем большим, чем ниже температурный уровень двигателя. При $t_{гол.ср} = 200^\circ\text{C}$ установка вытеснителя площадью 24% приводит к снижению октанового числа топлива с 82 до 78,5 (т. е. на 3,5 пункта октановой шкалы); увеличение площади вытеснителей до 36% ведет

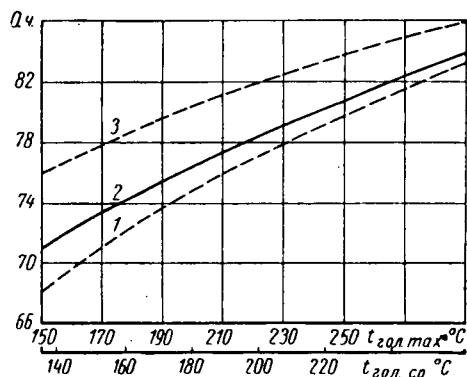


Рис. 2. Зависимость требуемого октанового числа топлива от температурного уровня двигателя (цифры на кривых соответствуют номерам вариантов камеры сгорания).

к дальнейшему снижению октанового числа на 1,5 пункта. Из табл. 1 видно, что установка вытеснителей прежде всего сопровождается улучшением компактности камеры. Это выражается в уменьшении расстояния от свечи до наиболее удаленной стенки и увеличении высоты камеры. Однако улучшение компактности не приводит к существенному ускорению сгорания ($\Phi_{внд}$ изменяется всего на 7° поворота коленчатого вала). Это обстоятельство связано с появлением при установке вытеснителей заземленного объема (между плоскостью вытеснителей и днищем поршня), наличие которого приводит к относительному затягиванию сгорания. Вместе с тем при значительном отношении площади поверхности к объему в зазоре повышается теплоотвод в стенки от части заряда, сгорающего в нем, и тем самым снижается интенсивность предпламенных реакций. В том же направлении действует улучшение перемешивания реагирующей смеси, что должно сопровождаться

снижением концентраций активных промежуточных соединений.

Таблица 3

Нагрузка в %	Необходимое октановое число		
	Камера сгорания 1	Камера сгорания 2	Камера сгорания 3
100	77,0	78,5	82,0
99	74,5	76,0	79,5
97	71,0	73,0	77,0
95	69,0	70,5	75,5

На рис. 3 и в табл. 3 приведены данные, показывающие влияние турбулизации заряда на изменение требуемого октанового числа при снижении мощности двигателя посредством установки более поздних углов опережения зажигания при $t_{гол.ср} = 200^\circ\text{C}$.

Снижение мощности двигателя на 1 и 3% сопровождается уменьшением требуемого октанового числа соответственно на

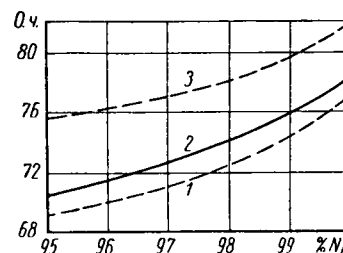


Рис. 3. Изменение требуемого октанового числа топлива при снижении мощности двигателя (обозначения те же, что на рис. 2).

2,5 и 5—6 пунктов. При снижении мощности на 5% в камере с вытеснителями октановое число уменьшается на 8 пунктов, а в камере без вытеснителей — на 6,5 пункта.

Детонационные испытания при различных степенях сжатия проводились на двигателе с вариантом камеры сгорания 2. На рис. 4 показана зависимость необходимого октанового числа топлива от степени сжатия при постоянной температуре стенок камеры, равной 200°C .

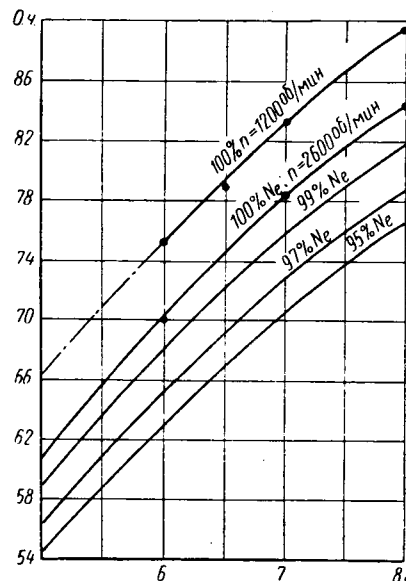


Рис. 4. Зависимости требуемого октанового числа топлива от степени сжатия.

Из рисунка видно, что повышение степени сжатия от 5 до 8 при 2600 об/мин сопровождается увеличением требуемого октанового числа с 61 до 84,5 пункта, а изменение степени сжатия от 6 до 8 и 1200 об/мин — с 75,5 до 89,5 пункта. Сопоста-

вление полученных результатов с результатами статистической обработки большого числа опытов на двигателях водяного охлаждения¹ показало, что требуемые октановые числа топлива для двигателя МеМЗ-966 на 4—7 пунктов выше, чем для двигателей водяного охлаждения с тем же диаметром цилиндра (первая цифра относится к относительно высоким значениям степени сжатия).

Выводы

1. Температурный уровень стенок камер сгорания двигателя (в пределах изменения от 135 до 260°C) оказывает существенное влияние на склонность его к детонации. При изменении средней температуры на 10° требуемое октановое число топлива

¹ Аронов Д. М. и Лебединский А. П. О развитии антидетонационных качеств автомобильных двигателей и бензинов Сб. «Поршневые двигатели внутреннего сгорания». Изд-во АН СССР, 1966.

для двигателя МеМЗ-966 повышается в среднем на один пункт октановой шкалы.

2. Турбулизация заряда посредством установки в камере сгорания вытеснителей сопровождается снижением склонности двигателя к детонации. Установка вытеснителя площадью 24% в камере сгорания приводит к понижению требуемого октанового числа топлива (при $t_{гол.ср} = 200^\circ\text{C}$) на 3,5 пункта, увеличение площади вытеснителя до 36% сопровождается дальнейшим снижением требований к октановому числу топлива на 1,5 пункта.

3. Средства уменьшения склонности двигателя к детонации, заключающиеся в снижении его температурного уровня, а также в уменьшении мощности посредством установки поздних углов опережения зажигания, являются более эффективными при наличии в камере сгорания вытеснителей.

4. Изменение степени сжатия с 6,5 (значения, установленные для серийного двигателя МеМЗ-966) до 8 сопровождается повышением требуемого октанового числа топлива на 10 пунктов.

УДК 621.431.73.001.5

Влияние впускной системы на показатели карбюраторного двигателя при разгоне

В. В. НИКОЛАЕВ

НАМИ

ПРИ проведении разгонных испытаний двигателя регистрируемыми параметрами являлись: число оборотов коленчатого вала, крутящий момент, расход топлива, расход воздуха, разрежение в диффузоре карбюратора, разрежение во впускной трубе, температура отработавших газов, угол опережения зажигания. Кроме того, при испытаниях записывались закон и скорость открытия дроссельной заслонки карбюратора и производились отметки времени разгона.

Разгон двигателя осуществлялся при резком (в течение 0,025—0,030 сек) открытии дроссельной заслонки от положения, соответствующего малому числу оборотов холодного хода, до полного открытия. Открытие заслонки производилось специальным автоматом. Нагрузка создавалась сменными маховыми массами и установленным на одном валу с ними воздушным тормозом. Такая система дает возможность с достаточной точностью воспроизводить реальные условия нагружения двигателя при разгоне автомобиля в различном весовом состоянии последнего и на различных передачах. Испытаниям был подвергнут двигатель М-21.

Ухудшение мощностных и экономических показателей двигателя при разгоне по сравнению с показателями установившегося режима за счет увеличения кинетической энергии вращающихся масс двигателя на первый взгляд представляется неизбежным. Однако по некоторым работам известно, что в отдельных случаях снижения показателей двигателя при разгонных режимах не происходит. Такие результаты были получены в 1961 г. в НАМИ при соответствующих испытаниях одного из двигателей зарубежного производства.

Этот результат подтверждает выводы, сделанные разными авторами, о том, что происходящее при разгоне изменение процессов наполнения, смесеобразования и сгорания может оказывать на показатели работы двигателя как отрицательное, так и положительное влияние. Так, например, более низкие температуры впускной трубы и двигателя в целом при разгоне способствуют повышению наполнения и мощности двигателя. Возможно также, что распределение по цилиндрам горючей смеси, особенно топливной пленки, в условиях разгона может оказаться более благоприятным, чем при установившемся режиме. Вполне вероятно влияние формы камеры сгорания, фаз газораспределения и других конструктивных особенностей двигателя на относительное изменение его показателей при разгоне.

В целях выявления влияния некоторых конструктивных параметров впускной системы на протекание характеристик разгона двигателя М-21 были изготовлены и испытаны, кроме стандартной, еще два варианта впускных труб, снабженных двойными стенками, образующими водяную рубашку подогрева горючей смеси. Одна из экспериментальных впускных

труб имеет горизонтально расположенные удлиненные рукава (№ 2), а другая — вертикально расположенные рукава (№ 1).

Через водяную рубашку трубопроводов при одних испытаниях циркулировала горячая вода, поступающая из топки двигателя, при других — холодная вода из водопровода. Это позволило оценить влияние интенсивности подогрева горючей смеси на разгонные показатели двигателя.

Изменение конфигурации и размеров впускных трубопроводов, как правило, влечет за собой необходимость изменения регулировки карбюратора. Иная регулировка карбюратора требуется и при изменении интенсивности подогрева. В настоящих исследованиях перед каждым опытом устанавливалась регулировочная игла главного жиклера карбюратора К-22И, обеспечивающая получение максимальной величины крутящего момента при 2000 об/мин. С этой регулировкой карбюратора и снимались все характеристики двигателя.

Момент зажигания устанавливался также из расчета получения максимального крутящего момента при тех же числах оборотов и во всем диапазоне характеристик регулировался автоматами. В целях возможности непосредственного сравнения разгонных и установившихся показателей двигателя как скоростные характеристики, так и характеристики разгона снимались в один и тот же день, непосредственно одна за другой.

Мгновенные значения измеряемых параметров двигателя записывались двумя восьмишлейфными осциллографами Н-102, которые включались и выключались строго синхронно. Совмещение обеих осциллограмм достигалось при помощи дублированных отметок движения дроссельной заслонки.

Исходным режимом перед разгоном во всех опытах служил установившийся холостой ход при 1000 об/мин.

Результаты испытаний приведены на рис. 1—5.

При разгонном режиме величина и характер протекания основных параметров, характеризующих работу двигателя, изменяются по сравнению с их величиной при установившихся режимах. При разных впускных трубах и различной интенсивности их подогрева величина и характер этих изменений не одинаковы. Так, например, при стандартном впускном трубопроводе наблюдается довольно заметное падение величины крутящего момента двигателя при разгоне (рис. 1), а при трубопроводе № 1 величина крутящего момента по разгонной характеристике почти не уменьшается (за исключением провала в начальный период) по сравнению с моментами, которые развивает двигатель на установившихся режимах (рис. 2). При этом еще следует иметь в виду, что приводимые величины крутящего момента (и мощности) двигателя при разгоне соответствуют их значениям, измеренным непосредственно на валу. Между тем, при разгоне часть крутящего момента затрачивается на увеличение кинетической энергии вращающихся масс.

Если эту величину прибавить к значениям момента по характеристике разгона, то превышение крутящего момента двигателя при разгоне над его значением при установившемся режиме будет еще большим.

Разгонные характеристики двигателя обнаруживают «провалы» крутящего момента в начале разгона (рис. 1—3), причем отставание в развитии крутящего момента при разгоне по

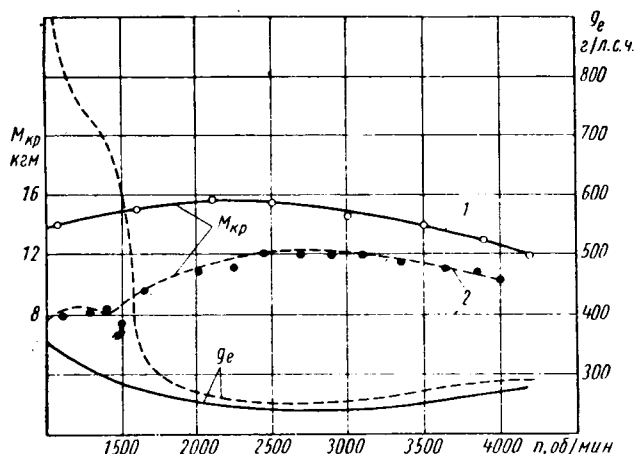


Рис. 1. Скоростная и разгонная характеристики двигателя со стандартным впускным трубопроводом:

1 — на установившемся режиме; 2 — на разгонном режиме.

сравнению с установившимся режимом проявляется более резко при охлаждении горючей смеси. Экономичность двигателя в области малых чисел оборотов разгона ухудшается как по причине упомянутых «провалов» мощности, так и вследствие неудовлетворительной реализации топлива, впрыскиваемого ускорительным насосом. В последующей стадии разгона (при повышении числа оборотов вала двигателя) удельные расходы топлива примерно равны удельным расходам при установившихся режимах.

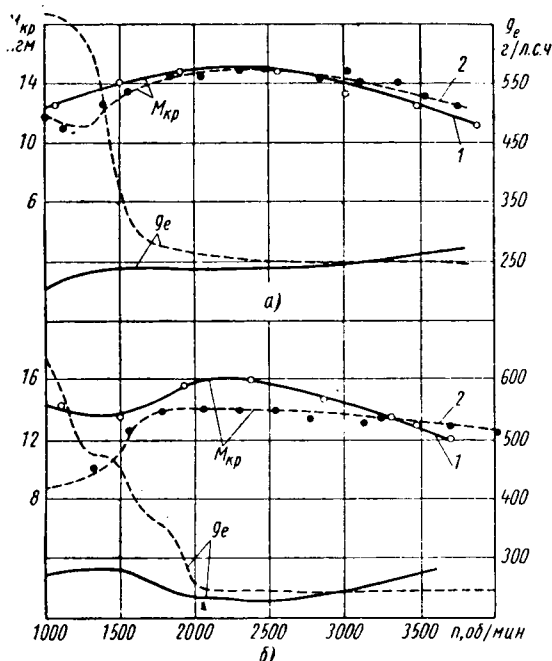


Рис. 2. Скоростные и разгонные характеристики двигателя с впускным трубопроводом № 1 с подогревом (а), с охлаждением (б) (обозначения те же, что и на рис. 1).

Температура смеси при разгоне получается существенно более низкой, чем при установившемся режиме (рис. 4). Понижение температуры смеси в процессе разгона объясняется не только общим пониженным тепловым состоянием двигателя

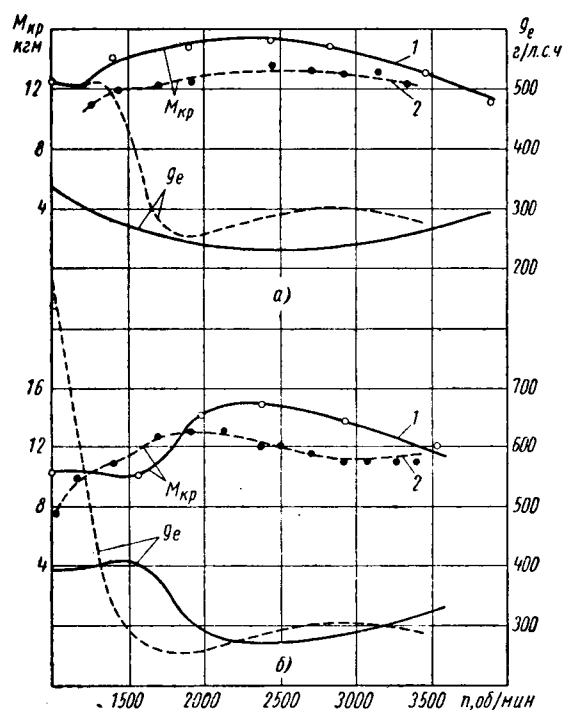


Рис. 3. Скоростные и разгонные характеристики двигателя с впускным трубопроводом № 2 с подогревом (а), с охлаждением (б) (обозначения те же, что и на рис. 1).

ля, но также и расходом тепла на испарение большого количества топливной пленки, оседающей на стенках впускной трубы при резком открытии дроссельной заслонки. При интенсивном охлаждении впускного трубопровода проточной водой температура смеси становится отрицательной. Как и при установив-

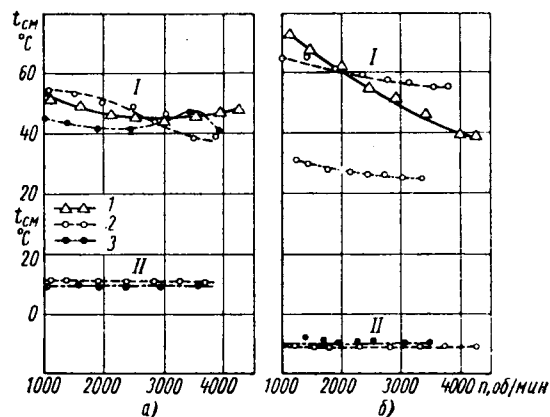


Рис. 4. Температуры горючей смеси при скоростных (а) и разгонных (б) характеристиках:

1 — стандартный трубопровод; 2 — трубопровод № 1; 3 — трубопровод № 2; I — с подогревом; II — с охлаждением.

шихся режимах, температура смеси при разгоне в случае охлаждения трубы не зависит от режима работы двигателя.

Разгонные характеристики двигателя обнаруживают характерные «провалы» кривых коэффициента избытка воздуха в начальный период разгона, как только прекращается подача дополнительного топлива ускорительным насосом. Рис. 5 убедительно подтверждает высказываемое многими исследователями мнение о необходимости не столько интенсифицировать подачу топлива ускорительным насосом, сколько сделать впрыск значительно более растянутым по времени, осуществляя его в течение почти всего периода разгона. С этой точки зрения лучший эффект может быть достигнут введением в конструкцию карбюратора соответственно отрегулированного вакуумного экономайзера с приданием ему функций так называемого экономайзера разгона.

До настоящего времени в большинстве схем карбюраторов на вакуумный экономайзер возлагается лишь задача исправления характеристики карбюратора в области «стыка» работы двух систем: холостого хода и главной.

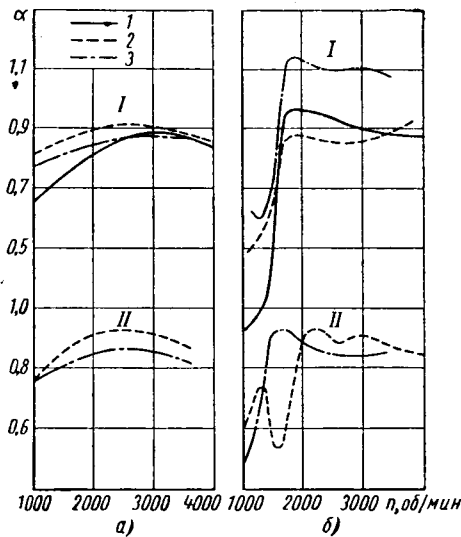


Рис. 5. Составы смеси при скоростных (а) и разгонных (б) характеристиках (обозначения те же, что и на рис. 4).

Увеличение наполнения при разгоне двигателя с трубопроводом № 2 не сопровождается соответствующим возрастанием расходов топлива, что приводит к более значительному обеднению смеси по сравнению с другими вариантами трубопрово-

дов. В этом случае особенно необходимо введение в конструкцию карбюратора экономайзера разгона, который, не вызывая чрезмерного возрастания расходов топлива по скоростной характеристике, обеспечил бы приготовление смеси мощностного состава на режимах разгона. При этих условиях после проведения необходимых работ по отладке всей впускной системы имеется реальная уверенность в получении от двигателя высоких показателей как на установившихся, так и на неустановившихся режимах.

Весь изложенный материал касается лишь случая достаточного интенсивного разгона двигателя М-21 при резком полном открытии дроссельной заслонки, когда развивающиеся угловые ускорения коленчатого вала примерно соответствуют таковым при разгоне полностью загруженного автомобиля «Волга» на первой передаче. Картина существенно изменяется в случае осуществления менее резкого разгона, а также в случаях плавного или частичного открытия дроссельной заслонки. Как показывают результаты предварительного опробования, во всех этих случаях разгонные характеристики двигателя получаются значительно более близкими к характеристикам соответствующих установившихся режимов.

Как известно, отработка впускной системы карбюраторных двигателей обычно производится на основании результатов испытаний двигателя только на установившихся режимах, а разгонные показатели двигателя не только не учитываются, но и вообще остаются неизвестными. В этих случаях конструкция впускной трубы может оказаться соответствующей требованиям разгона лишь случайно.

Полученные результаты свидетельствуют об имеющихся возможностях улучшения динамических качеств двигателя за счет подбора соответствующей формы впускного трубопровода и подбора надлежащего подогрева горючей смеси. Становится ясной необходимость внесения таких изменений в существующую методику отработки впускной системы карбюраторных двигателей, которые учитывали бы специфические требования со стороны неустановившихся режимов.

УДК 621.43.044

Работа системы зажигания при пуске карбюраторного двигателя

В. И. ШАХОВЦЕВ
НИИ Автоприборов

НАИБОЛЬШИЙ интерес при изучении факторов, определяющих надежность зажигания, представляет режим пуска двигателя, при котором условия воспламенения искры качественно отличны от рабочих режимов, так как при пуске наблюдаются неустановившиеся термодинамические процессы и в связи с этим возникают повышенные требования к системам зажигания. Тем не менее в работе аппаратов зажигания в пусковом и в рабочих режимах много общего. Гарантированное зажигание в камере сгорания определяется величиной развиваемого системой зажигания вторичного напряжения U_2 , прикладываемого к электродам искровых свечей зажигания, и величиной пробивного напряжения U_{np} , необходимого для пробоя искрового промежутка свечи.

Чем больше разница между величинами U_2 и U_{np} или чем больше их отношение, тем надежнее работает система за-

жигания. Отношение $\frac{U_2}{U_{np}}$ определяет запас во вторичном напряжении системы зажигания и называется коэффициентом запаса во вторичном напряжении или просто коэффициентом запаса.

Как U_2 , так и U_{np} зависят от режимов работы двигателя и условий его эксплуатации. Из общей теории электрического зажигания известно, что величина U_2 с достаточной степенью точности может быть определена расчетным путем согласно выражению

$$U_2 = I_p \frac{W_2}{W_1} \sqrt{\frac{L_1}{C}} e^{-\frac{\arctg \varphi}{\varphi}}, \quad (1)$$

где

I_p — ток разрыва в первичной обмотке катушки зажигания в α ;

$\frac{W_2}{W_1}$ — коэффициент трансформации катушки зажигания;

L_1 — индуктивность первичной обмотки катушки зажигания в гн ;

$C = C_1 + C_2 \left(\frac{W_2}{W_1} \right)^2$ — приведенная емкость системы зажигания в ϕ ;

C_1 — емкость первичного конденсатора в ϕ ;

C_2 — емкость элементов вторичной цепи (катушки зажигания, распределителя, свечи, провода, дополнительных сопротивлений) в ϕ ;

$\varphi = \sqrt{\frac{4R^2C}{L_1}} - 1$ — параметр, отражающий затухание колебательного электромагнитного процесса в катушке зажигания после разрыва контактов прерывателя;

$R = \frac{R_n R_w}{R_n + R_w} \left(\frac{W_1}{W_2} \right)^2$ — приведенное сопротивление вторичной цепи в ом ;

R_n — сопротивление потерь катушки зажигания в ом ;

R_w — сопротивление нагара на изоляторе свечи в ом .

Вторичное напряжение катушки зажигания в режиме пуска полностью определяется электрическими параметрами системы зажигания, и при определении его величины необходимо знать реальные, практически действующие следующие значения: тока T_p или величины напряжения на клеммах аккумуляторной батареи U_1 и сопротивления первичной цепи, включая переходные сопротивления во включающей аппаратуре R_1 , а также значения приведенной емкости C и приведенного сопротивления R^* вторичной цепи.

Величина пробивного напряжения U_{np} в общем виде, согласно закону Пашена, выражается следующей функциональной зависимостью:

$$U_{np} = f\left(\frac{p \delta}{T}\right), \quad (2)$$

где p — давление среды в кг/см^2 ;

δ — расстояние между электродами в мм;

T — температура среды в $^\circ\text{K}$.

Следовательно, величина U_{np} для карбюраторного двигателя зависит от его параметра, режима работы и зазора между электродами свечи. Однако попытки аналитического определения величины U_{np} связаны с большими погрешностями, так как формула Пашена не учитывает влияния таких факторов, как температура электродов, турбулентность смеси, ее состав и др. В связи с этим определение U_{np} обычно ведется путем непосредственных измерений.

Измерение высоких напряжений у автомобильных систем зажигания обычно ведется с помощью шаровых разрядников. Этот способ измерения пригоден для лабораторных исследований систем зажигания и не всегда пригоден для измерения U_{np} непосредственно на электродах свечей, установленных на двигателях, особенно при разгоне и пуске двигателя, что объясняется двумя особенностями данной методики и аппаратуры.

При определении U_{np} с помощью шарового разрядника шары последнего присоединяются параллельно электродам свечи.

В связи с этим в момент пробоя искрового промежутка между шарами не возникает искры между электродами свечи и не происходит воспламенения горючей смеси в камере сгорания двигателя; это приводит к изменению режима работы двигателя и, следовательно, к искажению результатов эксперимента.

Измерение U_{np} при пуске двигателя связано с некоторыми дополнительными трудностями. Если двигатель пускается нормально, т. е. за время не более 3—5 сек, то измерить U_{np} вообще невозможно, так как при этом происходит быстрый переход от пускового режима к режиму холостого хода двигателя и практически измерение пробивных напряжений происходит на холостом ходу работы двигателя.

Сами измерения посредством шарового разрядника трудоемки и неудобны, требуют специального источника напряжения для ионизатора.

В связи с изложенным необходимо было создать прибор для измерения величин U_{np} без недостатков, присущих шаровому разряднику. Такой прибор, названный импульсным киловольтметром ИКВ-1, был разработан и успешно применен для определения величины U_{np} . В настоящее время он выпускается НИИ Автоприборов.

Принцип действия прибора основан на сравнении импульсов измеряемого напряжения с задаваемым опорным напряжением, осуществляемом специальным устройством — амплитудным дискриминатором, который из всех сигналов, поступающих на его вход, выделяет сигналы, превышающие на определенную величину опорное напряжение; при этом вспыхивает контрольная неоновая лампочка, смонтированная в прибор, а специальный счетчик ведет учет числа превышений. На рис. 1 показан общий вид прибора ИКВ-1.

Работа свечей на автомобиле происходит в тяжелых условиях, так как в процессе эксплуатации они подвергаются высоким электрическим и температурным нагрузкам, а также химическому воздействию продуктов сгорания. Наиболее нагруженными элементами свечей в этом отношении являются центральный и боковой электроды и тепловой конус изолятора.

Непрерывное искрение между электродами, резкое изменение теплового режима (впуск холодной смеси и ее воспламенение) и постоянное химическое воздействие на материал электродов продуктов сгорания приводят к эрозии и коррозии электродов, что вызывает увеличение зазора между ними и изменяет их первоначальную форму.

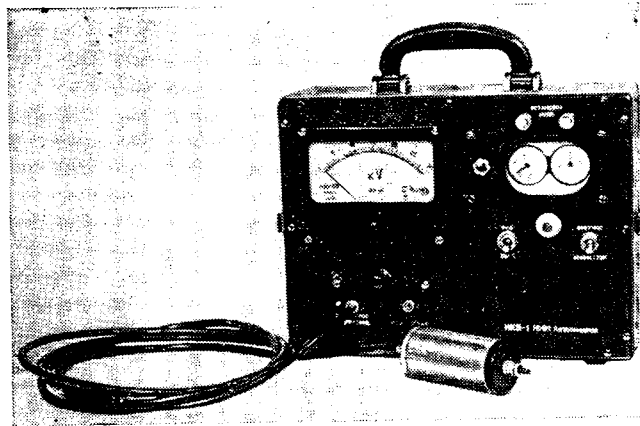


Рис. 1. Импульсный киловольтметр ИКВ-1.

В случае изменения расстояния между электродами и их формы при прочих равных условиях меняется и величина пробивного напряжения.

В связи с этим весьма важно определить степень увеличения зазора и изменения формы электродов в зависимости от длительности эксплуатации свечи.

С этой целью на автомобилях ЗИЛ-130, ЗИЛ-164, ЗИЛ-157, ЗИЛ-151, ГАЗ-51 и «Москвич-407» были определены износы электродов свечей типов А16У, А12У и А11У в условиях обычной эксплуатации. В результате испытаний 85 свечей указанных типов было установлено, что за пробег 30 000 км у свечей А16У износ бокового электрода составил 0,5—0,08 мм, а центрального — 0,17—0,39 мм, при этом зазор между электродами в среднем увеличился на 0,25—0,44 мм. По свечам А12У были получены (соответственно) следующие данные: 0,1; 0,3 и 0,4 мм, а по свечам А11У: 0; 0,34 и 0,34 мм.

Известия показали следующее:

1. С увеличением пробега автомобиля увеличивается расстояние между электродами, в то же время один и тот же тип свечи при эксплуатации на разных моделях автомобилей имеет разную степень увеличения зазора, что объясняется более тяжелыми режимами работы двигателя в зависимости от назначения автомобиля. Например, на свечах А16У, установленных на автомобиле ЗИЛ-164, за 30 000 км пробега зазор увеличился на 0,25 мм, а на автомобиле ЗИЛ-157 — на 0,44 мм.

2. Острые кромки электродов округляются, торцовая поверхность центрального электрода из плоской становится почти сферической, а на поверхности бокового электрода, обращенной к центральному электроду, образуется углубление.

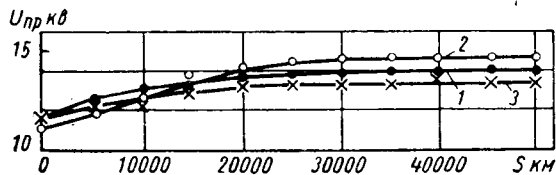


Рис. 2. Изменение величины пробивного напряжения в эксплуатационных условиях, связанное с изменением формы электродов:

1 — свечи А16У; 2 — свечи А14У; 3 — свечи М12У.

Кроме этих испытаний, в ряде автохозяйств было обследовано большое количество свечей, имеющих пробег около 30 000 км. В подавляющем большинстве случаев зазор у этих свечей был равен 0,9—1 мм.

С целью определения влияния изменения формы электродов на величину пробивного напряжения были поставлены специальные исследования, при которых в зависимости от пробега автомобиля, а следовательно, и изменения формы электродов определялось изменение величины U_{np} . Испытанию подверглись три типа свечей: М12У, А14У и А16У, по 6 шт. каждого типа. Измерения U_{np} велись на лабораторном стенде как до установки свечей на эксплуатационные испытания, так и после каждых 5000 км пробега автомобиля.

В камере стенда, имеющего резьбовое отверстие для крепления испытываемых свечей, создавалось давление воздуха, равное

6 кг/см², перед каждым измерением величины U_{np} зазор между электродами устанавливали равным 0,7 мм. Зависимость напряжения U_{np} от пробега S автомобиля приведена на рис. 2.

На основании проведенных испытаний установлено, что процесс нарастания U_{np} в начале эксплуатации протекает относительно интенсивно, затем замедляется и к 30 000 км пробега практически приостанавливается. Характер изменения почти не зависит от конструкции свечи.

Поскольку проведенными опытами было установлено, что стабилизация формы электродов наступает через 30 000 км пробега, было необходимо установить величину U_{np} при различных давлениях и зазорах между электродами для свечей двух видов, а именно: не бывших в эксплуатации (новых) и имеющих пробег порядка 30 000 км (старых).

В качестве объекта испытания были взяты свечи А16У. Проверка была произведена на двух партиях свечей по 24 шт. в каждой при расстоянии между электродами $\delta=0,7$; 0,9 и 1,2 мм и давлении в камере сгорания 4, 6 и 8 кг/см².

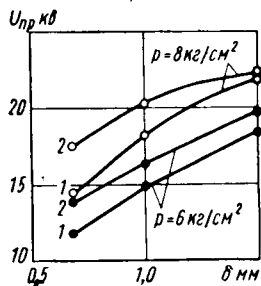


Рис. 3. Зависимости пробивного напряжения от величины зазора электродов свечи при различных давлениях:

1 — новые свечи; 2 — старые свечи.

На рис. 3 приведены зависимости средних значений U_{np} как функции зазора между электродами. Из приведенных графиков видно, что значения U_{np} для новых свечей могут весьма значительно отличаться от значений U_{np} свечей, бывших в эксплуатации. При давлении $p=6$ кг/см², т.е. при значении p , близком к реальному давлению в камере сгорания в момент искрообразования, величина U_{np} при $\delta=1$ мм возрастает примерно на 10%, а при $\delta=0,7$ мм — на 21%.

Проведенные эксперименты со всей очевидностью показали необходимость специального отбора свечей для определения реальных значений U_{np} , возникающих в эксплуатации. Поэтому все дальнейшие испытания по определению U_{np} велись со свечами, бывшими в эксплуатации с пробегом порядка 30 000 км с отбором экземпляров, мало отклонявшихся от средней величины U_{np} .

В выражении (1), определяющем величину вторичного напряжения U_2 , показано, что оно находится в прямой зависимости от величины тока разрыва I_p , который, как следует из общей теории зажигания, может быть определен так:

$$I_p = \frac{U_1}{R_1} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_2}{6n\tau}} \right), \quad (3)$$

где α_2 — угол замкнутого состояния контактов прерывателя распределителя в град;

n — скорость вращения вала распределителя в об/мин;

τ — постоянная времени, определяющая электромагнитные параметры цепи.

В пусковом режиме выражение в скобках практически равно единице и ток разрыва зависит только от отношения $\frac{U_1}{R_1}$.

Нагрев первичной обмотки катушки зажигания, увеличивающий R_1 цепи при пуске двигателя, в расчет приниматься не должен, так как в этом режиме катушка практически холодная. На рис. 4 изображена электрическая схема первичной цепи системы зажигания в режиме пуска.

Величина сопротивления R_1 может быть представлена выражением

$$R_1 = r_1^I + r_1^{II} + r_1^{III} + r_1^{IV}, \quad (4)$$

где r_1^I — сопротивление замка зажигания в ом;

r_1^{II} — переходное сопротивление в блок-контактах, замыкающих добавочное сопротивление, в ом;

r_1^{III} — сопротивление первичной обмотки катушки зажигания в ом;

r_1^{IV} — сопротивление контактов прерывателя и соединительных проводов цепи зажигания в ом.

В пусковом режиме система зажигания питается от аккумуляторной батареи и по сопротивлению r_B протекает суммарный ток стартера и других потребителей, по сопротивлению r_1^I , помимо тока катушки зажигания, протекает ток

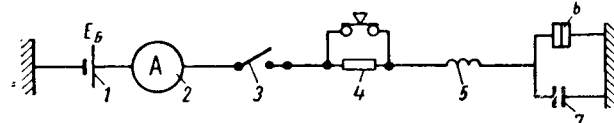


Рис. 4. Схема включения аппаратов зажигания при пуске двигателя:

1 — аккумуляторная батарея (r_B); 2 — амперметр (r_1^I); 3 — замок зажигания (r_1^{II}); 4 — добавочное сопротивление катушки и блок-контакты, шунтирующие его при пуске (r_1^{III}); 5 — первичная обмотка катушки зажигания (r_1^{IV}); 6 — катушка прерывателя (r_1^{IV}); 7 — конденсатор.

других потребителей (например, приборов), присоединенных к замку зажигания, а по остальным участкам цепи протекает только ток системы зажигания.

Для оценки U_2 в пусковом режиме необходимо определить значения U_1 в этом режиме и установить степень изменения R_1 в процессе эксплуатации системы зажигания.

В соответствии с действующими техническими условиями на аппараты зажигания с номинальным напряжением 12 в их испытания в пусковом режиме ведутся при напряжении 8 в. Однако в действительности при пуске двигателя происходит и более значительное падение напряжения внутри аккумуляторной батареи, которое может достигать 50% номинального напряжения батареи.

В табл. 1 приведены средние данные по напряжениям на клеммах аккумуляторных батарей при пуске двигателя, полученные в НИИАвтомобилей, при скорости вращения коленчатого вала двигателя 100 об/мин и при температуре окружающей среды и батареи -15°C .

Таблица 1

Тип автомобиля	Напряжение на клеммах аккумуляторной батареи в в
ГАЗ-51	7,8
ЗИЛ-164	6,1
ЗИЛ-130	8,0
ЗИЛ-111	6,7
Москвич-407*	7,2
М-20 „Победа“	7,85

Из приведенной таблицы видно, что, за исключением автомобиля ЗИЛ-130, напряжение питания первичной цепи катушки зажигания в пусковом режиме ниже, чем оно оговорено ТУ.

В процессе эксплуатации автомобиля в контактных устройствах переключающей аппаратуры и в клеммных соединениях за счет окисления и износа поверхностей контактов, а также из-за уменьшения плотности контактных соединений увеличивается их переходное сопротивление, а следовательно, увеличивается и общее сопротивление первичной цепи системы зажигания.

Обозначим для удобства часть суммы сопротивлений, входящих в R_1 и изменяющихся в эксплуатации, через

$$\Delta R = r_1^I + r_1^{II} + r_1^{IV} \dots \quad (5)$$

С целью выявления характера увеличения сопротивления и определения его количественного изменения на двух больших группах автомобилей «Москвич-407» и М-21 «Волга» было проведено определение увеличения ΔR в зависимости от пробега автомобиля (табл. 2).

Из приведенных данных видно, что ΔR с пробегом автомобиля значительно увеличивается, превышая первоначальные значения в несколько раз.

Приведенные в табл. 1 значения U_1 в пусковом режиме работы двигателя исследованных автомобилей могут с достаточной степенью точности распространяться на неисследованные и вновь создаваемые автомобили, но при этом должно учитываться конструктивное подобие их двигателей, аналогичность элементов цепи системы зажигания и др.

Таблица 2

Тип автомобиля	ΔR в ом при пробегах автомобиля в км						
	0	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
„Москвич-407“ М-21 „Волга“	0,025—0,08 0,14—0,19	0,06—0,12 0,16—0,22	0,095—0,15 0,172—0,25	0,13—0,175 0,18—0,275	0,15—0,186 0,185—0,30	0,157—0,186 0,185—0,317	0,157—0,186 0,185—0,325

При расчетах сопротивления цепи первичной обмотки катушки зажигания в пусковом режиме к вычисленному его значению необходимо прибавлять величину $\Delta R=0,3 \div 0,3$ ом.

Условия пробоя искрового промежутка между электродами свечи в пусковом режиме значительно отличаются от условий пробоя его при рабочих режимах двигателя.

При пуске температура смеси внутри цилиндра двигателя в момент искрообразования ниже, чем при рабочих режимах, так как не происходит ее нагрева за счет элементов двигателя. Температура центрального электрода свечи практически равна температуре двигателя.

Давление сжатия p_c имеет минимальную величину вследствие частичного декомпрессирования при малых скоростях вращения коленчатого вала из-за утечки топливной смеси через уплотнения поршневой группы.

При рассмотрении пусковых процессов необходимо учитывать, что пуск может производиться при различных скоростях вращения коленчатого вала двигателя, которые во многом зависят от температуры окружающей среды. В условиях низких температур при холодном двигателе система пуска может обеспечить низкую скорость вращения коленчатого вала порядка 50 об/мин; при прогревом двигателя обороты коленчатого вала, сообщаемые ему стартером, могут достигать 150—200 об/мин.

С целью выявления условий работы системы зажигания в режиме пуска необходимо определить изменение U_{np} во всем диапазоне скоростей вращения коленчатого вала от 50 до 200 об/мин, что и было проделано на двигателе ЗИЛ-130.

В качестве привода использовался стартер, питание которого осуществлялось от мощного низковольтного агрегата, что позволяло легко изменять скорость вращения коленчатого вала двигателя. Все испытания велись на свечах, имевших пробег на автомобиле порядка 30 000 км, при трех значениях $\delta=0,7; 1,0; 1,2$ мм. Температура воды и самого двигателя, а также картерного масла при всех испытаниях поддерживалась равной 15—20°C. Испытания велись без подачи топлива в камеру сгорания.

Определение величины U_{np} без подачи топливной смеси в камеру сгорания в некоторой степени искажает реальные условия.

Поэтому было необходимо установить, как изменяется величина U_{np} при пуске с подачей топливной смеси в камеру

Таблица 3

Тип автомобиля	U_{np} в кВ
М-20 „Победа“	12,2
ГАЗ-51	14,1
„Москвич-407“	12,6
М-21 „Волга“	12,3
ГАЗ-13 „Чайка“	17,7
ГАЗ-12	15,3
ЗИЛ-164	13,5
ЗИЛ-130	14,0

сгорания и без нее. Другими словами, надо было подтвердить правомерность методики определения U_{np} в режиме пуска без подачи топлива.

Испытания были проведены на автомобилях ЗИЛ-164, М-21 «Волга» и ГАЗ-51 при температуре воздуха $-10 \div -15^\circ\text{C}$, зазоре между электродами свечи 0,9 мм.

Прокручивание двигателя испытуемого автомобиля осуществлялось буксировкой его другим автомобилем, скорость вращения коленчатого вала при этом обеспечивалась в пределах 150—200 об/мин.

Для исключения влияния индивидуальных качеств состояния электродов свечи при одной и той же величине зазора измерение величины U_{np} производилось на нескольких свечах, причем каждая испытуемая свеча с целью сохранения идентичности условий работы устанавливалась в первый цилиндр двигателя, а к свечам, установленным на других цилиндрах, напряжение от катушки зажигания не подводилось. Для сравнения величина U_{np} бралась по его максимальному значению, полученному на каждом двигателе по всему испытуемому комплексу свечей. С целью дополнительной проверки ранее сделанных выводов о влиянии износа и изменения формы электродов на величину U_{np} испытания велись как на новых, так и старых свечах, имевших пробег в эксплуатации более 25 000 км. Из результатов проведенных испытаний следует, что при подаче топлива U_{np} несколько снижается. У старых свечей разница в значениях напряжения оказалась меньше, чем у новых. На разных двигателях отмеченное явление проявлялось в различной степени. Наибольшая разница была зафиксирована у двигателя ЗИЛ-164 (12%). Поскольку было отмечено, что проведение измерений U_{np} без подачи топлива в цилиндр со свечой, являющейся объектом измерения, не может вызвать получения заниженных результатов, то проведение измерений в подобных условиях эксперимента было признано оправданным и целесообразным, тем более, что при этом проведение самого эксперимента упрощалось.

Ранее были даны значения U_1 и R_1 , наблюдающиеся в эксплуатации и определяющие величину тока разрыва I_p в режиме пуска. Возникает задача определения величины развиваемого системами зажигания напряжения U_2 в режиме пуска с учетом действия этих факторов, а также с учетом реальных значений емкости C_2 и сопротивления вторичной цепи R . При этом необходимо оговориться, что определение развиваемых системой зажигания напряжений в режиме пуска предпочтительно вести экспериментальным путем, что объясняется следующим.

В режиме пуска из-за малой скорости вращения вала распределителя не происходит четкого разрыва контактов прерывателя, вследствие чего между ними образуется повышенное искрение, что приводит к снижению тока разрыва в первичной цепи и к снижению вторичного напряжения.

При определении значения U_2 в лабораторных условиях точного соответствия напряжения питания реальному значению

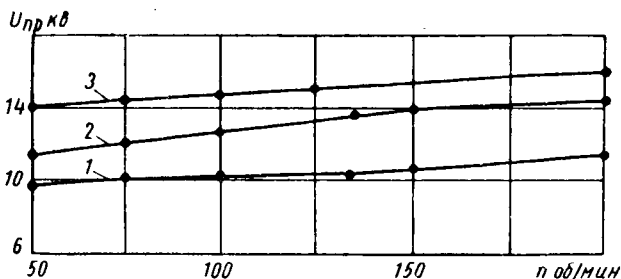


Рис. 5. Пробивные напряжения на электродах свечи двигателя ЗИЛ-130 в режимах пуска:

1 — зазор между электродами свечи равен 0,7 мм; 2 — зазор 1 мм; 3 — зазор 1,2 мм.

Результаты испытаний приведены на рис. 5. Из приведенных графических зависимостей $U_{np}=f(n)$ видно, что U_{np} возрастает с увеличением скорости вращения коленчатого вала двигателя, достигая максимального значения при 150—200 об/мин. Повышение величины U_{np} с увеличением скорости вращения коленчатого вала объясняется некоторым повышением давления в цилиндрах двигателя за счет уменьшения влияния декомпрессии. Испытаниями установлено, что величина зазора δ практически не влияет на характер изменения U_{np} .

После определения пусковых оборотов, при которых было получено максимальное значение U_{np} , на этих же оборотах определялось максимальное значение его для автомобилей, приведенных в табл. 3, при $\delta=0,9$ мм.

этого напряжения при пуске практически обеспечить нельзя, что объясняется тем, что напряжение, снимаемое с аккумуляторных батарей, применяемых на автомобилях, кратно 2 в. В связи с этим определение $U_{2\text{экс}}$ проводилось при $U_{1\text{экс}} = 8$ в с последующим пересчетом на действительные величины напряжения питания в режиме пуска ($U_{1\text{пуска}}$), приведенные в табл. 1, по формуле

$$U_2 = U_{2\text{экс}} \frac{U_{1\text{пуска}}}{U_{1\text{экс}}} \quad (6)$$

Определение развиваемого напряжения проводилось при соблюдении следующих условий.

Измерение велось на проводе свечи первого цилиндра двигателя, что создавало наибольшую нагрузку на систему зажигания. К высоковольтному проводу присоединялась емкость величиной 45 пф, которая соответствует реальному значению емкости провода при его монтаже на двигателе.

В первичной цепи катушки зажигания отсутствовало добавочное сопротивление, но включалось специальное сопротивление, имитирующее переходное сопротивление, возникающее в эксплуатационных условиях ΔR , равное 0,3 ом.

Параллельно искровому промежутку включалось безындукционное жидкостное сопротивление $R_{\text{ж}}$, величина которого была равна 1,5 мгом, а также бесконечности. Температура окружающей среды $+20^\circ\text{C}$.

В результате проведенных исследований установлено, что наибольшее значение U_2 при пуске (в табл. 4) имеет место у автомобиля ГАЗ-13 «Чайка», равное 21,8 кв, и наименьшее у автомобиля ЗИЛ-164 — 15,3 кв.

На основании полученных материалов был определен коэффициент запаса в режиме пуска двигателя (табл. 4) для всех исследованных автомобилей.

ляции, увеличения зазоров и т. д. падает. Наблюдения за различными системами зажигания, находящимися в эксплуатации, показали, что уменьшение может достигать 30—35%.

В связи с этим при проектировании систем зажигания необходимо задаваться величиной коэффициента запаса не менее 1,4—1,5, что обеспечит надежную работу системы зажигания на автомобиле при длительной эксплуатации.

Повышение коэффициентов запаса у различных автомобилей должно достигаться не только за счет повышения требований к системам зажигания, но оно также должно тесно увязываться со всей схемой электрооборудования, предъявляя к ней определенные требования, без которых трудно создать надежную и работоспособную систему зажигания.

Основные пути, позволяющие получить достаточные значения коэффициента запаса в режиме пуска, следующие:

1) повышение напряжения на клеммах аккумуляторной батареи, что в первую очередь определяется правильностью выбора пусковой системы;

2) включающие устройства элементов первичной цепи должны иметь малое переходное сопротивление и в процессе эксплуатации оно не должно резко увеличиваться;

3) соотношение величин добавочного сопротивления и сопротивления первичной обмотки катушки зажигания должно быть оптимальным.

Новая методика и аппаратура измерений пробивных и вторичных напряжений позволили с достаточной степенью точности оценить системы зажигания по величине запаса в напряжении на наиболее трудном для нее режиме работы двигателя, т. е. на пусковом режиме.

При определении реальных пробивных напряжений, возникающих на электродах свечей при эксплуатации автомобиля, следует пользоваться свечами, проработавшими в эксплуатации не менее 25 000 км пробега с зазором между электро-

Таблица 4

Параметры	Тип автомобиля							
	ЗИЛ-164	ЗИЛ-130	ГАЗ-51	ГАЗ-12	ГАЗ-13 «Чайка»	М-20 «Победа»	М-21 «Волга»	«Моск- вич-407»
n в об/мин	150—200	150—200	150—200	150—200	150—200	150—200	150—200	150—200
U_2 в кв	15,3	22,25	19,6	19,6	21,8	12,75	20,25	18,05
$U_{пр}$ в кв	13,5	14,0	14,1	15,3	17,7	12,2	12,3	12,6
Коэффициент запаса	1,135	1,58	1,39	1,28	1,24	1,625	1,65	1,43

Из значений коэффициента запаса, приведенных в табл. 4, видно, что за небольшим исключением запас в напряжении у автомобилей новых моделей выше или в крайнем случае не ниже, чем у старых, родственных марок.

Практическое равенство коэффициентов запаса у новых и старых моделей легковых автомобилей Горьковского автозавода при наличии более совершенных систем зажигания у новых моделей объясняется соответственно большей степенью сжатия; например, у автомобиля ГАЗ-13 она равна 8,5 против 6,7 у автомобиля ГАЗ-12, вследствие этого значительно возрастает величина пробивного напряжения у автомобиля ГАЗ-13.

Низкое значение коэффициента запаса у автомобиля ЗИЛ-164 объясняется низким передаточным отношением от привода стартера к маховику коленчатого вала двигателя, равным 12,85, в то время как у автомобиля ЗИЛ-130 оно равно 15,65, что приводит к значительному увеличению тока стартера при пуске двигателя ЗИЛ-164 и соответственно большому снижению напряжения на клеммах аккумуляторной батареи, а следовательно, и в первичной цепи системы зажигания.

Величина коэффициента запаса системы зажигания с продолжительностью ее эксплуатации за счет разрегулировки и износа механизма прерывателя, старения высоковольтной изо-

дами, равным 0,9 мм, с отбором по средней величине пробивного напряжения.

В условиях пуска двигателя вторичное напряжение, развиваемое системой зажигания, понижается за счет весьма ощутимого падения напряжения в первичной цепи катушки зажигания и может быть значительно больше предусмотренного действующими техническими условиями на аппарате зажигания.

Кроме того, в процессе эксплуатации сопротивление первичной цепи заметно повышается, что также необходимо учитывать при определении величины U_2 .

Наибольшие значения $U_{пр}$ в режиме пуска получают при 150—200 об/мин коленчатого вала, и эти значения напряжения должны приниматься в расчет при определении коэффициента запаса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Галкин Ю. М. Автотракторное электрооборудование. Машгиз, 1948.
2. Галкин Ю. М. Электрооборудование автомобилей и тракторов. Машгиз, 1962.
3. Ленин И. М. Теория автомобильного двигателя. Машгиз, 1958.
4. Основы электрооборудования самолетов и автомашин, под ред. Ларионова А. Н. Госэнергоиздат, 1955.

Исследования набивок контактных элементов автомобильных воздухоочистителей с масляной ванной

К. Ф. НАЗАРОВ

В НАИБОЛЕЕ распространенных воздухоочистителях с масляной ванной окончательная очистка воздуха от мельчайших пылевых частиц происходит в слое набивки, смоченной маслом. Долговечность двигателя непосредственно зависит от степени очистки воздуха.

При разработке новых конструкций воздухоочистителей путем многочисленных экспериментов подбираются материал-заполнитель и его плотность, а также геометрические размеры контактных элементов. Это приводит к затратам большого количества времени, сил и средств на создание более эффективных конструкций воздухоочистителей.

Основная трудность при разработке теории и расчета контактных элементов заключается в отсутствии единого параметра, характеризующего как строение набивок, так и эффективность их работы.

В литературе встречаются следующие основные параметры для характеристики фильтрующих материалов:

- 1) вес материала-заполнителя в единице объема элемента (обычно в г на 1 л объема элемента);
- 2) пористость (отношение свободного объема, не заполненного материалом набивки, к общему объему элемента);
- 3) удельная поверхность материала-заполнителя.

Эти параметры имеют недостатки, заключающиеся в отсутствии возможности сравнивать конструкции набивок из волокнистых материалов с различным диаметром нити, определять такие важные для строения этих набивок показатели, как условный шаг переплетения нитей, расстояние между рядами и количество условных рядов переплетений нитей в набивке.

Указанные параметры трудно ввести в формулы, характеризующие все основные показатели работы пространственных набивок, что не позволяет создавать набивки с заданными свойствами на основании теоретических расчетов.

В некоторых работах указывалось о возможности сравнивать плотность различных набивок воздухоочистителей по величине гидравлического радиуса. Но разработок, раскрывающих строение и работу набивок контактных элементов воздухоочистителей в зависимости от значений гидравлического радиуса, в литературе нет.

Теоретический анализ и результаты экспериментов привели к выводу о том, что гидравлический радиус является наиболее подходящим параметром, характеризующим как строение, так и работоспособность набивок воздухоочистителей, изготавливаемых из волокнистых материалов и сеток, размер отверстий (пор) которых превышает размеры пылевых частиц.

Предлагается применительно к характеристикам набивок воздухоочистителей вместо термина «гидравлический радиус» использовать термин «радиус свободного пространства». Термин «радиус свободного пространства» более точно отражает физическую сущность одновременного взаимодействия материала набивки, изменяющегося количества масла (жидкости) и пыли, а также характеристику свободного пространства для прохождения воздуха через контактный элемент.

Гидравлический радиус и радиус свободного пространства характеризуются следующей математической зависимостью:

$$m = \frac{V_{св}}{S} = \frac{F_0}{S'} = \frac{d_0}{4}, \quad (1)$$

где $V_{св}$ — свободный объем контактного элемента (объем, не занятый материалом-заполнителем набивки) в $см^3$;

S — поверхность материала-заполнителя контактного элемента в $см^2$;

F_0 — свободное поперечное сечение набивки (площадь, не заполненная материалом-заполнителем) в $см^2$;

S' — омываемый периметр набивки в $см$;

d_0 — эквивалентный диаметр набивки в $см$.

Как видно из формулы (1), величина радиуса свободного пространства зависит от свободного объема и поверхности набивки, т. е. от величин, определяющих основные показатели работоспособности контактных элементов.

В основу методики экспериментальных исследований набивок положены: ведомственная нормаль МАП И2309-56 «Автомобили. Воздухоочистители. Методы испытаний», а также ГОСТ 8002-62.

Контактные элементы изготавливались из стальной путаной гофрированной проволоки, капроновой щетины, животного волоса и стальной тканой сетки, часть набивок состояла из нескольких слоев.

Радиус свободного пространства набивок был в осуществимых для изготовления пределах, а именно при $m=0,032 \div 0,3$ см.

Контактные элементы вставлялись в специальные обоймы из органического стекла, а также в макетные образцы воздухоочистителей типа МП (масляный с периферийным входом воздуха), изготовленные из органического стекла для наблюдения за происходящими в них процессами.

Пыль для исследований имела характеристику по ГОСТ 8002-62: кварцевая с удельной поверхностью $S_n=5500$ $см^2/г$.

Основные исследования проведены на масле вязкостью 25 сст, кроме того, исследования проводились на масле вязкостью 100 и 165 сст (вязкость масла соответствует реальным условиям эксплуатации воздухоочистителей).

На основании теоретических разработок и результатов экспериментальных исследований выведены основные уравнения, характеризующие влияние радиуса свободного пространства на конструкцию и основные показатели работы, гидравлическое сопротивление, унос масла, эффективность очистки воздуха от пыли и пылеемкость набивок воздухоочистителей с масляной ванной.

Для определения радиуса свободного пространства и количества материала-заполнителя, необходимого для получения набивки с заданной величиной радиуса свободного пространства, рекомендуется следующая формула, полученная из зависимости (1):

$$m = \frac{d}{4} \left(\frac{\gamma_n V_{общ}}{10^6 G_n} - 1 \right), \quad (2)$$

где γ_n — объемная масса материала-заполнителя контактного элемента в $кг/м^3$;

$V_{общ}$ — общий объем контактного элемента в $см^3$;

d — диаметр проволоки или нити волокна набивки в $см$;

G_n — общий вес материала-заполнителя контактного элемента в $кг$.

Конструкция (строение) набивок из волокнистых материалов круглого сечения характеризуется диаметром нити волокна, шагом переплетения нитей, расстоянием между рядами переплетений и количеством рядов переплетений нитей по высоте.

Для определения условного шага переплетения нитей пространственных набивок из капроновой щетины, путаной проволоки, животного волоса при строго равномерном распределении волокон по всему объему контактного элемента справедлива следующая формула:

$$t_n = \sqrt{\frac{1}{2} \pi d (4m + d)}, \quad (3)$$

где t_n — условный шаг переплетения нитей набивки в $см$.

Для этих набивок можно принять расстояние между рядами переплетений нитей равным условному шагу переплетения, т. е.

$$t_n = b_n,$$

где b_n — условная величина, определяющая расстояние между рядами переплетений нитей, в $см$.

Для набивок из тканых сеток при теоретическом значении условного шага переплетения нитей в тканой сетке $t_{с\lambda}$ равном расстоянию между рядами тканых сеток $b_{с\lambda}$

$$t_{с\lambda} = \sqrt{\frac{1}{2} \pi d (4m + d)},$$

а при $t_{с\lambda} \neq b_{с\lambda}$, когда берется сетка с определенным шагом переплетения нитей.

$$b_{с\lambda} = \frac{\pi d (4m + d)}{2 t_{\partial, с\lambda}},$$

где $t_{\partial, с\lambda}$ — действительный шаг переплетения нитей в тканой сетке в см.

Количество рядов переплетения нитей по высоте набивки легко определить из равенства

$$n_k = \frac{H}{b_{с\lambda}} = \frac{H}{t_k},$$

где H — высота контактного элемента в см.

В таблице приведены значения радиуса свободного пространства набивок контактных элементов, изготовленных из стальной проволоки, волоса и капроновой щетины (без склеивания). Данные получены экспериментальным путем.

Набивка	Объемная масса материала $\gamma_n \cdot 10^{-3}$ в кг/м ³	Диаметр сечения нити в мм	Радиус свободного пространства в см		Вес материала в 1 л объема контактного элемента в г/л	
			при наибольшей плотности набивки m_{\max}	при наименьшей плотности набивки m_{\min}	при m_{\max}	при m_{\min}
Стальная гофрированная проволока	7,8	0,3	0,075	0,3	709	188
	7,8	0,2	0,075	0,2	487	190
	7,8	0,1	0,05	0,15	371	128
Вязаная стальная сетка («чулок»)	7,8	0,3	0,075	0,15	709	371
	7,8	0,2	0,05	0,10	709	371
	1,3	0,15—0,2	0,05	0,120	102	45
Волос	1,4	0,4	0,075	0,15	134	71
	1,4	0,3	0,05	0,10	149	80
	1,14	0,2	0,035	0,075	143	71
Капроновая щетина	1,14	0,1	0,015	0,030	163	88

Используя эти данные, следует помнить, что контактные элементы из стальной гофрированной проволоки должны собираться из отдельных опрессованных слоев при их сравнительно небольшой высоте.

Волос и капроновая щетина должны пройти предварительную обработку, обеспечивающую завивку нитей. В витом состоянии нити более упруги и равномернее распределяются в пространстве, заполняя весь объем контактного элемента. Из таблицы видно, что наиболее экономичным материалом для набивок по весу является капроновая щетина.

Экспериментальные исследования гидравлического сопротивления набивок подтвердили, что последнее зависит от радиуса свободного пространства. Уточненная формула изме-

нения гидравлического сопротивления на единицу высоты набивки имеет такой вид:

$$\Delta P_k = f'_n \frac{\gamma_s w^{1,58}}{2 g m}, \quad (4)$$

где γ_s — удельный вес воздуха в кг/м³;

w — действительная скорость прохождения воздуха через набивку в м/сек;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

f'_n — коэффициент сопротивления пространственной набивки из материалов круглой формы.

Коэффициент сопротивления пространственной набивки

$$f'_n = \frac{800}{Re'},$$

где $Re' = \frac{w_0 D_\partial}{\nu_a}$ — число Рейнольдса, отнесенное к скорости

воздуха;

w_0 — м/сек;

D_∂ — эквивалентный диаметр кассеты контактного элемента в м;

ν_a — кинематическая вязкость воздуха в м²/сек.

Как показали опыты, количество масла, находящегося в набивке, рассматривается как сумма веса масла, покрывающего поверхность набивки устойчивой пленкой, и веса масла, находящегося в относительно свободном состоянии. Для определения количества масла в набивке выведена следующая формула:

$$L_k = L_\partial + L_c, \quad (5)$$

где L_∂ — вес масла, покрывающего набивку устойчивой пленкой, в кг;

L_c — вес масла, находящегося в контактом элементе в относительно свободном состоянии, в кг.

Величину L_∂ можно выразить в функциональной зависимости от условной толщины относительно устойчивой масляной пленки U_∂ , радиуса свободного пространства m , диаметра волокна d и объема контактного элемента.

В этом случае

$$L_\partial = \frac{4 \gamma_{ж} V_{общ} U_\partial (U_\partial + d)}{10^6 d (4m + d)}, \quad (6)$$

где $\gamma_{ж}$ — объемная масса масла в кг/м³;

U_∂ — условная толщина относительно устойчивой масляной пленки в см.

Величина L_c найдена из экспериментальных данных, приведенных на рис. 1, и определяется с учетом m , d и $V_{общ}$ по следующей формуле:

$$L_c = 10^{-6} A_{ж} V_{общ} e^{-\frac{3,9 \cdot 10^{-5} Re (4m + d)}{4m}}, \quad (7)$$

где $A_{ж}$ — поправочный коэффициент, учитывающий вязкость масла $\nu_{ж}$;

Re — число Рейнольдса для расчетной скорости движения воздуха.

Условная толщина относительно устойчивой масляной пленки U_∂ находится из рис. 2, а коэффициент $A_{ж}$ — из рис. 3.

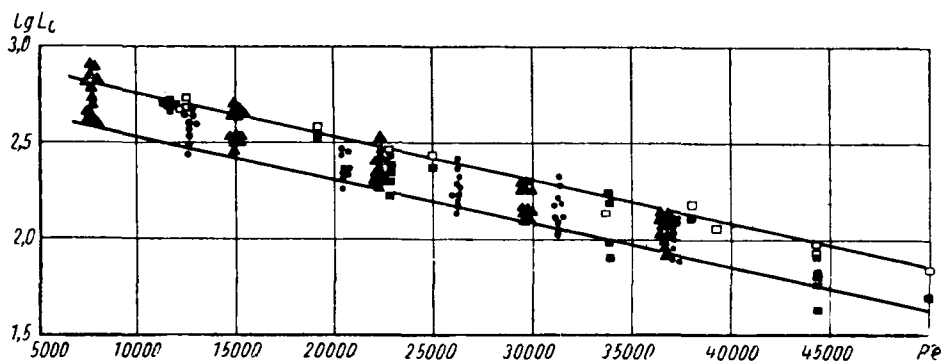


Рис. 1.

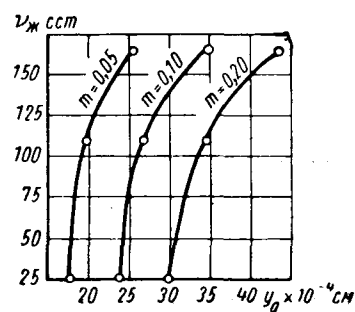


Рис. 2.

Если воздухоочиститель типа МП предназначен для работы при наклонах 30°, расчетное количество масла в набивке, как показал опыт, уменьшается на 15%.

Исследования влияния радиуса свободного пространства набивки на эффективность очистки воздуха от пыли и закономерности распределения полидисперсной пыли по высоте набивки подтвердили справедливость известной формулы для определения коэффициента пропуска пыли

$$\varepsilon_{cp} = e^{-\lambda_i n}, \quad (8)$$

где ε_{cp} — коэффициент пропуска пыли набивкой;

e — основание натурального логарифма;

λ_i — коэффициент осаждения полидисперсной пыли в набивке.

Коэффициент осаждения полидисперсной пыли в набивке λ_i предлагается определять по преобразованной формуле И. А. Шепелева:

$$\lambda_i = -2,31g \left(1 - \varphi_{ni} \frac{d_{жс}}{4m_{жс} + d_{жс}} \right), \quad (9)$$

где φ_{ni} — коэффициент осаждения полидисперсной пыли на один ряд переплетений нитей набивки;

$d_{жс}$ — диаметр нити набивки с учетом толщины масляной пленки в см;

$m_{жс}$ — радиус свободного пространства с учетом масла в набивке в см.

Коэффициент осаждения полидисперсной пыли на один ряд переплетений нитей набивки φ_{ni} является очень сложной величиной, зависящей от многих переменных.

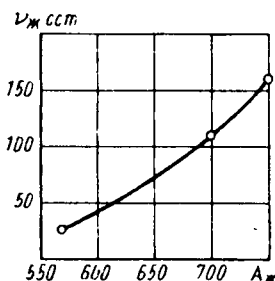


Рис. 3.

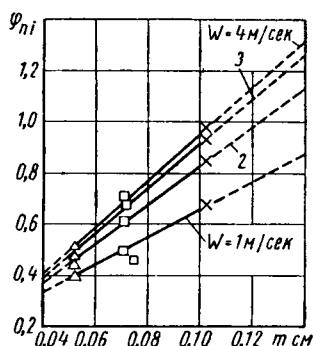


Рис. 4.

Эксперименты показали, что φ_{ni} после двадцатого ряда переплетений нитей практически не изменяется из-за наличия в полидисперсной пыли сравнительно узкой фракции мелких частиц пыли, плохо улавливаемых набивкой.

Следовательно, зная φ_{ni} , можно определить λ_i по формуле (9) и коэффициент пропуска пыли набивкой по формуле (8).

Подсчеты показывают, что набивки современных автомобильных воздухоочистителей имеют в среднем около 50 рядов переплетений нитей по высоте. Поэтому среднее значение φ_{ni}

для пятидесятого ряда переплетений нитей можно с достаточной для практики точностью принять в качестве расчетного.

На рис. 4 даны экспериментальные значения коэффициента осаждения полидисперсной пыли в зависимости от радиуса свободного пространства набивки, смоченной маслом, и фактической скорости движения воздуха.

При использовании графика (рис. 4) следует помнить, что рассчитанное по этим данным значение коэффициента пропуска пыли получено для автомобильного воздухоочистителя в целом, т. е. с учетом предварительной очистки воздуха в масляной ванне.

Для воздухоочистителей с масляной ванной на основании экспериментов толщина масляной пленки может быть принята равной $y_d = 0,005 \div 0,008$ см для соответствующих значений $m = 0,05 \div 0,2$ см. У воздухоочистителей без масляной ванны, если масла недостаточно для образования пленки указанной толщины, величины $d_{жс}$ и $m_{жс}$ определяются из фактического наличия масла в набивке по формулам

$$d_{жс} = \sqrt{\frac{V_{жс} d (4m + d)}{V_{общ}} + d^2}; \quad (10)$$

$$m_{жс} = \frac{d(4m + d) - d_{жс}^2}{4d_{жс}}, \quad (11)$$

где $V_{жс}$ — объем масла, находящегося в набивке, в см³.

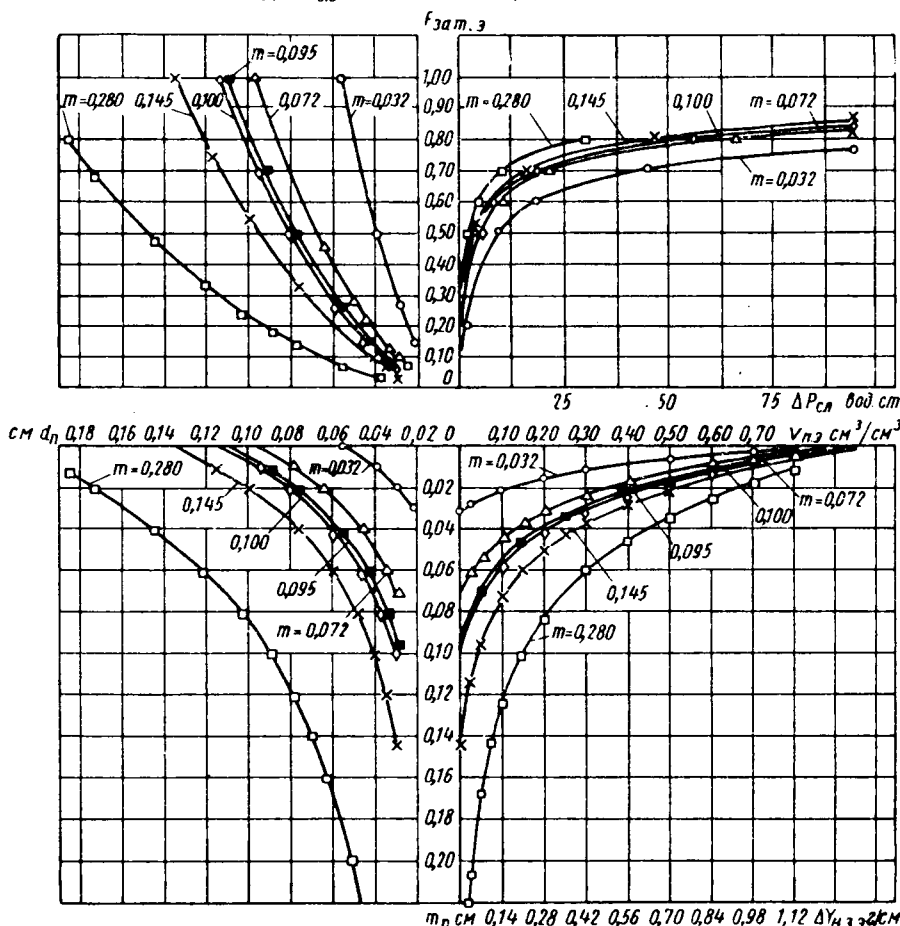


Рис. 5.

Радиус свободного пространства набивки, смоченной маслом, можно определять также по номограмме (рис. 5), приняв вместо d_n значение $d_{жс}$, а вместо m_n — $m_{жс}$.

Пылеемкость, или наибольшее количество пыли, которое может задержать набивка, определяется ростом сопротивления до предельно допустимых значений и наличием достаточного количества масла для смачивания и удержания пыли на поверхности набивки.

В настоящей работе рассматриваются контактные элементы, работающие в сочетании с масляной ванной, поэтому можно

полагать, что количество масла для смачивания пыли не ограничено.

Диапазон плотности набивок автомобильных воздухоочистителей и достаточная их высота обеспечивают работу до полного забивания набивки пылью. В связи с этим в качестве основного критерия, определяющего пылеемкость контактного элемента, принимается гидравлическое сопротивление.

Определение пылеемкости набивок контактных элементов затруднено в связи с неравномерным распределением пыли по высоте элемента.

Общее количество пыли, задержанной набивкой, наиболее точно можно определить суммированием количества пыли, задержанной каждым рядом переплетений нитей по всей высоте элемента. Такой метод подсчета наиболее точен, но в то же время является весьма трудоемким. Для упрощения расчетов разработана номограмма для предварительных подсчетов пылеемкости отдельных условных рядов переплетений нитей по наибольшему гидравлическому сопротивлению набивки с пылью.

В основу для расчетов при построении номограммы положены закономерности изменения радиуса свободного пространства набивки в связи с отложением в ней пыли и связанное с этим увеличение ее гидравлического сопротивления.

Номограмма позволяет определить: элементарный объем и вес пыли, задержанной элементарным объемом одного ряда переплетений нитей набивки; действительное значение радиуса свободного пространства по мере накопления пыли в набивке, условный диаметр нити, покрытой пылью, элементарную площадь затенения, гидравлическое сопротивление.

После того как определен элементарный вес задержанной пыли, подсчитывается общий объем, занимаемый данным рядом переплетений нитей набивки ($F_{общ} \cdot t_n$), а затем и вес пыли, задержанной всем рядом переплетений ($F_{общ} \cdot t_n \cdot \Delta Y_{н.з.э.}$), где $\Delta Y_{н.з.э.}$ — элементарный вес пыли, задержанной одним рядом переплетений, в $г/см^3$.

По номограмме можно определить величину радиуса свободного пространства набивки, смоченной маслом. В этом случае делается допущение, что масло распределяется по всей поверхности и по всему объему набивки равномерно.

Распределение задержанной пыли по рядам переплетений зависит от закономерности изменения коэффициента пропускания пористой пыли в зависимости от высоты набивки.

Основная масса пыли задерживается в первых восьми рядах переплетений нитей набивки и составляет 80—85% от общего ее количества.

Такой характер работы набивки дает возможность производить основной расчет пылеемкости по закону отложения пыли в первых рядах переплетений.

В дополнение к номограмме на рис. 6 дается вспомогательный график, построенный в соответствии с законом осаждения пыли по рядам переплетений нитей. По найденному из номограммы (рис. 5) элементарному весу пыли, задержанной первым рядом переплетений, определяется элементарный вес пыли, задерживаемой каждым последующим рядом, а также среднее значение элементарного веса пыли, задержанной восемью рядами переплетений нитей набивки — $\sum_{i=1-8} \Delta Y_{н.з.э.}$

в $г/см^3$.

Для определения суммарного веса пыли, задержанной набивкой, необходимо средний элементарный вес умножить на объем, занимаемый восемью рядами переплетений, и прибавить 15—20% от этого веса, т. е. приблизительное количество пыли, находящейся в остальных рядах переплетений по высоте.

Если количество масла ограничено и некоторое количество рядов не может удержать всей подведенной пыли, их пылеемкость подсчитывается отдельно по соотношению масла и пыли, а последующие ряды по закону распределения, представленному на рис. 6.

Результаты экспериментов позволили определить соотношение между количеством пыли и масла, обеспечивающее прочное сцепление и удержание пыли на поверхности набивки. Это отношение достигает десяти единиц, т. е. одна весовая единица масла вязкостью 25 сст может связать и удержать на поверхности набивки до десяти весовых единиц пыли.

При работе набивки в сочетании с масляной ванной и барботаже масла нижние слои набивки отмываются от пыли и первый условный ряд с закономерным распределением пыли как бы передвигается вверх по высоте набивки. Пылеемкость последующих рядов определяется в соответствии с законом графика (рис. 6), а нижних — по их максимально допусти-

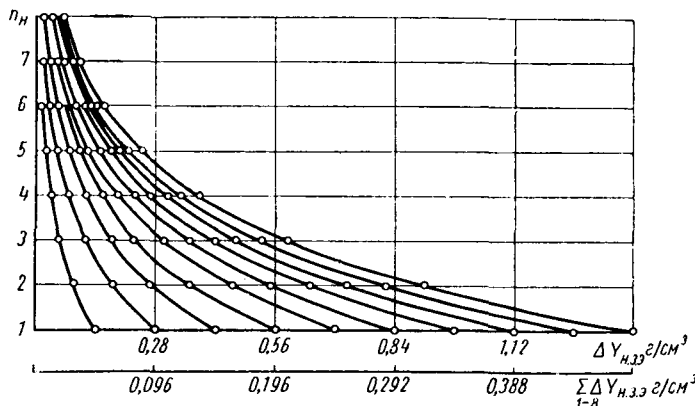


Рис. 6.

мому сопротивлению, делая допущение, что пыль распределяется равномерно по всему объему, занимаемому этими рядами переплетения нитей.

Из результатов испытаний НАМИ и других организаций известно, что у воздухоочистителей с масляной ванной в зависимости от объема заправляемого масла в ванне откладывается от 50 до 80% поданной в воздухоочиститель пыли. Таким образом, подсчитав пылеемкость набивки, можно определить общее количество пыли, которое сможет задержать воздухоочиститель.

Выводы

1. Теоретический анализ и результаты экспериментов показывают, что при очистке воздуха от пыли в набивках, у которых размер пор превышает размеры пылевых частиц, в качестве основного единого параметра, характеризующего строение и показатели работы набивки, следует принять радиус свободного пространства.

2. Наиболее экономичным по весу материалом для набивок, обеспечивающим необходимую эффективность очистки воздуха от пыли, является капроновая щетина с диаметром нити 0,2—0,3 мм.

3. Оптимальные значения радиуса свободного пространства для набивок воздухоочистителей с масляной ванной находятся в пределах $m=0,09 \div 0,12$ см. Такая плотность при достаточно эффективной очистке воздуха позволяет осуществить хорошую промывку элемента от задержанной пыли.

4. Оптимальная скорость воздуха, обеспечивающая эффективную работу набивок, находится в пределах 3—4 м/сек.

5. Имеющиеся в статье данные по выбору материала-заполнителя набивки и оптимальных значений радиуса свободного пространства набивок, оптимальной скорости прохождения через них воздуха, а также выведенные формулы рекомендуются для приближенного расчета и оценки работоспособности контактных элементов воздухоочистителей с масляной ванной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коренев М. С. Теоретические основы процесса очистки газа и воздуха от частиц пыли в слое различных набивок. Труды НАМИ. Вып. 72, 1954.

2. Коренев М. С. Автомобильные воздухоочистители, 1961.

3. Шепелев И. А. Основы расчета воздушных завес, проточных струй и пористых фильтров. Стройиздат, 1940.

Подвеска автомобилей-самосвалов Белорусского автозавода

Л. И. ДОБРЫХ

Белорусский автозавод

ШИРОКОЕ распространение открытого способа добычи полезных ископаемых из года в год увеличивает потребность в карьерных автомобилях-самосвалах особо большой грузоподъемности (от 25 т и выше). При этом эффективность применения автомобильного транспорта в значительной мере зависит от эксплуатационных параметров автомобилей, в первую очередь от скорости движения. Стремление повысить среднюю и максимальную скорость движения автомобиля непременно приводит к необходимости совершенствования конструкции подвески.

Так, например, английский автомобиль Роден 6/45 с подвеской передней оси на листовых рессорах и полужестким креплением заднего моста к раме (на болтах крепления установлены тарельчатые пружины) имеет наибольшую скорость до 40 км/ч; установка задних рессор и гидравлических амортизаторов в передней подвеске (французский автомобиль Берлие Т-25) позволяет повысить наибольшую скорость свыше 50 км/ч; применение более совершенной пневмогидравлической подвески (американские автомобили Холпек LW-32 и Катерпиллар САТ-769) позволяет реализовать наибольшую скорость свыше 60 км/ч.

Здесь и в дальнейшем «пневмогидравлической» будет называться подвеска, состоящая из пневматической рессоры высокого давления поршневого типа и гидравлического амортизатора, когда упругое и гасящее устройства выполнены в одном узле. Такое название подвески (но не рессоры) отражает принцип работы и особенности комбинированного упругого и гасящего элемента подвески, причем первая часть названия (пневмо) определяет тип упругого элемента и является главной. Распространенные названия таких подвесок — гидропневматические [1]—[3] — являются менее точными, если принимать за основу терминологию тип упругого элемента [4].

Намечающийся переход на пневмогидравлическую подвеску с нелинейной упругой характеристикой для автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности обусловлен значительным изменением статической нагрузки на упругий элемент подвески (в 1,5—2,0 раза для передней подвески и в 4,0—4,5 раза для задней).

В табл. 1 приведены данные по статическим нагрузкам на упругие элементы подвески автомобилей-самосвалов БелАЗ.

Таблица 1

Подвеска	Статические нагрузки на упругий элемент в кг		Отношение статических нагрузок
	Порожний автомобиль	Груженный автомобиль	
Автомобиль-самосвал БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т			
Передняя	3900	6 620	1,70
Задняя	3250	13 750	4,23
Автомобиль-самосвал БелАЗ-548 грузоподъемностью 40 т			
Передняя	4460	9230	2,06
Задняя	2145	9760	4,52

Конструкторским отделом Белорусского автозавода для новых автомобилей-самосвалов БелАЗ-540 и БелАЗ-548 [5] разработана унифицированная пневмогидравлическая подвеска. С учетом значительного изменения статической нагрузки на упругий элемент в подвеске применена схема пневматической рессоры высокого давления с противодавлением [6].

Упругий элемент подвески — пневматическая рессора (рис. 1) — представляет собой телескопический цилиндр 1, в котором перемещается поршень 2 с пустотелым цилиндрическим штоком 3. Поршень уплотнен в цилиндре двухсторонней пластмассовой манжетой 4. Рабочие кромки манжеты разжимаются резиновыми распорными кольцами 5. Цилиндр сверху закрыт крышкой 6, одновременно являющейся верхней опорой рессоры. На крышке установлен клапан 7, который предназначен для зарядки полости Б сжатым газом (азотом). Для улучшения уплотнения над поршнем располагается

слой масла высотой 20 мм, которое, кроме того, служит для смазки и улучшает теплообмен при расширении и сжатии газа. Шток 3 проходит через буксу 8, в которой установлена односторонняя пластмассовая манжета 9 с резиновым распорным кольцом 10. Манжеты 4 и 9 изготавливаются из фторопласта-4 или специального капрона.

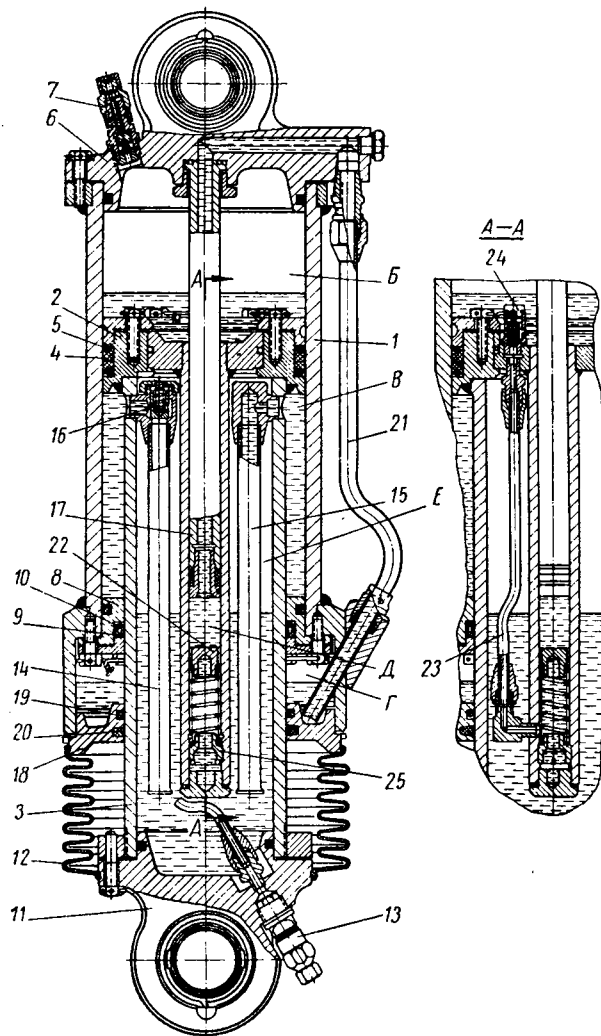


Рис. 1. Цилиндр пневмогидравлической подвески.

На нижнем конце штока установлена крышка 11, которая является также нижней опорой рессоры. Гофрированная резиновая муфта 12 препятствует загрязнению выходящей наружу поверхности штока. Кольцевая полость В, а также часть внутренней полости Е заполнены сжатым газом (азотом), который заправляется через клапан 13. Кольцевая полость В соединяется с внутренней полостью штока Е при помощи двух трубок 14 и 15.

При определенной статической нагрузке положение поршня 2 в цилиндре 1 определяется давлением газа p_x сверху в полости Б и давлением q_x снизу в полости Е (противодавление), причем давление газа в полости Е действует через жидкость на кольцевую площадь поршня в полости Е. При увеличении нагрузки поршень перемещается в основном цилиндре, при этом давление газа в полости Б возрастает. Одновременно при сжатии рессоры жидкость из полости Е под давлением газа по трубкам 14 и 15 перетекает в увеличивающую кольцевую полость В. Давление в цилиндре противодавления уменьшается.

При уменьшении нагрузки на рессору поршень под действием сжатого газа в полости *Б* перемещается в обратную сторону. Давление в полости *Б* при этом уменьшается, а в полости *Е* возрастает.

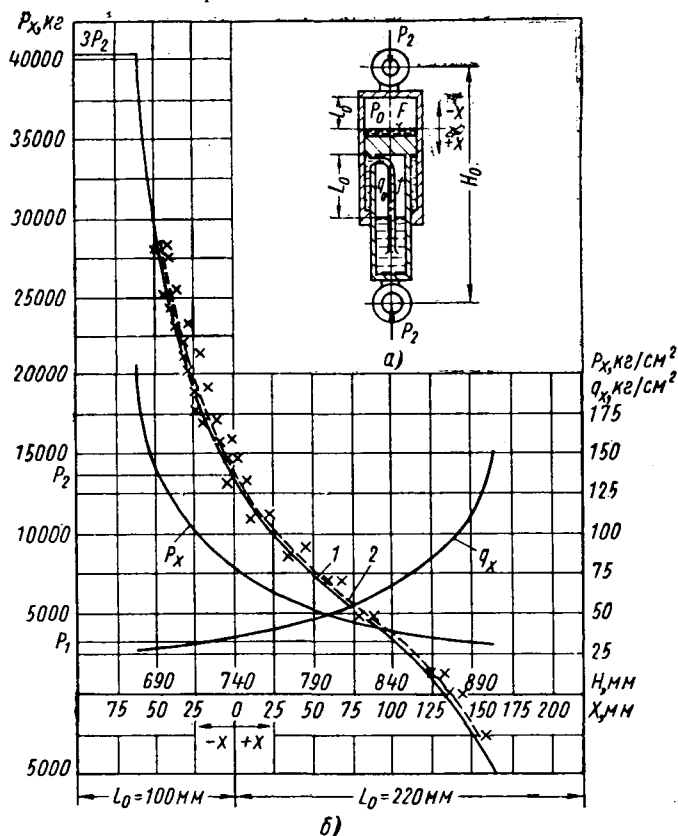


Рис. 2. Схема (а) и статическая характеристика (б) рессоры.

Схема рессоры показана на рис. 2. Статическая характеристика рессоры определяется выражением (без учета атмосферного давления) [6]

$$P_x = P_0 F - q_0 f = \frac{p_0 l_0 F}{l_0 + x} - \frac{q_0 L_0 f}{L_0 - x}, \quad (1)$$

где

P_x — нагрузка на рессору;
 p_0 и q_0 — начальное давление в основном цилиндре и цилиндре противодействия;
 l_0 и L_0 — начальная высота столба газа в основном цилиндре и цилиндре противодействия;
 F и f — площадь поперечного сечения основного цилиндра (полость *Б*) и цилиндра противодействия (кольцевой полости *В*);
 x — деформация рессоры.

В случае неравенства площадей поперечного сечения кольцевой полости *Г* и поперечного сечения полости штока *Д* величина L_0 должна быть приведена к площади сечения кольцевой полости *Г*:

$$L_0 = \frac{V q_0}{f},$$

где $V q_0$ — объем газа в полости *В* в начальном положении. Для рессор автомобилей БелАЗ приняты равные площади сечений полостей *В* и *Е*.

Из уравнения (1) и его графического изображения (рис. 2) видно, что рессора с противодействием может упруго передавать как положительную, так и отрицательную нагрузку. Величина упруго передаваемой нагрузки отбоя принята из условия удержания неподдрессированной массы (передней оси или заднего моста) в вывешенном положении. Для автомобиля БелАЗ-540 вес передней оси равен 2500 кг; вес заднего моста 4500 кг; для автомобиля БелАЗ-548 соответственно 3250 и 6450 кг.

Общей особенностью пневматической рессоры является

возможность получения различных упругих характеристик путем изменения начальных параметров зарядки. Применение рессоры с противодействием расширяет эту возможность, что позволяет для широкого диапазона нагрузок на упругий элемент подвески автомобилей БелАЗ (от 2145 до 13750 кг) использовать одну размерность диаметров.

Дифференцируя уравнение (1), получим выражение для определения жесткости рессоры для малых амплитуд колебаний

$$C_x = \frac{p_0 l_0 F}{(l_0 + x)^2} + \frac{q_0 L_0 f}{(L_0 - x)^2}. \quad (2)$$

Из этого уравнения видно, что жесткость является величиной переменной и складывается из жесткости основного цилиндра и цилиндра противодействия.

В табл. 2 приведены расчетные величины жесткостей рессор передней и задней подвесок автомобилей-самосвалов БелАЗ.

Таблица 2

Автомобиль	Подвеска	Жесткость рессоры в кг/см		Отношение жесткостей
		Порожний автомобиль	Груженный автомобиль	
БелАЗ-540	Передняя	521	779	1,50
	Задняя	605	1640	2,72
БелАЗ-548	Передняя	715	1079	1,51
	Задняя	450	1187	2,64

Имея в виду, что для малых амплитуд колебаний частота может быть определена по уравнению $\omega_x = \sqrt{\frac{C_x q}{P_x}}$, определим расчетные значения частот малых колебаний для автомобилей БелАЗ, используя данные табл. 1 и 2. Результаты расчета приведены в табл. 3.

Таблица 3

Автомобиль	Подвеска	Частота колебаний ω в 1 сек		Отношение частот $\frac{\omega_1}{\omega_2}$
		Порожний автомобиль (ω_1)	Груженный автомобиль (ω_2)	
БелАЗ-540	Передняя	11,50	10,80	1,06
	Задняя	13,50	10,85	1,25
БелАЗ-548	Передняя	12,55	10,70	1,17
	Задняя	14,25	10,95	1,30

Из табл. 3 видно, что применение пневматической рессоры высокого давления с противодействием позволяет получить хорошую изохронность колебаний даже при значительном изменении статической нагрузки.

Приведенные формулы и расчеты являются приблизительными, так как они не учитывают нелинейность упругой характеристики рессоры, политропичность процесса сжатия — расширения газа, влияние температуры окружающей среды и нагрева самой подвески. Тем не менее они дают правильное представление о преимуществах пневматической рессоры с противодействием с конкретным приложением к автомобилям Белорусского автозавода.

Основные параметры рессор приведены в табл. 4.

Таблица 4

Параметры	Передняя рессора		Задняя рессора	
	БелАЗ-540	БелАЗ-548	БелАЗ-540	БелАЗ-548
l_0 в мм	110	110	100	100
L_0 в мм	140	142	250	257
p_0 в кг/см ²	37,0	51,4	75,0	54,2
q_0 в кг/см ²	14,0	18,9	24,0	19,5
F в см ²	209	209	209	209
f в см ²	77	77	77	77
S в мм	180	185	250	250
H_0 в мм	690	690	750	750

Примечание. S — полный ход рессоры; H_0 — высота рессоры по опорам.

Численные значения даны для груженых автомобилей.

На рис. 2 показана расчетная (кривая 1) и экспериментальная (кривая 2) упругая статическая характеристика одного из вариантов задней рессоры автомобиля БелАЗ-540. Экспериментальная характеристика построена по средним значениям прямого и обратного хода. Сила трения, определенная по разности высот рессоры под нагрузкой при прямом и обратном ходе, приблизительно равна 300–350 кг, что составляет 8–9% от статической нагрузки для негруженого автомобиля и 2,5–3,0% для груженого автомобиля.

Поскольку рессора имеет незначительное сухое трение, для эффективного гашения колебаний в конструкции предусмотрен гидравлический амортизатор, который объединен в одном узле с рессорой. Роль дросселирующей системы амортизатора выполняют две трубки 14 и 15 (рис. 1) с калиброванными короткими отверстиями при входе в кольцевую полость В. При ходе сжатия рессоры жидкость под давлением газа перетекает из полости Е в кольцевую полость В через две трубки 14 и 15. При ходе отбоя проходное сечение трубки 14 перекрывается подпружиненным обратным клапаном 16, в связи с чем увеличивается сила сопротивления амортизатора и обеспечивается несимметричная характеристика.

При работе подвески дросселирующая система амортизатора создает перепад давлений между полостями Е и В, в связи с чем увеличивается динамическая жесткость рессоры. Рабочая площадь амортизатора равна 77 см², что соответствует диаметру поршня примерно 100 мм.

Рабочей жидкостью амортизатора является веретенное масло АУ. Поскольку газ и масло в полости В не разделены друг от друга, то происходит растворение газа в масле, а также возможно механическое перемешивание газа и масла.

При растворении происходит уменьшение количества активного газа, что должно учитываться при расчете зарядки рессоры. На работу системы гидравлической амортизации растворенный в жидкости газ не оказывает влияния, так как механические свойства жидкости при этом практически не изменяются [7]. Наличие в жидкости нерастворенного газа существенно не сказывается на работе рессоры, так как этот газ участвует в процессе сжатия и расширения, однако при этом должна уменьшаться эффективность амортизации. Как показали стендовые испытания подвески БелАЗ с различной регулировкой амортизатора, отсутствие разделения газа и жидкости практически не влияет на работоспособность амортизатора, тем не менее этот вопрос требует дальнейшего изучения.

Основой надежной работы рессоры является работоспособность уплотнений подвижных соединений поршня и штока. Особенно опасна утечка масла из надпоршневого пространства, так как после этого возможна быстрая утечка газа из основного цилиндра и существенное нарушение характеристики рессоры.

Известно, что в подвижном соединении нельзя обеспечить полной герметичности. Даже при самой совершенной конструкции и качественном изготовлении уплотнительного устройства, когда не происходит перетекания жидкости через зазоры, некоторое количество жидкости переносится через уплотнение в виде пленки на микронеровностях подвижных деталей.

Для автоматической компенсации утечки и поддержания постоянного уровня масла под поршнем в конструкции предусмотрен плунжерный насос с приводом от колебаний подрессорной массы. Плунжер 17 насоса соединен с верхней крышкой 6 цилиндра, а гильза насоса — с поршнем 2.

Жидкость, прошедшая через уплотнительные манжеты 4 и 9, собирается в маслобортнике (полость Г), расположенном в нижней части цилиндра. В крышке маслобортника 18 установлено уплотнение, состоящее из резинового кольца 19 и войлочного сальника 20. В маслобортник предварительно заливается через контрольную пробку некоторое количество масла. Маслобортник трубопроводом 21, каналом в верхней крышке 6 и каналом в плунжере 17 соединен с полостью всасывания насоса Д. При разгрузке автомобиля, а также при ходах отбоя рессоры насос всасывает жидкость из маслобортника. При загрузке автомобиля, а также при ходах сжатия рессоры жидкость перегоняется из насоса в маслобортник до тех пор, пока осевой канал в плунжере насоса не перекроется подпружиненным клапаном 22. После этого насос подает жидкость под давлением по трубопроводу 23 через обратный клапан 24 в полость над поршнем В.

При следующем ходе отбоя плунжер 17 отходит от клапа-

на 22, а насос снова всасывает жидкость из маслобортника. При появлении утечки жидкости из полости В поршень 2 перемещается в цилиндре 1 на величину уменьшения высоты слоя жидкости над поршнем. При этом плунжер 17 приближается к клапану 22, и насос вступает в работу при меньших ходах сжатия. При подаче насосом жидкости в полость В поршень перемещается в цилиндре в обратном направлении, при этом плунжер насоса отходит от клапана и насос вступает в работу при больших ходах сжатия. Таким образом, насос автоматически вступает в работу при появлении утечки жидкости из надпоршневого пространства и выключается из работы при восстановлении определенной высоты слоя жидкости. Момент включения и выключения насоса регулируется при сборке путем установки клапана 22 на определенном расстоянии от торца плунжера. Регулировка производится при помощи внутренней гайки 25, на которую опирается пружина клапана.

Путем стендовых испытаний установлено, что насос компенсирует утечку масла 15 мм (по высоте слоя над поршнем) за 60–100 ходов, что соответствует времени движения груженого автомобиля 45–60 сек.

Из приведенного описания следует, что в одном конструктивном узле соединены функции следующих устройств:

- 1) пневматической рессоры с упругим пневматическим ограничителем хода сжатия и отбоя;
- 2) гидравлического амортизатора;
- 3) плунжерного насоса с приводом и системой автоматического включения и выключения;
- 4) маслобортника.

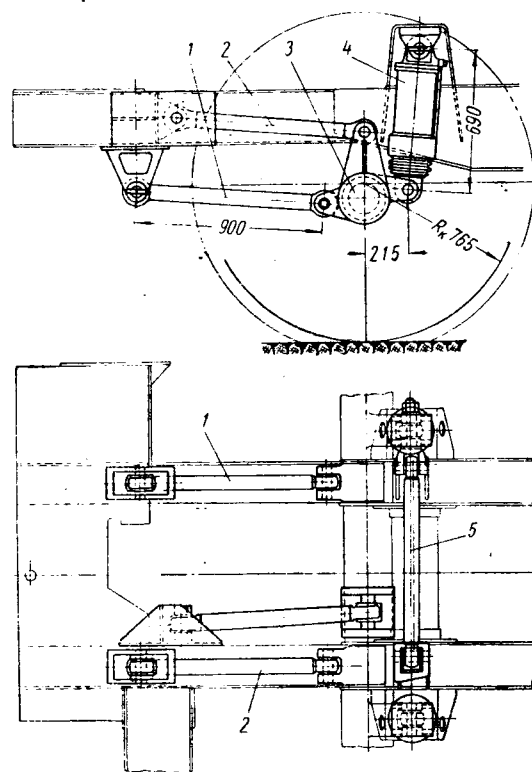


Рис. 3. Передняя подвеска:

1 — нижняя продольная штанга; 2 — верхняя продольная штанга; 3 — передняя ось; 4 — цилиндр; 5 — поперечная штанга.

На рис. 3 показана установка передней унифицированной подвески автомобилей БелАЗ-540 и БелАЗ-548. Цилиндры подвески установлены сбоку лонжеронов рамы и смещены назад относительно передней оси. Направляющее устройство подвески состоит из трех продольных и одной поперечной штанг, которые шарнирно соединяются с рамой и передней осью. Две нижние и верхняя продольные штанги при виде сбоку образуют параллелограмм и передают продольные нагрузки, тормозной момент, а также момент, возникающий от смещения цилиндров подвески относительно передней оси.

Боковые силы передаются поперечной штангой, которая установлена сзади передней оси. Все штанги трубчатые с приваренными головками. Шарнирные соединения цилиндров и штанг выполнены при помощи цилиндрических пальцев с шарнирными подшипниками.

Цилиндры задней подвески автомобиля БелАЗ-540 (рис. 4) установлены в пределах ширины рамы и сзади по отношению к ведущему мосту. Направляющее устройство задней подвески состоит из двух нижних продольных штанг, расположенных впереди моста, и верхнего рычага трехугольной формы, расположенного сзади моста. Нижние штанги шарнирно соединены с рамой и картером ведущего моста при помощи цилиндрических пальцев с шарнирными подшипниками. Соединение верхнего рычага с рамой осуществлено при помощи двух цилиндрических пальцев, а с мостом — при помощи жесткого сферического шарнира и продольного цилиндрического шкворня.

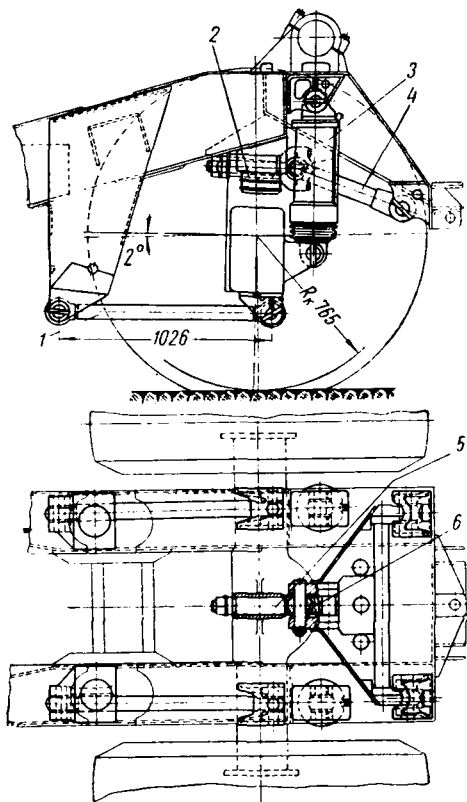


Рис. 4. Задняя подвеска БелАЗ-540:

1 — нижняя штанга; 2 — буфер; 3 — цилиндр; 4 — верхний рычаг; 5 — продольный шкворень; 6 — сферический шарнир.

Сферический шарнир обеспечивает возможность угловых перемещений моста относительно рычага в продольной вертикальной и горизонтальной плоскостях, а продольный шкворень — в поперечной вертикальной плоскости. Нижние штанги вместе с верхним рычагом передают продольные нагрузки, реактивный и тормозной моменты, а также момент, возникающий от смещения цилиндров подвески относительно оси заднего моста. Боковые нагрузки передаются верхним рычагом, момент от боковых сил передается штангами.

Принятая схема направляющего устройства задней подвески обеспечивает хорошую поперечную устойчивость автомоби-

ля, даже несмотря на относительно малую рессорную колею задней подвески (950 мм при колее задних колес 2400 мм). Центр крена расположен на оси продольного шкворня на 330 мм выше оси колес.

В задней подвеске БелАЗ-548 в связи с большой нагрузкой применены четыре пневмогидравлических цилиндра, два из которых расположены спереди моста, а два — сзади моста.

При такой установке цилиндров направляющее устройство разгружается от момента, возникающего при односторонней установке, в связи с чем оказывается возможной унификация деталей направляющего устройства подвесок автомобилей с различной осевой нагрузкой.

Для оценки качеств пневмогидравлической подвески Белорусским автозаводом проведены сравнительные дорожные испытания на плавность хода автомобилей МАЗ-525, Фаун К20VA и БелАЗ-540. Передняя подвеска автомобиля-самосвала МАЗ-525 грузоподъемностью 25 т выполнена на двух полуэллиптических листовых рессорах, задний мост жестко прикреплен к раме. Автомобиль-самосвал Фаун (ФРГ) грузоподъемностью 20—22 т выпуска 1961 г. имеет рессорную подвеску переднего моста с телескопическими амортизаторами и полужесткое крепление заднего моста к раме автомобиля. На автомобиле БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т установлена пневмогидравлическая подвеска на передней оси и заднем мосту.

Испытания показали значительные преимущества пневмогидравлической подвески, особенно при движении негруженого автомобиля по плохим участкам дорог. Так, например, при испытаниях негруженых автомобилей на участке разбитого булыжного шоссе максимальные вертикальные ускорения на сиденье водителя для автомобиля БелАЗ-540 не превышали 1,6 g при скорости движения до 40 км/ч, в то время как для автомобиля Фаун они доходили до 3,5 g при скорости 30 км/ч, а для автомобиля МАЗ-525 — до 5,5 g при скорости 25 км/ч, причем эти скорости являлись предельными по условиям безопасности движения. Ускорения измерялись при помощи измерителя ускорений ИУ-4М с датчиками ДУ-2 конструкции НАМИ.

Установлено также, что пневмогидравлическая подвеска обеспечивает высокую изохронность колебаний при движении как груженого, так и разгруженного автомобиля. Частота собственных колебаний передней подвески для полностью груженого и разгруженного автомобиля изменяется в пределах от 90 до 95 кол/мин, для задней подвески соответственно от 105 до 115 кол/мин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. Машгиз, 1963.
2. «Mining Congress Journal», 1963, № 2, стр. 33—36.
3. «SAE Journal», 1958, № 8, стр. 87—89.
4. Смотрицкий М. П. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 8.
5. Сироткин З. Л., Денисов А. Г. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 8.
6. Беленький Ю. Б. Теоретическое обоснование и методика расчета пневмогидравлической подвески телескопического типа. Труды Всесоюзного научно-технического совещания по подвескам автомобилей 16—19 февраля 1959 г. Сб. 1.
7. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Машгиз, 1963.

Высокооловянистые сталеалюминиевые подшипники скольжения

В. И. ПЕТРОВСКИЙ

Заволжский моторный завод

В ПОСЛЕДНЕЕ время в качестве подшипников двигателей внутреннего сгорания все большее применение находят подшипники из алюминиевых сплавов. Алюминиевые антифрикционные материалы обладают высокой усталостной прочностью и более высокой антикоррозийной стойкостью, чем баббиты и свинцовистые бронзы.

Английская фирма Гласнер успешно применяет для подшипников алюминиевые сплавы с 6 и 20% олова. Для шатунных и коренных подшипников получает широкое распространение высокооловянистый алюминиевый сплав с 20% олова, превосходящий по усталостной прочности баббит в 2,5 раза. Алюминиевый антифрикционный сплав с 6% олова обладает высокой усталостной прочностью по сравнению со сплавом, содержащим 20% олова, однако последний имеет такое существенное преимущество, как меньший износ вала при работе.

Сплав с 6% олова в основном применяется для монометаллических подшипников. Сплав с 20% олова применяется только для биметаллических подшипников, так как обладает низкими прочностными свойствами. Поэтому он наносится на прочное основание, обычно стальное.

Известно, что более твердый антифрикционный сплав имеет более высокую усталостную прочность, но дает и больший износ вала, чем мягкий сплав. Практически невозможно получить подшипники одновременно с высокой усталостной прочностью и мягкими, поэтому свойства антифрикционных материалов должны выбираться в какой-то мере компромиссными между высокой усталостной прочностью и мягкостью.

До настоящего времени в качестве антифрикционного материала подшипников при высоких нагрузках чаще применялась свинцовистая бронза. Она обладает более высокой усталостной прочностью, чем баббит, но увеличивает по сравнению с ним износы шеек коленчатых валов. Высокооловянистый алюминиевый антифрикционный сплав является лучшим компромиссом между высокой усталостной прочностью и мягкостью, чем свинцовистые бронзы. Не уступая свинцовистым бронзам по усталостной прочности, он имеет меньшую твердость и вызывает меньший износ вала.

В табл. 1 приведены [1] результаты лабораторных испытаний ряда антифрикционных материалов по износу шеек вала. За единицу износа принят износ шеек вала, работающих в паре с баббитовыми подшипниками.

Таблица 1

Материал	Относительный износ шеек
Оловянно-свинцовистый баббит	1
70% меди, 30% свинца и слой оловянистого свинца 0,04 мм	0,9
55% меди, 45% свинца	1,7
70% меди, 30% свинца	2,2
Алюминий, 20% олова, 1% меди	1,6
Алюминий, 6,5% олова, 1,5% сурьмы, 1% меди, 0,5 никеля	2,2

Как видно, высокооловянистый алюминиевый сплав увеличивает износ шеек вала в 1,6 раза по сравнению с баббитовыми подшипниками.

Однако износ шеек вала ниже, чем при работе с другими подшипниками, имеющими высокую усталостную прочность. Сталеалюминиевые подшипники имеют стальную спинку и высокооловянистый антифрикционный алюминиевый слой, между которыми находится алюминиевая фольга. Толщина антифрикционного слоя составляет примерно 0,3—0,4 мм, а алюминиевой фольги около 0,05 мм.

Высокооловянистый алюминиевый сплав представляет собой алюминий с равномерно распределенными по объему частицами олова. Иначе говоря, он напоминает губку с порами, заполненными оловом. Наличие в сплаве олова снижает износ и улучшает антизадирные свойства, так как при кратковременном нарушении масляной пленки в месте контакта подплавленное олово выступает на поверхность и выполняет роль смазки.

Особенностью изготовления сталеалюминиевых подшипников является соединение стали, фольги и антифрикционного

сплава путем прокатки. Попытки соединить этот сплав со сталью путем наплавки не дали хороших результатов из-за образования в месте соединения хрупкого слоя $FeAl_3$.

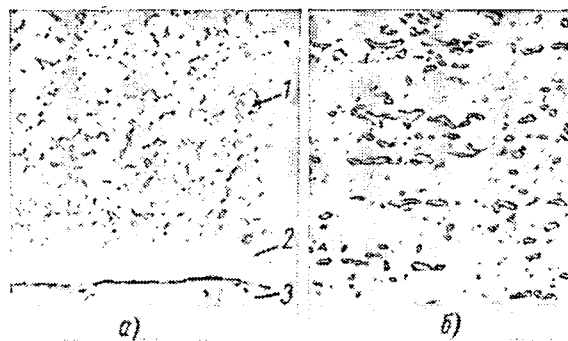
Процесс изготовления сталеалюминиевой полосы состоит из трех частей:

1) получение полос высокооловянистого алюминиевого сплава;

2) получение стальной полосы, покрытой с одной стороны алюминиевой фольгой;

3) соединение стальной полосы, покрытой фольгой с высокооловянистым алюминиевым сплавом.

Микроструктуры сталеалюминиевой полосы и антифрикционного высокооловянистого алюминиевого сплава показаны на рисунке. Сплав имеет следующий химический состав: 17,5—22,5% олова; 0,7—1,3% меди; 0,7% железа; 0,7% кремния; 0,7% марганца; остальное — алюминий.



Поперечный разрез сталеалюминиевой полосы (а) и продольный разрез высокооловянистого алюминиевого сплава (б):

1 — высокооловянистый алюминиевый сплав; 2 — алюминиевая фольга; 3 — сталь.

Указанный алюминиевый сплав готовится из трех компонентов: алюминия, олова и медноалюминиевой лигатуры с отношением алюминий — медь 1:1. Из слитков сплава длиной 400 мм и толщиной 18 мм путем многократной прокатки получают полосы высокооловянистого алюминиевого сплава. В результате прокатки олово в сплаве получает направленность вдоль полосы.

Для снятия внутренних напряжений от прокатки и изменения структуры полученные полосы проходят отжиг при температуре 355°, при этом олово в сплаве распределяется по границам зерен алюминия.

Надежное соединение алюминиевого сплава со сталью прокаткой получается при температуре не менее 400°. Однако такой нагрев высокооловянистого алюминиевого сплава недопустим из-за возможного выплавления олова (его температура плавления 232°) и выдавливания его из сплава. Поэтому стальная полоса соединяется с алюминиевой фольгой: сначала прокаткой при нормальной температуре, далее прокаткой после нагрева до температуры 400°. Затем полосы высокооловянистого алюминиевого сплава и стальные, покрытые алюминиевой фольгой, соединяются совместной прокаткой после нагрева до температуры 200°.

При этом антифрикционный сплав надежно соединяется с алюминиевой фольгой, которая уже связана со стальной полосой. Полученная таким образом сталеалюминиевая полоса подвергается отжигу при температуре 355° с той же целью, что и при получении полос высокооловянистого алюминиевого сплава.

Во всех указанных случаях соединяемые поверхности перед прокаткой тщательно очищаются. Процесс изготовления сталеалюминиевой полосы представлен следующей схемой. Производство вкладышей из сталеалюминиевой полосы принципиально не отличается от обычного, принятого при изготовлении тонкостенных подшипников скольжения. В случае применения

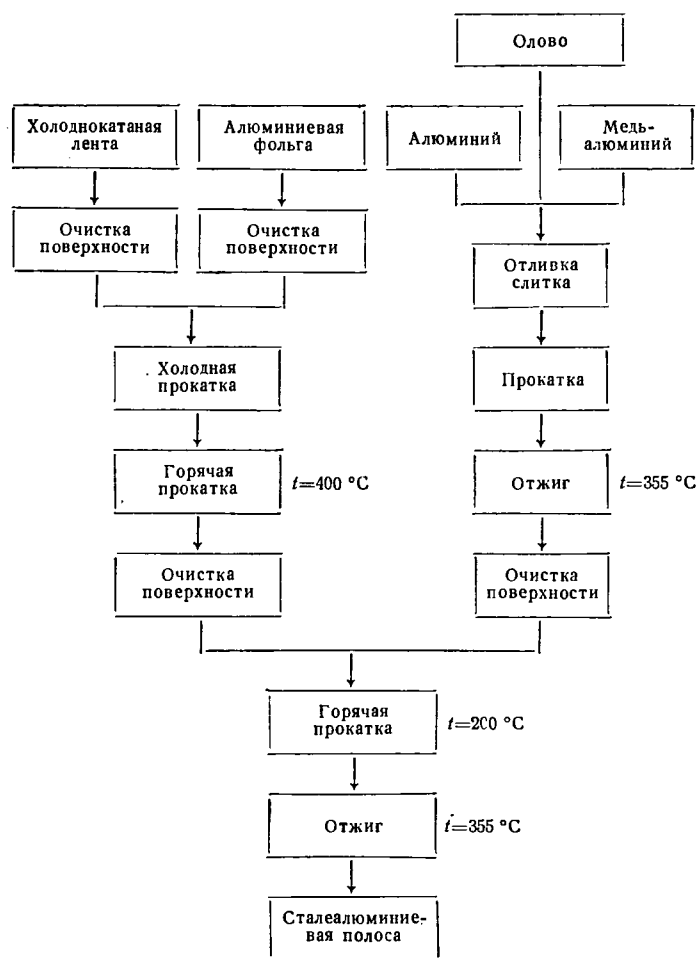


Таблица 2

Диаметр вала в мм	Зазоры в мм	
	Шатунные подшипники	Коренные подшипники
До 50	0,03—0,06	0,04—0,06
50—70	0,04—0,07	0,06—0,08
70—90	0,06—0,09	0,07—0,10
90—100	0,08—0,11	0,09—0,11

сталеалюминиевых подшипников скольжения с содержанием 20% олова следует учитывать их некоторые особенности.

Для нормальной работы сталеалюминиевых подшипников фирмой Гласнер рекомендуется применять зазоры [2], приведенные в табл. 2.

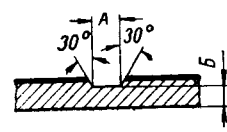
В случае применения этих подшипников следует учитывать, что они более чувствительны к недостатку масла и более склонны к задирам, чем баббитовые.

Предельной рабочей температурой подшипников является 232°. При этой температуре подшипник начинает расслаиваться. Важным фактором является выбор твердости шеек коленчатого вала. Если при баббитовых подшипниках твердость шеек вала рекомендуется выбирать не ниже *HB* 160, то при ста-

леалюминиевых — не ниже *HB* 200. Снижение твердости приводит к резкому увеличению износов вала.

На коренных подшипниках рекомендуется делать кольцевую канавку для смазки шатунных подшипников согласно табл. 3.

Таблица 3



Диаметр шейки вала	Размер А в мм	Диаметр шейки вала	Размер Б в мм
25,4—35	3,2	До 63,5	0,635
38,1—76,2	4	63,5—88,9	0,760
82,5—120,6	4,75	95,2—127	0,88
127—152,5	5,5	139,7—152,5	1,02
			1,14
			1,27
			1,40
			1,52

Работоспособность сталеалюминиевых подшипников, изготовленных фирмой Гласнер, проверялась в двигателях моделей ГАЗ-21 и ГАЗ-13.

Во время стендовых и дорожных испытаний при хорошей работоспособности был обнаружен повышенный по сравнению с баббитовыми подшипниками износ шеек коренных подшипников. Износ шатунных шеек был практически на уровне износа при работе со сталебаббитовыми подшипниками. Это объясняется наличием в шатунных шейках коленчатого вала этих двигателей специальных грязеулавливающих полостей, эффективно очищающих масло от посторонних включений. Высокооловянистый алюминиевый антифрикционный сплав обладает меньшей способностью поглощать эти частицы, однако за счет более чистого масла в шатунных подшипниках износ шеек практически и был на уровне износа при работе с баббитовыми подшипниками.

Выводы

Сталеалюминиевые подшипники с 20% содержанием олова могут успешно применяться в высоконагруженных двигателях внутреннего сгорания. По усталостной прочности они не уступают свинцовисто-бронзовым подшипникам, а из-за меньших износов деталей подшипник-шейка коленчатого вала значительно превосходят их.

Если свинцовисто-бронзовые подшипники из-за повышенной склонности к коррозии требуют специальных масел, то сталеалюминиевые подшипники могут успешно применяться с обычными маслами.

Сталеалюминиевые вкладыши обладают более высокой теплопроводностью и меньшим весом, чем все подшипники с другим антифрикционным материалом. Это является важным фактором в работе двигателей, особенно быстроходных.

Сталеалюминиевые подшипники могут быть использованы вместо сталебаббитовых, если требуется увеличить долговечность этих деталей. При этом следует принять меры для уменьшения износов шеек вала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Forrester P. «Metallurgical review of bearing materials», Metallurgical Review, 1960, Vol. 5, № 20.
2. Replacement bearings and bushes. The Glacier Metal Co. Ltd. 1963.

Вопросы расчета электропривода периодического действия на переменном токе, работающего совместно с гидромеханической трансмиссией

Канд. техн. наук Л. С. ПИСАРИК, В. И. ШАФРАНСКИЙ, А. В. ЗОТОВ

Белорусский политехнический институт,
Белорусский автозавод

В НАСТОЯЩЕЕ время все более широко начинает проявляться тенденция к созданию автопоездов с активными (ведущими) осями прицепного состава. Активизация осей прицепов решает вопрос повышения проходимости автопоездов, которая является одним из основных факторов, определяющих общую оценку автопоезда как транспортной единицы. Особое значение имеет активизация осей прицепов автопоездов большой грузоподъемности, на которых в последнее время устанавливаются гидромеханические трансмиссии.

В ряде случаев для повышения проходимости автопоезда достаточно иметь временную активизацию осей прицепов или полуприцепов при движении с малыми скоростями. При этом на тягаче полностью сохраняется его трансмиссия и осуществляется периодический отбор мощности на прицеп на низших передачах.

Одним из перспективных путей создания такого привода периодического действия является применение электропривода, в особенности электропривода переменного тока. Использование переменного тока для электротрансмиссий встречает серьезные трудности, обусловленные плохими регулировочными свойствами асинхронных электродвигателей. Однако в трансмиссиях аperiodического действия относительно невысокие требования к диапазону регулирования скорости позволяют ставить вопрос о применении системы переменного тока без преобразователя частоты.

Гидромеханическая трансмиссия тягача включает в себя согласующий редуктор CP , гидротрансформатор $ГТ$ и механическую передачу от гидротрансформатора к колесам. Отбор мощности для активизации оси полуприцепа можно производить в двух принципиально различных точках трансмиссии: до гидротрансформатора или после него. Рассмотрим оба эти варианта.

Отбор мощности до гидротрансформатора. Синхронный генератор $СГ$ (рис. 1) приводится в действие от вала дизеля $Д$ через редуктор $РГ$. Асинхронный двигатель

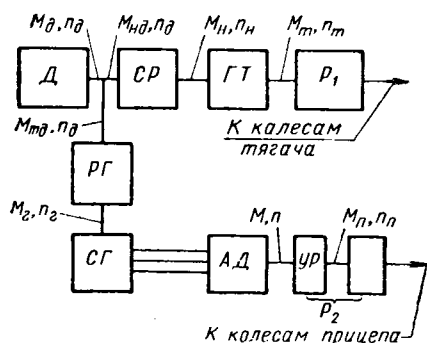


Рис. 1. Схема отбора мощности от вала дизеля.

АД, питаемый генератором $СГ$, вращает колеса полуприцепа через механическую передачу (редуктор, задний мост), показанную на рис. 1, редуктором P_2 , имеющим постоянное передаточное отношение i_{p2} .

Механическая передача от выходного вала гидротрансформатора $ГТ$ к колесам тягача на рис. 1 представлена редуктором P_1 . В пределах одной передачи, включаемой в коробке передач тягача, передаточное отношение i_{p1} остается постоянным. Благодаря постоянству величин i_{p1} и i_{p2} при отсутствии проскальзывания колес тягача и полуприцепа по дорожному покрытию скорость вращения выходного вала гидротрансформатора n_T прямо пропорциональна скорости вращения вала

электродвигателя n . Так как в общем случае $n \neq n_T$, для удобства анализа работы трансмиссии выделим из передачи асинхронный двигатель — колеса условный редуктор $УР$ с таким передаточным отношением i_{up} , чтобы скорость вращения выходного вала условного редуктора $УР$ равнялась скорости вращения выходного вала гидротрансформатора $ГТ$:

$$n_n = n_T. \quad (1)$$

В этом случае для оценки действия электропривода вращающийся момент M_n на выходном валу условного редуктора можно сопоставлять с вращающим моментом на выходном валу гидротрансформатора как моменты при равных скоростях вращения.

Равенство (1) соблюдается при отсутствии проскальзывания колес автопоезда по дорожному покрытию. Условность редуктора $УР$ заключается в том, что в передаче асинхронный двигатель — колеса с передаточным отношением i_{p2} нет необходимости иметь реальный редуктор с передаточным отношением i_{up} . Величина i_{p2} при известных значениях i_{p1} и i_{up} определяется как произведение

$$i_{p2} = i_{p1} i_{up}.$$

Передаточное отношение i_{p2} можно разбить по реальным ступеням произвольно.

Уравнение моментов в точке отбора мощности на полуприцеп имеет вид

$$M_{\partial} = M_{n\partial} + M_{c\partial}, \quad (2)$$

где M_{∂} — момент дизеля;

$M_{n\partial}$ — момент носаса гидротрансформатора, приведенный к скорости n_{∂} ;

$M_{c\partial}$ — момент генератора, приведенный к скорости n_{∂} .

По условиям максимального использования сцепного веса автопоезда тяговые усилия на колесах тягача и полуприцепа должны быть пропорциональны распределению веса по осям. Будем считать, что система регулирования напряжения синхронного генератора в схеме привода построена таким образом, что обеспечивает выполнение этого условия при всех скоростях движения автопоезда на низшей передаче. Следовательно,

$$M_n = \alpha M_T,$$

где M_n — момент на выходном валу условного редуктора;

M_T — момент на выходном валу гидротрансформатора;

α — коэффициент, определяемый отношением сцепного веса прицепа к сцепному весу тягача.

Известно, что

$$M_T = k M_n, \quad (4)$$

где k — коэффициент трансформации момента гидротрансформатора;

тогда

$$M_n = \alpha k M_n. \quad (5)$$

Установим связь между моментами $M_{c\partial}$ и M_n^* .

$$M_{c\partial} = \frac{0,974 P_{\partial}}{n_{\partial} \eta}, \quad (6)$$

где P_{∂} — электромагнитная мощность асинхронного двигателя;

η — к.п.д., учитывающий потери в статоре двигателя, генераторе и редукторе $РГ$.

* Во всех формулах величины вращающих моментов выражаются в ксм, скорости вращения — в об/мин, мощности — в вт.

Момент, развиваемый асинхронным двигателем,

$$M = \frac{P_2}{9,81 \omega_0} = \frac{P_2 p}{9,81 \cdot 2 \pi f}, \quad (7)$$

где ω_0 — угловая синхронная скорость двигателя;

$$f = \frac{p_2 n_2}{60} \quad \text{— частота напряжения, питающего двигатель}$$

(частота генератора);

p — число пар полюсов двигателя;

p_2 — число пар полюсов генератора;

n_2 — скорость генератора.

Момент на выходном валу редуктора УР

$$M_n = \frac{0,974 P_2 p}{n_d i_{p2} p_2 i_{yp}}, \quad (8)$$

где i_{p2} — передаточное отношение редуктора РГ*.

Из уравнений (6), (7) и (8) получаем

$$M_{2d} = M_n \frac{p_2 i_{p2} i_{yp}}{\eta p}. \quad (9)$$

Определим передаточное отношение редуктора УР. Известно, что

$$n = n_0 (1 - s); \quad (10)$$

$$n_T = n_H i, \quad (11)$$

где $n_0 = \frac{60 f}{p}$ — синхронная скорость асинхронного двигателя;

$$s = \frac{n_0 - n}{n_0} \quad \text{— скольжение двигателя};$$

i — передаточное отношение гидротрансформатора.

Так как для скорости вращения турбины гидротрансформатора скорость вращения насоса является пределом, так же как для скорости вращения ротора двигателя является предельной синхронная скорость вращения, то с учетом уравнения (1) необходимым условием отсутствия перехода двигателя в тормозной (генераторный) режим является

$$n_{0n} > n_H,$$

где

$$n_{0n} = n_0 i_{yp}.$$

Примем $n_0 i_{yp} = n_H$.

Отсюда
$$i_{yp} = \frac{n_H}{n_0} = \frac{n_H p}{p_2 n_d i_{p2}}, \quad (12)$$

или

$$i_{yp} = \frac{p i_{cp}}{p_2 i_{p2}}. \quad (13)$$

Теперь выражение (9) запишется так:

$$M_{2d} = M_n \frac{i_{cp}}{\eta}, \quad (14)$$

где i_{cp} — передаточное отношение согласующего редуктора.

Скольжение асинхронного двигателя при изменении передаточного отношения гидротрансформатора изменяется в широких пределах. Действительно, из выражений (10), (12) и (1) получаем

$$s = 1 - i. \quad (15)$$

Следовательно, диапазон изменения величины s при изменении скорости движения автопоезда определяется диапазоном изменения передаточного отношения гидротрансформатора.

Если пренебречь моментом холостого хода двигателя, то уравнение моментов (2) с учетом выражений (14) и (5) запишется в таком виде:

$$M_d = M_n i_{cp} + \frac{\alpha k M_n i_{cp}}{\eta},$$

где M_n — момент насоса гидротрансформатора.

Известно [1], что

$$M_n = \lambda \gamma D^5 n_n^2, \quad (16)$$

где λ — коэффициент пропорциональности крутящего момента на ведущем валу;

γ — удельный вес рабочей жидкости;

D — активный диаметр гидротрансформатора.

Выражая величины n_n через n_d , получаем окончательно

$$M_d = \lambda \gamma D^5 n_d^2 i_{cp}^3 + \frac{\alpha k}{\eta} \lambda \gamma D^5 n_d^2 i_{cp}^3. \quad (17)$$

В соответствии с заданным условием (3) вращающий момент оси с электрическим приводом (будем ее в дальнейшем для краткости называть электрической осью в отличие от оси тягача, которую назовем гидромеханической осью), а именно момент M_n на выходе редуктора УР, должен пропорционально повторять вращающий момент турбины гидротрансформатора. Благодаря наличию гидротрансформатора, обеспечивающего переменный коэффициент трансформации момента, момент сопротивления движению с вала турбины гидротрансформатора передается на дизель уменьшенным в K раз. Момент сопротивления с вала электродвигателя полуприцепа через электрическую передачу воспринимается дизелем без уменьшения, а даже увеличенным в $\frac{i_{cp}}{\eta}$ раз (формула [14]).

Кроме того, различие характеристик осей состоит в том, что изменяющийся момент сопротивления движению автопоезда при работе только гидромеханической оси благодаря переменному коэффициенту трансформации момента гидротрансформатора передается на дизель практически как постоянная величина. Поэтому при неизменной подаче топлива дизель работает с постоянной мощностью в широком диапазоне изменения моментов сопротивления движению. Практически неизменный коэффициент трансформации момента электрической оси приводит к работе дизеля с переменной скоростью вращения при изменении условий движения, а следовательно, к изменению мощности дизеля. Это различие характеристик гидромеханической и электрической осей приводит к тому, что в случае совместной работы обеих осей при заданных условиях и больших моментах сопротивления дизель развивает меньшую скорость вращения (меньшую мощность), чем при работе одной гидромеханической оси (полагаем, что моменты сопротивления движению в обоих случаях равны, подача топлива максимальна, коэффициент сцепления колес с грунтом обеспечивает реализацию развиваемых моментов).

Изложенное подтверждается приводимым далее примером расчета совместной работы гидромеханической и электрической осей применительно к одноосному тягачу с полуприцепом. Двигатель тягача — дизель Д-12А мощностью 450 л. с.

Трансмиссия состоит из гидротрансформатора с активным диаметром $D=0,466$ м, синхронного генератора и асинхронного двигателя. Безразмерная характеристика гидротрансформатора дана в таблице.

Расчет может быть произведен графически или графоаналитически. При графическом решении последовательность расчета следующая:

1) задаем передаточным отношением гидротрансформатора i и по безразмерной характеристике находим параметр $\lambda \gamma$ и коэффициент трансформации k ;

2) в одной системе координат строим внешнюю характеристику дизеля $M_d = f_1(n_d)$ и зависимости $M_{nd} = f_1(n_d)$ и $M_{2d} = f_2(n_d)$; точка пересечения кривой M_{nd} с внешней характеристикой дизеля дает режим работы дизеля при отсутствии электрической оси;

3) суммируя ординаты кривых M_{nd} и M_{2d} , находим на внешней характеристике дизеля точку работы при двух активных осях.

Задаваясь другими значениями i во всем диапазоне работы гидротрансформатора и находя соответствующие значения $\lambda \gamma$ и k , определяем все точки, характеризующие совместную работу обеих ведущих осей.

Используя уравнения (16), (4), (3) и (11), строим зависимости

$$M_T = F_1(n_T) \text{ и } M_n = F_2(n_T).$$

Эти зависимости, а также суммарный момент $M_T + M_n = F_3(n_T)$ для рассматриваемого примера расчета ($\alpha=0,5$) приведены на рис. 2. Там же дана зависимость $M_T = F(n_T)$ для работы дизеля на одну гидромеханическую ось. Как видно из

* Здесь и далее передаточное отношение берется как отношение скорости выходного вала к скорости входного вала.

i	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
k	3,72	3,28	2,82	2,37	2,02	1,7	1,43	1,19	1,05	0,97
λ_T	$15 \cdot 10^{-4}$	$15,3 \cdot 10^{-4}$	$15,7 \cdot 10^{-4}$	$15,9 \cdot 10^{-4}$	$16 \cdot 10^{-4}$	$15,7 \cdot 10^{-4}$	$15,1 \cdot 10^{-4}$	$14,2 \cdot 10^{-4}$	$12,8 \cdot 10^{-4}$	$9,2 \cdot 10^{-4}$
η	0	0,320	0,51	0,66	0,76	0,81	0,83	0,84	0,81	0,86

кривых, суммарный момент при работе двух осей оказывается существенно меньшим, чем при работе одной гидромеханической оси.

Для графо-аналитического расчета внешнюю характеристику дизеля необходимо выразить аналитически. В данном случае внешняя характеристика дизеля с достаточной точностью выражается уравнением

$$M_D = 191 - (n_D - 1250)^2 \cdot 10^{-4}. \quad (18)$$

Имея зависимость $M_n = F_2(n_T)$ и зная i_{yp} из выражения (13), строим требуемую механическую характеристику двигателя $M = f_1(n)$ и по ней выбираем электродвигатель.

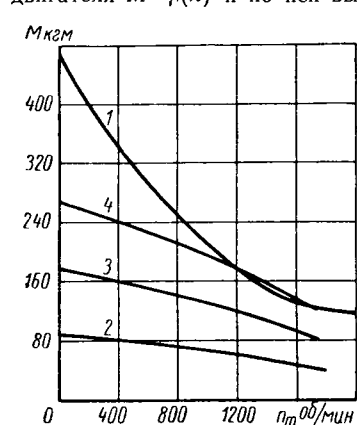


Рис. 2. Зависимости крутящих моментов турбины, прицепа тягача и суммарного от числа оборотов турбины:

1 — момент турбины гидротрансформатора при работе на одну гидромеханическую ось; 2 — момент прицепа; 3 — момент тягача; 4 — суммарный момент тягача и прицепа.

активизации оси полуприцепа, спроектированного с одной ведущей осью, нужно заново выбрать передаточное число i_{cp} согласующего редуктора CP .

Отбор мощности за гидротрансформатором. В этом варианте синхронный генератор CG приводится от вала турбины гидротрансформатора через редуктор $РГ$ (рис. 3). Асинхронный двигатель $АД$ вращает колеса полуприцепа. При этом обеспечивается равенство (1).

В этом варианте режим работы дизеля остается таким же, как и при работе его с одной гидромеханической осью. Уравнение моментов на валу дизеля для этого случая получаем из выражения (17), полагая второе слагаемое правой части равным нулю:

$$M_D = \lambda_T \cdot D^5 n_D^2 i_{cp}^3. \quad (19)$$

Решая это уравнение в изложенной последовательности, получаем зависимость момента, развиваемого турбиной гидротрансформатора, от ее скорости вращения

$$M_T = f(n_T). \quad (20)$$

Уравнение моментов на валу турбины запишется следующим образом:

$$M_T = M_{TT} + M_{2T}, \quad (21)$$

где M_{TT} — момент сопротивления движению тягача на турбине гидротрансформатора;

M_{2T} — момент сопротивления движению полуприцепа на турбине гидротрансформатора.

Аналогично выражению (9) запишем

$$M_{2T} = M_n \frac{p_2 \cdot i_{p2} \cdot i_{yp}}{p \eta}. \quad (22)$$

Прежде чем определить передаточное отношение i_{yp} , установим, в каком режиме (в смысле характера изменения скольжения) работает электродвигатель в этой схеме.

В соответствии с рис. 3 имеем

$$n_n = n_0 (1 - s) i_{yp}; \quad (23)$$

$$n_2 = n_T i_{p2}. \quad (24)$$

Поскольку $n_n = n_T$, то скольжение двигателя

$$s = 1 - \frac{p}{p_2 i_{p2} i_{yp}}. \quad (25)$$

Следовательно, скольжение двигателя не зависит от скорости движения автопоезда, т. е. остается постоянным при всех частотах э.д.с. генератора.

Передаточное отношение условного редуктора получаем из уравнения (25):

$$i_{yp} = \frac{p}{p_2} \cdot \frac{1}{i_{p2}(1-s)}. \quad (26)$$

Таким образом, значение i_{yp} при заданных p , p_2 и i_{p2} определяется выбором величины скольжения двигателя. Теперь уравнение (21), с учетом выражений (22), (26) и условия, что $M_n = \alpha M_{TT}$, получает вид

$$M_T = M_n \left[\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\eta(1-s)} \right]. \quad (27)$$

Величины моментов M_n , которые должна развивать ось полуприцепа в зависимости от ее скорости вращения $n_n = n_T$ определяются из формул (20) и (27). По характеристике

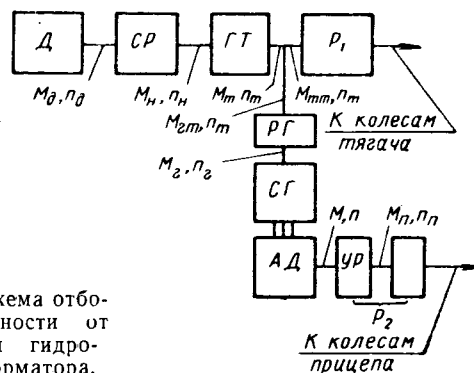


Рис. 3. Схема отбора мощности от турбины гидротрансформатора.

$M_n = f(n)$ и данному значению i_{yp} рассчитывается зависимость требуемого момента двигателя от его скорости вращения

$$M = f(n), \quad (28)$$

которая является исходной для выбора электродвигателя.

Как известно из теории асинхронных машин [2], вращающий момент, развиваемый двигателем, выражается через параметры двигателя следующим образом:

$$M = \frac{0,974 \cdot 3 p U^2 \frac{R_2'}{s}}{p_2 n_T i_{p2} \left[\left(R_1 + \frac{R_2'}{s} \right)^2 + (X_1 + X_2')^2 \right]}, \quad (29)$$

где p — число пар полюсов двигателя;

U — напряжение на двигателе;

R и X — активные и реактивные сопротивления схемы замещения двигателя.

При постоянной величине скольжения s и неизменном магнитном потоке зависимость (28) имеет вид, показанный на рис. 4. Она рассчитана применительно к асинхронному двигателю АК.102-4 для $s=0,12$, $i_{p2}=1$, $p_2=2$.

Крутизна этой кривой определяется выбранной величиной s . На этом же рисунке приведена и зависимость (20), рассчитанная для указанной гидромеханической передачи.

Выбор величины скольжения двигателя является весьма важным моментом. При решении этого вопроса нужно учитывать следующие обстоятельства:

При разных скоростях движения автопоезда постоянство относительного скольжения двигателя $s = \frac{n_0 - n}{n_0}$ приводит к изменяющемуся абсолютному скольжению

$$\Delta = n_0 - n,$$

а от величины Δ , главным образом, зависит нагрев двигателя.

Диаметры колес механической и электрической осей в эксплуатации могут изменяться, что будет изменять величину скольжения. При относительно больших изменениях диаметров колес и небольшом выбранном скольжении двигатель может перейти в тормозной (генераторный) режим или недопустимо перегрузиться.

Учитывая сказанное, асинхронный электродвигатель в данной схеме должен иметь «мягкую» характеристику. Мощность двигателя будет определяться в зависимости от заданной величины скорости движения, начиная с которой двигатель должен развивать требуемый момент M , и продолжительности движения автопоезда на этой скорости. Установленная мощность двигателя может быть снижена, если форсировать его магнитный поток на низких частотах.

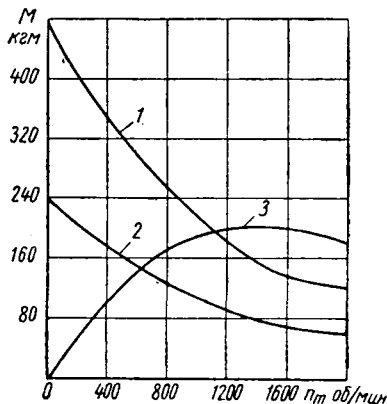


Рис. 4. Зависимость требуемого момента двигателя от числа оборотов: 1 — момент турбины; 2 — момент, требуемый от электродвигателя ($\alpha=1$); 3 — момент двигателя АК.102-4 при $s=0,12$ и постоянном магнитном потоке.

При выборе двигателя нужно принять во внимание также следующее. Чтобы с повышением частоты требуемый от двигателя момент мог быть получен без недопустимого увеличения тока, активное сопротивление ротора по мере роста частоты должно возрастать. Это может выполняться автоматически, если в обмотке ротора будет резко выражен эффект вытеснения тока и материал обмотки ротора будет иметь большой температурный коэффициент сопротивления. Закон регулирования напряжения при выбранном двигателе рассчитывается по формулам (28) и (29).

В связи с тем, что в рассматриваемом варианте электрическая ось не может развивать необходимое тяговое усилие при трогании автопоезда без буксования механической оси, режимы буксования имеют особое значение.

Рассмотрим работу трансмиссии, приняв коэффициент сцепления колес механической оси с грунтом, равным минимально-

му значению φ_{\min} при максимальной величине коэффициента сопротивления движению. Коэффициент сцепления с грунтом колес электрической оси притом достаточно большим, так что вращающий момент оси прицепа не обеспечивает преодоления момента сопротивления и колеса прицепа остаются неподвижными.

Если электрическая ось отключена, то турбина гидротрансформатора при буксовании колес вращается со скоростью n_{T1} , воспринимая момент буксования M_{\min} (рис. 5).

При подключении электрической оси с заторможенным асинхронным двигателем скорость вращения турбины снизится до n_{T2} . Определение этой скорости ясно из рис. 5, где приведены зависимости $M=f(n_T)$ и $M_{2T}=f(n_T)$ при $\frac{U}{f}=\text{const}$.

Они строятся при данном значении i_{np} по формулам (29) и (22) для $s=1$. Электрическая ось развивает при этом вращающий момент M_n , так что суммарное тяговое усилие автопоезда определяется суммой моментов $M_{\min} + M_n$.

Эффективность действия электрической оси в режиме буксования механической оси может быть оценена коэффициентом увеличения тягового усилия автопоезда при буксовании

$$K_9 = \frac{M_n + M_{\min}}{M_{\min}}.$$

В случае применения в рассматриваемой трансмиссии асинхронного двигателя типа АОС 92-4 значения этого коэффициента лежат в пределах 1,2—2,59 при изменении φ от 0,6 до 0,2, т. е. когда буксование наиболее вероятно, эффективность действия электрической оси резко возрастает.

Выводы

1. Предлагаемая методика расчета электропривода периодического действия на переменном токе позволяет сравнительно легко определить режимы работы дизеля, выбрать электрические машины и определить закон регулирования напряжения электродвигателя при совместной работе электропривода с гидромеханической трансмиссией.

2. При отборе мощности на ось прицепа от вала дизеля и разделении тяговых усилий пропорционально сцепным весам тягача и прицепа мощность дизеля резко уменьшается по сравнению с работой его без разделения тяговых усилий, т. е. только с гидромеханической передачей. Это приводит к значительному уменьшению суммарного тягового усилия обеих ведущих осей. Степень уменьшения мощности дизеля зависит от принятого распределения тяговых усилий по осям. Заданное распределение тяговых усилий возможно во всем диапазоне скорости движения.

3. При отборе мощности на ось прицепа от турбины гидротрансформатора режим работы дизеля не изменяется по сравнению с режимом при одной ведущей оси и суммарное тяговое усилие обеих осей может уменьшаться только на величину, обусловленную разностью потерь в электрической и механической передачах. Заданное распределение тяговых усилий по осям возможно только с определенной скоростью движения, большей нуля.

4. Расчеты показывают, что при $\alpha \geq 0,5$ —1,0 более целесообразным является отбор мощности с вала турбины гидротрансформатора. В этом случае дизель развивает большую мощность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зимелев Г. В. Теория автомобиля, Машгиз, 1959.
2. Гейлер Л. Б. Электропривод в тяжелом машиностроении, Машгиз, 1958.

Результаты исследований автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа

Канд. техн. наук С. С. ЕРМИЛОВ, А. П. КОЛПАКОВ

ПЕРЕВОЗКА длинномерных неделимых грузов осуществляется автопоездами, состоящими из тягача и длиннобазного полуприцепа. Значительно реже для этих целей используются прицепы и роспуски.

Поезда с длиннобазными полуприцепами обладают плохой поворотливостью. При крутых поворотах с радиусами, близкими к минимальным, для них требуется значительный габаритный коридор, что сильно затрудняет движение в населенных пунктах, на лесных, горных и других извилистых узких дорогах.

При неуправляемых колесах полуприцепа ширина габаритного коридора, необходимая для движения автопоезда, зависит от базы тягача и полуприцепа, радиуса поворота тягача и общего угла между направлением движения до начала поворота и после его окончания. Ширина габаритного коридора автопоезда на повороте определяется как разность между внешним габаритным радиусом тягача и внутренним габаритным радиусом полуприцепа.

У полуприцепов с неуправляемыми колесами (при одном и том же радиусе поворота тягача) в случае удлинения базы величина смещения колес к центру поворота возрастает, что увеличивает габаритный коридор и, следовательно, ухудшает поворотливость автопоезда.

Обычно принято считать, что максимальная база неуправляемого полуприцепа L_n не должна превышать основного радиуса поворота тягача R_T , равного расстоянию от центра поворота до центра заднего моста тягача. Однако это приемлемо только для установившегося движения автопоезда по круговой траектории.

С достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что установившееся движение наступает после поворота на угол не менее $270-300^\circ$. В реальных условиях движения повороты на такие углы крайне редки. Как правило, автопоезд движется по входным и выходным траекториям, характер движения по которым значительно отличается от кругового движения.

Для практических расчетов наиболее трудным с точки зрения обеспечения необходимых дорожных условий следует принять случай поворота автопоезда на 180° с предварительно повернутыми на месте на максимальный угол колесами тягача, что соответствует повороту для следования в обратном направлении без промежуточного маневрирования. Для этого случая графическим методом, предложенным применительно к автопоездам д-ром техн. наук Я. Х. Закиным [1], произведен анализ поворота автопоезда. Построение для случая $L_n = R_T$ показало, что колеса полуприцепа за все время поворота имеют поступательное движение, а минимальный радиус поворота относительно мгновенного центра O_2 равен $\frac{R_T}{2}$.

При дальнейшем увеличении базы полуприцепа наступает такое положение, когда в некоторый момент колеса полуприцепа прекращают поступательное движение и перемещаются только с боковым скольжением (у двухосного полуприцепа). Это положение характерно для $L_n \approx (1,4 \div 1,45) R_T$. Однако даже при $L_n = 1,5 R_T$ движение возможно, так как предельный угол складывания не превышает 95° (в предыдущем случае он составляет 65°).

Техническими требованиями на автопоезда угол складывания, ограниченный конструкцией опорно-сцепного устройства, установлен не менее 90° . Поэтому максимальную базу неуправляемого полуприцепа с учетом приведенного выше можно принять

$$L_{n \max} = 1,5 R_T, \quad (1)$$

или

$$L_{n \max} = 1,5 L_T \operatorname{ctg} \varphi_1, \quad (2)$$

где φ_1 — приведенный угол поворота управляемых колес тягача.

При $L_n = 4,2$ м и $\varphi_1 = 30^\circ$ величина $L_{n \max}$ из условия поворота на 180° составляет около 11 м.

Хотя полуприцепы с неуправляемыми колесами и могут осуществлять поворот при достаточно больших базах, но для этого требуются значительные площади.

На рис. 1 показан график увеличения ширины габаритного коридора K автопоезда на повороте. Анализ произведем

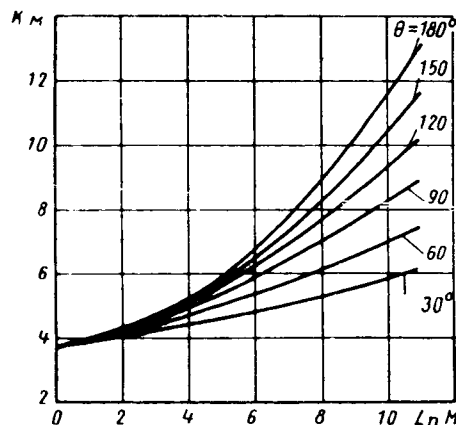


Рис. 1. Изменения габаритного коридора автопоезда в зависимости от базы полуприцепа и общего угла θ , на который происходит изменение направления движения.

для случая $L_T = 4,2$ м, $\varphi_1 = 30^\circ$ и при ширине автопоезда 2,5 м. Габаритный коридор тягача на повороте составляет 3,8 м.

В эксплуатации, за редким исключением, управляемые колеса тягача поворачиваются во время движения автопоезда, а само движение на повороте происходит по входным и выходным переходным траекториям при отсутствии для полуприцепа участка поворота с постоянным радиусом.

Траектория движения автопоезда на переходных траекториях характеризуется режимным коэффициентом поворота

$$K_n = \frac{v_0}{v} = \frac{\varphi_1}{S}, \quad (3)$$

где K_n — режимный коэффициент поворота в рад/м;

v_0 — скорость поворота управляемых колес тягача в рад/сек;

v — скорость движения в м/сек;

S — пройденный путь в м.

Так как поворот автопоезда с радиусами, близкими к минимальным, производится с малыми скоростями, то значение режимного коэффициента поворота для этого случая может быть принято $0,05-0,1$ рад/м [1]. Проверочный расчет, проведенный для случая $K_n = 0,1$ рад/м, $L_n = 11$ м, $L_T = 4,2$ м, при ширине автопоезда 2,5 м и угле изменения направления движения 180° , показал, что ширина габаритного коридора составит: при повороте управляемых колес тягача в движении — 13,1 м, при предварительном повороте управляемых колес тягача на месте на максимальный угол (30°) — 13,15 м.

Поскольку при малых скоростях движения результаты подсчета ширины габаритного коридора с учетом и без учета режимного коэффициента поворота мало отличаются, то для поворотов с малыми радиусами можно применять методику оценки поворотливости автопоезда при допущении поворота управляемых колес тягача на месте как достаточно простую и одновременно дающую малые ошибки.

Уменьшение габаритного коридора и улучшение тяговых качеств автопоезда за счет того, что колеса полуприцепа

не прокладывают отдельной колеи, может быть получено путем применения на полуприцепе управляемых колес.

На рис. 2 приведен график зависимости отношения ширины габаритного коридора автопоезда к ширине автопоезда (Π) относительно длины полуприцепа. Из графика видно, что при увеличении отношения $\frac{L_n}{L_T}$ свыше 1,5 ширина габаритного коридора резко возрастает. Учитывая это, на полуприцепах многоцелевого назначения при $\frac{L_n}{L_T} > 1,5$ целесообразно применять управляемые колеса.

Для улучшения тяговых качеств автопоезда с заблокированным активным приводом осей полуприцепа также необходимо применять управляемые колеса при $\frac{L_n}{L_T} \geq 1,5$ [2].

Управление колесами полуприцепа может осуществляться: оператором, управляющим колесами полуприцепа посредством специального рулевого привода и дополнительным устройством; в функции угла поворота управляемых колес тягача; в функции угла складывания автопоезда.

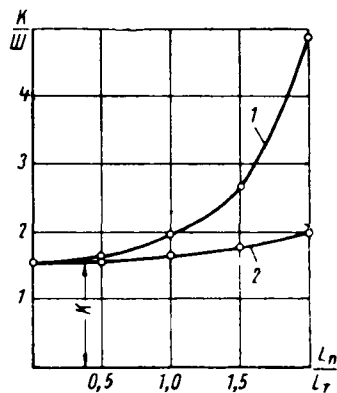


Рис. 2. Изменение ширины габаритного коридора автопоезда в зависимости от базы полуприцепа:

1 — с неуправляемыми колесами; 2 — с управляемыми колесами.

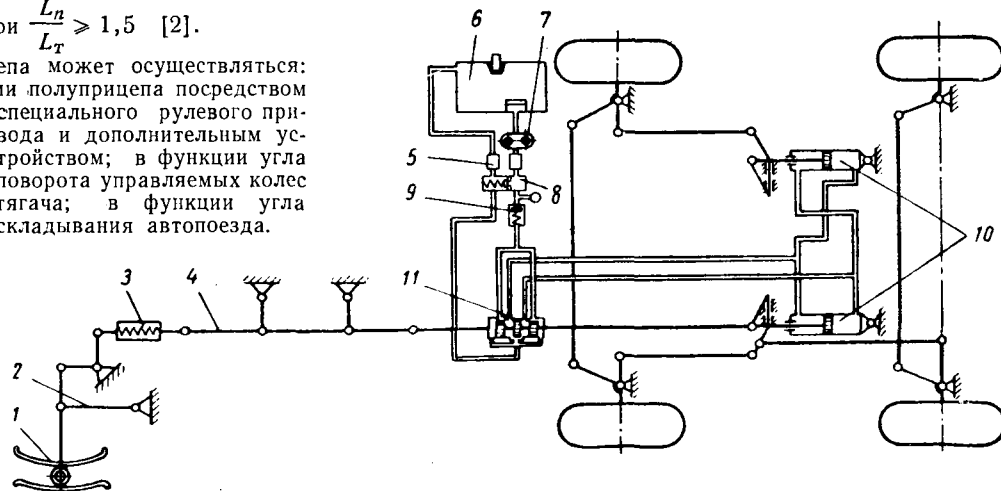


Рис. 3. Схема гидромеханического привода управления колесами полуприцепа:

1 — копир; 2 — промежуточный рычаг; 3 — пружинная тяга-компенсатор; 4 — продольные тяги; 5 — разъединительные клапаны; 6 — масляный бак; 7 — гидронасос; 8 — предохранительный клапан; 9 — обратный клапан; 10 — гидроцилиндры; 11 — золотник.

Первый метод требует дополнительной единицы обслуживающего персонала, поэтому применяется лишь для автопоездов особо большой грузоподъемности (например, полуприцеп фирмы «Титан»).

Достаточно простым по конструкции и обеспечивающим вполне удовлетворительную кинематику поворота полуприцепа является третий метод.

Приводы управления колесами полуприцепа могут быть следующих типов: механический (силовыми штангами или тросами); гидростатический (гидрообъемный); гидромеханический; электрический.

Опытные образцы полуприцепов с механическим и гидростатическим приводом управления колесами созданы авто-транспортными предприятиями Москвы, Ленинграда, Запорожья. Серийное производство двухосного полуприцепа с тросовым приводом управления в зависимости от угла складывания автопоезда намечено осуществить на Тавдинском заводе Свердловского совнархоза [3], [4].

В последние годы проводятся работы по созданию и исследованию управляемых полуприцепов с гидромеханическим приводом управления колесами (рис. 3).

Так как одним из основных показателей автопоезда, характеризующих его поворотоспособность и проходимость, является величина смещения колеи полуприцепа относительно колеи тягача, проанализируем влияние на величину этого смещения различных типов привода управляемых колес полуприцепа.

Для обеспечения следования колес полуприцепа по колеям задних колес тягача угол поворота колес полуприцепа должен быть в определенной функциональной зависимости от угла складывания автопоезда, определяемый угловым передаточным отношением привода

$$i = \frac{\gamma}{\varphi_{23}}, \quad (4)$$

где i — передаточное отношение привода;

γ — угол складывания автопоезда;

φ_{23} — приведенный угол поворота колес полуприцепа.

Если расчет производится для движения автопоезда по круговой траектории из условия следования центра тележки полуприцепа по траектории движения центра тележки тягача, то $i=1$, или $\gamma=\varphi_{23}$.

Для этого случая тем же методом, что и для неуправляемого полуприцепа, проанализировано движение колес полуприцепа при механическом или гидростатическом приводе (рис. 4). Сначала при возрастании угла складывания колеса полуприцепа поворачиваются на угол, равный углу складывания. Колея колес тележки полуприцепа при этом несколько смещается относительно колеи колес тележки тягача в сто-

рону, противоположную центру поворота. Затем колея колес полуприцепа постепенно приближается к колеям колес тележки тягача. На выходе из поворота полуприцеп смещается к центру поворота. Величина смещения на входе и на выходе примерно одинакова и составляет около $0,125 L_n$. Максимальный угол складывания равен 46° , а угол поворота заднего внутреннего колеса (для двухосного полуприцепа) — 55° .

Так как в практике автомобилестроения поворотные устройства существующих рулевых агрегатов допускают максимальный угол до 45° , а для ведущих колес до 35° , то схема поворота такого полуприцепа несколько отличается от обыч-

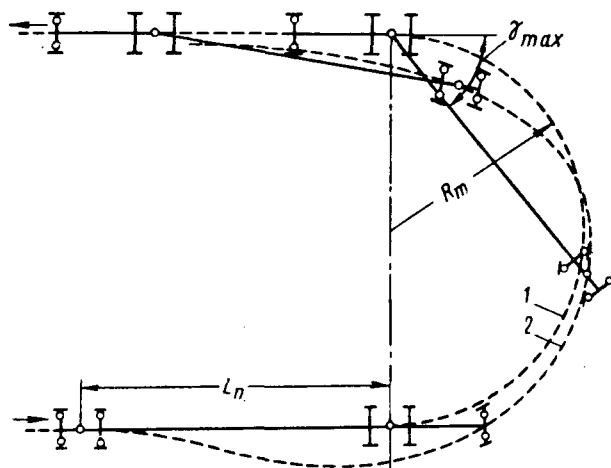


Рис. 4. Схема поворота автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа на 180° при $L_n = 1,5 R_n$:

1 — траектория движения центра тележки тягача; 2 — траектория движения центра тележки полуприцепа.

ной схемы поворота. В данном случае величина «забегания» на входе в поворот уменьшается, так как с некоторого момента возрастание угла складывания не сопровождается увеличением угла поворота колес, но на выходе из поворота смещение к центру увеличивается.

На величину «забегания» колес полуприцепа во внешнюю сторону на входе в поворот и во внутреннюю сторону на выходе из поворота влияют: база полуприцепа, угол изменения направления движения автопоезда, угловое передаточное отношение привода.

С увеличением базы полуприцепа величина «забегания» как на входе в поворот, так и на выходе из поворота увеличивается.

Угол изменения направления движения автопоезда влияет на величину «забегания» несколько иначе. Для рассмотренных выше двух случаев при угле изменения направления движения автопоезда 80° и более величина «забегания» на входе в поворот и выходе из него одинаковая. При угле изменения направления движения менее 80° величина «забегания» на входе незначительно уменьшается, но на выходе она резко возрастает за счет меньшей величины «забегания» на входе в поворот.

Увеличение углового передаточного отношения привода управления колесами уменьшает величину «забегания» на входе в поворот, но при этом увеличивается смещение колес полуприцепа к центру поворота на выходе.

Таким образом, управление колесами полуприцепа механическим или гидростатическим приводом на траекториях движения, отличных от круговых, уменьшает габаритный коридор, но не обеспечивает точного следования колес полуприцепа по колеям задних колес тягача. Максимальное смещение при $L_n=11$ м, $L_T=4,2$ м, $\varphi_1=30^\circ$ составляет 1,35 м. Графическое определение величины смещения колес полуприцепа, имеющего механический тип привода управления в функции угла складывания, подтверждается также экспериментальными данными. Для полуприцепа с базой 3,65 м, максимальным углом складывания 13° и угловым передаточным отношением привода управления колесами полуприцепа, равным 1, величина «забегания» при графическом анализе составляет 150 мм. Экспериментальные измерения величины отклонения колес этого полуприцепа показали, что полуприцеп смещается на 100—150 мм.

Для точного следования полуприцепа по колеям тягача на переходных режимах нужно создавать поворотное устройство с различным угловым передаточным отношением привода на входе в поворот и на выходе из поворота, а также при различных режимных коэффициентах поворота. На рис. 5 эта зависимость представлена для двухосного полуприцепа с длиной базы 6,4 м.

Механический или гидростатический привод дает прямолинейную зависимость углов поворота заднего β_3 и переднего β_2 колес полуприцепа от угла складывания с различным наклоном прямой к оси абсцисс при различном угловом передаточном отношении привода.

Экспериментальные исследования показали, что применение гидромеханического привода дает возможность получить

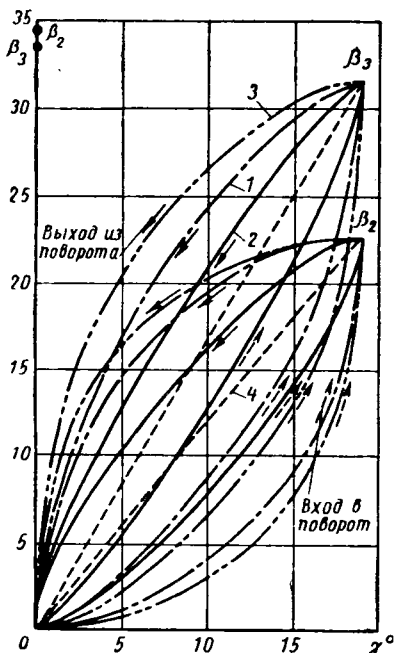


Рис. 5. Теоретическая зависимость углов поворота внутренних колес полуприцепа от угла складывания автопоезда из условия следования по колеям задних колес тягача на переходных траекториях:

1 — $K_n=0,06$; 2 — $K_n=0,02$; 3 — расчетная зависимость в предположении поворота колес тягача на месте на полный угол; 4 — расчетная зависимость в предположении установившегося поворота автопоезда.

непрямолинейную зависимость углов поворота колес от угла складывания. Это связано с тем, что гидросистема поворачивает колеса полуприцепа с некоторым запаздыванием, величина которого зависит от параметров гидроагрегатов и от времени поворота.

Угол складывания и углы поворота колес тягача и полуприцепа измерялись специально сконструированными датчиками с последующей записью на ленту осциллографа. Точное значение режимного коэффициента поворота определялось при расшифровке осциллограмм.

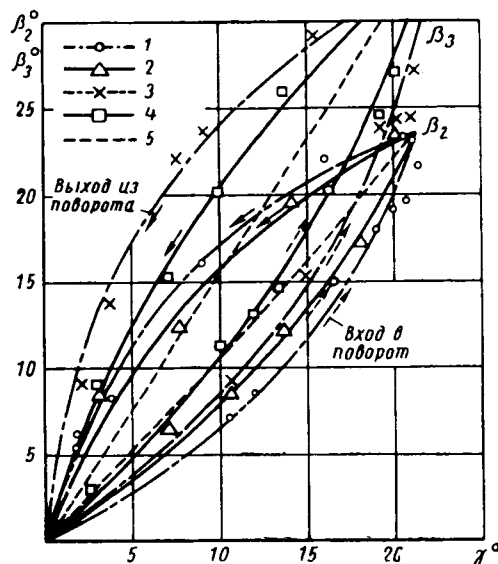


Рис. 6. Экспериментальная зависимость углов поворота внутренних колес полуприцепа от угла складывания автопоезда при гидромеханической системе управления:

1 — $K_n=0,06$ для передней оси; 2 — $K_n=0,02$ для передней оси; 3 — $K_n=0,06$ для задней оси; 4 — $K_n=0,02$ для задней оси; 5 — расчетная зависимость в предположении установившегося поворота автопоезда.

Как показывает график (рис. 6), отставание углов поворота управляемых колес полуприцепа от угла складывания автопоезда зависит от режимного коэффициента поворота: чем больше значение K_n , тем больше отстает угол поворота колес от угла складывания как на входе в поворот, так и на выходе из него. И хотя нельзя утверждать, что действительная зависимость этого отставания соответствует теоретической, представленной на рис. 5, тем не менее они очень близки, и колеса полуприцепа движутся по траектории, близкой к траектории движения задних колес тягача при различных режимных коэффициентах поворота.

Следовательно, с точки зрения движения полуприцепа по следу задних колес тягача на переходных траекториях имеющих на практике преобладающее значение по сравнению с движением по круговой траектории, гидромеханическая система управления колесами полуприцепа обладает преимуществом перед механическим или гидростатическим приводом. Необходимо учесть, что при гидромеханическом приводе легче осуществить автономное управление колесами полуприцепа из кабины водителя без дополнительных агрегатов, что улучшит управляемые качества автопоезда при подъезде к погрузочно-разгрузочным площадкам в узких местах при движении задним ходом.

Для определения величины отклонения траектории движения полуприцепа от траектории движения колес задней тележки тягача при гидронасосах различной производительности ставились эксперименты с помощью отметчиков траекторий представляющих собой гидроэлектрические пистолеты, расположенные на мостах тягача и полуприцепа. Гидроэлектрические пистолеты работали с частотой $1/10$ сек и отмечали траекторию движения точками на поверхности дороги. Эксперименты проводились для двух гидронасосов НШ-10 и НШ-2 с теоретической производительностью при 1500 об/мин соответственно 15 и 48 л/мин. Рабочий объем гидроцилиндров, управляющих колесами полуприцепа, составлял 1,6 л. На перископических двигателях тягача был задросселирован максимальное число оборотов на валу гидронасоса 1500 в минуту.

Измерения осуществлялись при переменном угле поворота управляемых колес тягача с поворотом их до упора, соответствующего минимальному радиусу поворота тягача. Следовательно, угол складывания также изменялся от нуля до своего максимального значения в конце входа в поворот, равного для этого автопоезда 19° .

Величины отклонения траектории движения полуприцепа приведены в таблице.

Насос НШ-10			Насос НШ-32		
Режимный коэффициент поворота K_n в рад/м	Смещение колес полуприцепа C_k в см	Направление смещения	Режимный коэффициент поворота K_n в рад/м	Смещение колес полуприцепа C_k в см	Направление смещения
0,028	5	В сторону, противоположную центру поворота	0,036	11	В сторону, противоположную центру поворота
0,07	10	То же	0,077	18	То же
∞ (поворот колес тягача на месте)	5	.	∞ (поворот колес тягача на месте)	20	.
	15	К центру поворота			

Смещение полуприцепа к центру поворота при гидронасосе НШ-10 и при повороте колес тягача на месте объясняется тем, что при трогании (в момент включения муфты сцепления) обороты двигателя и соединенного с ним насоса падали, отчего уменьшалась и производительность насоса.

В результате исследований была разработана методика расчета оптимальной производительности гидронасоса гидромеханической системы управления колесами полуприцепа.

При создании полуприцепов с управляемыми колесами возникает необходимость выбора параметров рулевых механизмов.

С точки зрения производственных затрат нужно стремиться к унификации рулевых механизмов полуприцепа с рулевыми механизмами тягача¹.

Для одноосного полуприцепа с передаточным отношением привода управления колесами $i = \frac{\gamma}{\varphi_2} = 1$ унификация рулевых агрегатов тягача и полуприцепа возможна при длине базы полуприцепа

$$L_n = 2L_T + \Delta, \quad (5)$$

где Δ — смещение сцепного шкворня полуприцепа относительно моста (или центра тележки) тягача вперед или назад.

При двухосном полуприцепе в зависимости от величины углового передаточного отношения привода возможны три схемы движения:

1. Колеса задней оси полуприцепа двигаются по колее задних колес тягача:

$$i = \frac{\gamma}{\varphi_3} = 1, \quad (6)$$

где φ_3 — приведенный угол поворота колес задней оси полуприцепа.

2. Центр тележки полуприцепа движется по траектории движения центра тележки тягача:

$$i = \frac{\gamma}{\varphi_{23}} = 1, \quad (7)$$

где φ_{23} — приведенный угол поворота колес тележки полуприцепа.

3. Колеса передней оси полуприцепа двигаются по колее задних колес тягача:

$$i = \frac{\gamma}{\varphi_2} = 1, \quad (8)$$

где φ_2 — приведенный угол поворота колес передней оси полуприцепа.

С точки зрения наименьшего габаритного коридора автопоезда и уменьшения образования колес лучшей является последняя схема движения.

Уменьшение потерь мощности на образование колес при этой схеме (если применены управляемые колеса, а не поворотная тележка полуприцепа) достигается тем, что на больших и средних радиусах поворота колеса задней оси полуприцепа двигаются по колее, близкой к колее передних колес тягача, а при определенном соотношении баз тягача, полуприцепа и тележки полуприцепа возможно совпадение колес этих колес при всех радиусах поворота. Действительно

$$R_1^2 = R_T^2 + L_n^2; \quad (9)$$

$$\left(\frac{L_n - \frac{l_n}{2}}{2} \right)^2 = R_T^2 - OA^2, \quad (10)$$

$$\left(\frac{L_n + \frac{3}{2} l_n}{2} \right)^2 = R_{2n}^2 - OA^2, \quad (11)$$

где R_1 — радиус поворота центра переднего моста тягача;

l_n — база тележки полуприцепа;

OA — длина перпендикуляра, опущенного из центра поворота на продольную ось полуприцепа;

R_{2n} — радиус поворота центра заднего моста полуприцепа.

Исключив из этих уравнений все неизвестные, кроме L_T , L_n , l_n и приравняв $R_{2n} = R_1$, получим зависимость базы тележки полуприцепа, при которой соблюдается условие движения задней оси полуприцепа по колее передних колес тягача

$$l_n = \sqrt{L_n^2 + 2L_T^2} - L_n. \quad (12)$$

Если база тягача 4,2 м, а база тележки полуприцепа 1,4 м, соблюдение указанного условия возможно при базе полуприцепа 11,6 м.

У двухосного полуприцепа можно унифицировать детали рулевой трапеции какой-либо одной оси с деталями рулевой трапеции тягача. Унификация рулевой трапеции передней оси полуприцепа с рулевой трапецией тягача возможна при длине базы (для третьей схемы движения)

$$L_n = 2L_T + \frac{l_n}{2} + \Delta; \quad (13)$$

то же для рулевой трапеции задней оси полуприцепа с рулевой трапецией тягача

$$L_n = 2L_T - \frac{3}{2} l_n + \Delta. \quad (14)$$

В частности, у экспериментального полуприцепа (рис. 3) рулевая трапеция задней оси взята с тягача.

При значительной длине заднего свеса груза или самого полуприцепа ширина габаритного коридора может получиться большей, если внешняя габаритная точка груза будет описывать траекторию за внешней габаритной точкой тягача. Чтобы этого не произошло, длина заднего свеса груза не должна превышать

$$L_2 \leq \sqrt{R_T'^2 - \left[\sqrt{R_T^2 - \left(\frac{2L_n - l_n}{4} \right)^2 + \frac{B_{22}^2}{2}} \right]^2 - \frac{L_n}{2}}, \quad (15)$$

где L_2 — длина свеса груза от задней оси полуприцепа;

B_{22} — габаритная ширина груза;

R_T — радиус поворота внешней габаритной точки тягача.

Если длина заднего свеса полуприцепа или наиболее часто перевозимого груза превышает указанную величину, то необходимо применить другую схему с таким расчетом, чтобы внешняя габаритная точка полуприцепа (или груза) не выходила за пределы траектории, описываемой внешней габаритной точкой тягача.

¹ Имеются в виду колеса полуприцепа, управляемые с помощью рулевой трапеции, а не с помощью поворотной тележки или оси.

В заключение необходимо отметить, что в работе [3] допущено несколько принципиально ошибочных положений относительно управляемого полуприцепа.

Кинематика углов поворота колес двухосного полуприцепа не должна рассчитываться так, чтобы боковая пара колес обоих мостов поворачивалась на одинаковый угол, а каждое колесо двухосного полуприцепа имело свой угол поворота, как и у четырехосного автомобиля с двумя передними управляемыми осями. Несоблюдение этого условия приведет к значительному боковому скольжению и износу шин при движении на повороте.

Продольный наклон шкворней управляемых колес полуприцепа, обеспечивающий стабилизацию колес от центробежных сил на повороте, должен осуществляться не вперед, как указано, а назад, т. е. в сторону, противоположную управляемым колесам автомобиля. Это объясняется тем, что у автомобиля центробежная сила на повороте направлена в сторону, противоположную повороту управляемых колес, а у полуприцепа — в сторону поворота управляемых колес.

Не совсем удачно определение — запаздывание поворота управляемых колес полуприцепа относительно угла складывания автопоезда, обеспечивающее более близкое совпадение колес полуприцепа и тягача. Речь идет не о запаздывании управляемых колес полуприцепа, а об изменении углового передаточного отношения привода, влияние которого на величину отклонения колес полуприцепа проанализировано в данной статье.

Выводы

1. Величина базы полуприцепа с неуправляемыми колесами не должна превышать $1,5 L_T \operatorname{ctg} \varphi$.

2. Применение на полуприцепе управляемых колес уменьшает габаритный коридор, улучшает проходимость и маневренные качества автопоезда.

3. Управляемые колеса полуприцепа целесообразно применять при длине базы $L_n > 1,5 L_T$.

4. В качестве задающего параметра для управления колесами полуприцепа должен быть угол складывания автопоезда.

5. Для уменьшения потерь мощности на колеобразование привод управления колесами полуприцепа должен обеспечивать следование колес одноосного (или колес передней оси двухосного) полуприцепа по колее задних колес тягача.

6. Наиболее оптимальной конструкцией механизма управления колесами полуприцепа, обеспечивающей наименьшее отклонение колес колес полуприцепа от колес задних колес тягача на переходных траекториях, является гидромеханический привод управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я. Х. Методы анализа маневренных свойств автопоездов. Автотрансиздат. М., 1961.

2. Базыленко Г. И. и др. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 11.

3. Марголис С. Я. — «Автомобильный транспорт», 1962, № 3.

4. Орловский А. и др. — «Автомобильный транспорт», 1962, № 3.

УДК 629.11.011.6

Применение заменителей кожи и поливинилхлоридных пластиков в автомобиле «Москвич»

Я. М. ВАЙСМАН

Московский завод малолитражных автомобилей

ЗАМЕНИТЬ в автомобилестроении дорогую и дефицитную натуральную кожу пытались давно, выпуская так называемые гранитоли и дерматины, представляющие собой ткани, покрытые слоем нитроцеллюлозы. Однако эти заменители из-за низких эксплуатационных свойств были непригодны для практического применения. Лишь с помощью полимеров при замене покрытия из нитроцеллюлозы на поливинилхлоридное покрытие удалось резко улучшить качественные показатели и повысить срок службы изделий.

В последнее время широкое распространение получили также поливинилхлоридные пластики без тканевой основы. Вводя в определенных пропорциях пластификаторы, стабилизаторы, красители и наполнители, можно получить прочный, эластичный, разноцветный и дешевый материал.

Применение заменителей кожи с тканевой основой и без тканевой основы позволяет принципиально изменить технологический процесс изготовления деталей из них, применив сварку и тиснение т.в.ч. вместо сшивки или склейки.

На автомобилях, выпускаемых Московским заводом малолитражных автомобилей, широко используются заменители кожи: автобимы, павинолы и поливинилхлоридные пластики, выпускаемые Калининским комбинатом «Искож». Из автобима изготавливается обивка подушек и спинок сидений, из павинола — обивка панелей дверей, центральных стоек, полки задней части кузова и обивка брызговика боковины. В будущем предполагается изготовление обивки потолка из заменителя кожи на прошивной основе. Из поливинилхлоридных пластиков изготавливаются противосолнечные козырьки и обивка подлокотников (рис. 1).

С заменой тканей на заменители кожи изменился соответственно и технологический процесс выполнения многих операций.

Обивки панелей дверей выполнялись из двух расцветок павинола, отдельные части его сшивались между собой. Данная операция требовала довольно высокой квалификации швеи, которая могла бы обеспечить строгую прямолинейность и параллельность швов. Для улучшения качества изделия и снижения себестоимости и трудоемкости на заводе изготовлена установка, позволявшая отдельные детали обивки панели две-

рей сваривать между собой при использовании поливинилхлоридного покрытия павинола. В приспособление, изготовленное по размеру средней части обивки, лицевыми сторонами к верхнему и нижнему краям укладываются соответственно верхняя и нижняя части обивки. Приспособление, перемещающееся в направляющих, задвигается в зону двух электродов-линеек. Последние опускаются с помощью пневматического привода. Затем оператор включает т.в.ч. Для сварки деталей обивки панели двери достаточно 4 сек. отсчитываемых реле времени. Давление на электродах-линейках 300 кг. Режимы сварки таковы: ток сетки 0,4 а, ток анода 1,7 а, напряжение 6,5 а.

Сварку можно производить иначе, накладывая верхнюю и нижнюю части тыльными сторонами на лицевую сторону средней части. Несмотря на прослойку из ткани, прочность шва на разрыв достигается вполне удовлетворительная. Для определения прочностных качеств сварных швов в сравнении с прочностью сшитых деталей были проведены испытания швов на разрыв. Результаты испытаний сведены в таблицу.

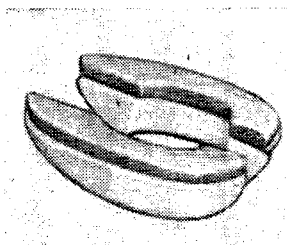


Рис. 1.

Соединения деталей	Усилие для разрыва в кг
Сшиты нитками № 10	8 — разрыв ниток
Сварные (сварка лицевыми сторонами)	18
Сварные (сварка разными сторонами)	29

Для получения ровного края при сварке разными сторонами изготовлен специальный нож для обрезки. Вследствие приме-

нения высокочастотной сварки на данной операции снижаются трудоемкость и себестоимость за счет снятия ниток, сокращения времени выполнения операции, снижения количества операторов (на два человека). Применение сварки повышает качество и культуру производства.

Собранные панели дверей кузова имели в верхней части декоративную отделку в виде двух строчечных швов, выполненных на швейной машине типа «23 класс» Подольского механического завода. Операция эта была очень трудоемкой, картон толщиной 2,5 мм, пробитый иглой, ломался, что сказывалось на внешнем виде панели. В настоящее время эта операция выполняется с помощью т.в.ч. Использована способность поливинилхлоридного покрытия павинола размягчаться под воздействием температуры. Разогретая пленка легко принимает рисунок линейки, которой тиснётся. На аналогичной установке укреплены две линейки, имеющие на своих рабочих поверхностях рисунок, имитирующий строчечный шов. Панели с отделкой такого рода изящны и не пробиваются иглой.

Обе указанные установки просты по устройству (рис. 2). На столе 1 укреплена плита 2, служащая нижним электродом.

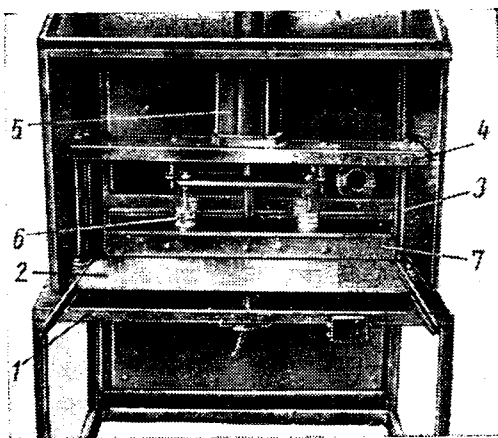


Рис. 2.

На четырех опорах 3 расположена верхняя плита 4, изготовленная для жесткости из двух балок двутаврового сечения. На них укреплен пневматический стакан 5 диаметром 300 мм. На штоке стакана установлено регулировочное устройство 6, позволяющее очень точно, с минимальным зазором устанавливать линейки-электроды 7 из стального уголка размером

70×40 мм. Увеличенная высота стороны уголка позволяет уменьшить емкость между электродами. Обе установки экранированы от радиопомех сетчатым коробом. Незакрытой остается лишь щель, служащая для вставки собранной панели или приспособления с деталями обивки для их сварки. Обе установки получают питание от двух выводов одного и того же высокочастотного генератора марки ЛГД-12, выпускаемого Ленинградским заводом высокочастотных установок Управления электротехнической промышленности Ленгорсовнархоза.

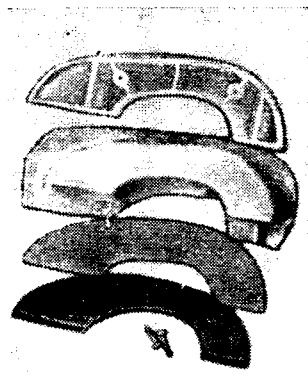


Рис. 3.

Заслуживает внимания технологический процесс изготовления обивки подушки подлокотника из поливинилхлоридных пластиков, примененный на Московском заводе малолитражных автомобилей. Конструктивно подлокотник, устанавливаемый на автомобиле «Москвич» (рис. 3), состоит из пластмассового корпуса, стальной опорной пластины, резиновой подуш-

ки, обивки, сшитой из павинола и крепежа. Раскрой и пошив обивки, состоящей из трех деталей, очень трудоемкие операции, так как детали мелкие и имеют сложную конфигурацию.

По новому технологическому процессу обивка подушки изготовляется из поливинилхлоридных пластиков методом вакуумного формования. Временно, пока на Московском заводе малолитражных автомобилей не готова установка для формовки, использована вакуум-формовочная машина типа «Пикко-Пак» фирмы «Кертинг-Киффель».

Технологический процесс изготовления обивки состоит в следующем. С рулона, укрепленного на оси, пленка настилается на рамку корпуса машины и фиксируется запорной рамкой. Нажатием педали опускается электрическая печь, разогревающая пленку. Время разогрева пленки отсчитывается механическим реле времени (по технологическому процессу завода 15 сек для поливинилхлоридных пленок, ГОСТ 9998-62). По окончании разогрева печь поднимают и одновременно поднимают стол до упора в рамку корпуса машины. На столе уложены четыре модели подушек подлокотников, изготовленных из дерева. Стол с перфорированным настилом соединен с вакуум-насосом. В момент поднятия стола между разогретой пленкой и столом создается разряжение, в результате чего пленка обтягивает деревянные модели подушек подлокотников. По окончании вытяжки заготовки необходимо охладить сжатым воздухом для уменьшения усадки пленки. Затем стол с моделями опускают, открывают запорную рамку и заготовку снимают (рис. 4). Отформованные части заготовки накладываются на деревянные формы, лежащие на столе сварочного пресса. На верхней плите пресса укреплены два или четыре (в зависимости от мощности применяемого генератора) электрода-штампы, изготовленного из стальной ленты толщиной 1,0 мм. Конфигурация штампов — увеличенные по всему периметру (на 2 мм) подушки подлокотников. С помощью т.в.ч. заготовки обивки подлокотников вырезаются из общей заготовки. Готовые детали передаются на сборку.

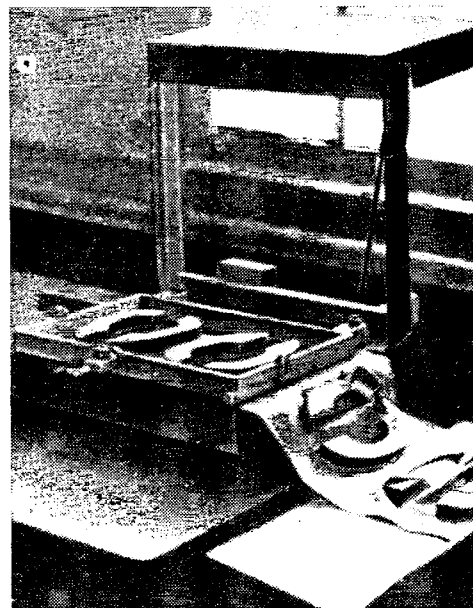


Рис. 4.

Внедрение данной технологии на всю программу выпуска автомобилей позволило полностью исключить раскрой деталей обивки, операцию пошива, применение ниток и высвобождать двух операторов, а также резко улучшить внешний вид подлокотника и культуру производства.

Большой экономический эффект, улучшенный внешний вид изделий и высокая культура производства позволяют широко применять в автомобилестроении заменители кожи и пластики.

Новые направления в развитии литейного производства автомобильной промышленности

К. Л. ЩЕРБАКОВ
Гипроавтопром

ВСЕ существующие автомобильные и моторные заводы являются комплексными, располагающими собственными заготовительными цехами, в том числе и литейными.

Эти литейные цехи обеспечивают потребность завода в литье, как правило, полностью по всей номенклатуре и видам металла, причем часть литейных цехов автозаводов по существу превращена в базовые литейные заводы, поставляющие литье целому ряду заводов, в том числе и не автомобильным. К такого типа цехам относятся литейные цехи Московского автозавода имени Лихачева, Горьковского, Минского и Уральского автозаводов, Ярославского моторного завода и др.

Московский завод малолитражных автомобилей не имеет собственных литейных цехов, кроме небольших участков цветного и стального литья; этот завод получает литье от Московского автозавода имени Лихачева, Горьковского автозавода и др.

Намеченная Гипроавтопромом специализация автомобильной промышленности предлагает принципиально новые положения в развитии литейного производства автозаводов.

В соответствии со специализацией вновь проектируемые автозаводы не будут иметь собственных заготовительных цехов. Специализацией предусматривается организация районных специализированных литейных цехов и заводов черных и цветных металлов, поставляющих литье по кооперации ряду заводов автомобильной промышленности и заводам других отраслей промышленности.

Крупные новые районные литейные цехи цветного литья намечено размещать непосредственно на заводах первичной или вторичной переработки цветных металлов или рядом с ними.

Такое размещение цехов цветного литья позволяет использовать жидкие сплавы заводов цветных металлов, что исключает повторные потери металла в виде угара, дополнительный расход электроэнергии на расплавление твердой шихты и т. д.

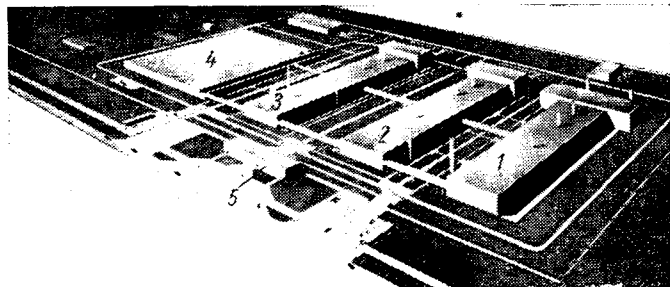


Рис. 1. Генеральный план Саранского литейного завода:
1 — сталелитейный цех; 2 — литейный цех ковкого чугуна; 3 — литейный цех серого чугуна; 4 — блок цехов № 1; 5 — административный корпус.

Было принято решение о строительстве в текущем пятилетии районного литейного завода черных металлов мощностью 215 тыс. т в год в г. Саранске (серый, ковкий чугун и стальное литье), цеха алюминиевого литья мощностью 50 тыс. т в год в г. Мценске с размещением его на заводе вторичной переработки цветных металлов.

Саранский литейный завод (проект Гипроавтопрома) запроектирован как специализированное предприятие по производству отливок черных металлов, подлежащих поставке по кооперации ряду заводов автомобильной промышленности (рис. 1).

В состав этого завода включены сталелитейный цех мощностью 65 тыс. т, литейный цех ковкого чугуна мощностью 50—60 тыс. т, литейный цех серого чугуна мощностью 75 тыс. т, блок литейных цехов мощностью 20 тыс. т в год (цех мелких серий мощностью 15 тыс. т и цех точного литья по выплавляемым моделям мощностью 5 тыс. т).

Кроме литейных цехов, на заводе предусмотрено строительство модельного и ремонтно-механического цехов, скрапозаготовительной базы, складских помещений и энергетического блока в составе электрической понизительной подстанции, компрессорной и насосной станций. Литейный завод будет поставлять литье автомобильным и моторным заводам, а также заводам запасных частей, в том числе Московскому автозаводу имени Лихачева свыше 92 тыс. т, заводу запасных частей 26 тыс. т, Сердобскому машиностроительному заводу около 10 тыс. т и другим заводам.

Количество литья, поставляемого заводам по видам металла в год, показано в табл. 1.

Таблица 1

Наименование заводов	Серый чугун		Ковкий чугун		Стальное литье	
	в тыс. т	в %	в тыс. т	в %	в тыс. т	в %
Московский автозавод имени Лихачева	—	—	49,0	89,1	43,1	57,5
Завод запасных частей	26,0	30,6	—	—	—	—
Сердобский машиностроительный завод	2,0	2,4	2,6	4,7	3,2	4,3
Другие потребители	57,0	67,0	3,4	6,2	28,7	38,2
Всего	85,0	100,0	55,0	100,0	75,0	100,0

Программа трех основных литейных цехов (цехи серого и ковкого чугуна и стального литья) имеет крупносерийный и массовый характер. Серийность отливок изменяется от 6 до 600 тыс. шт. одного наименования.

Количество наименований отливок, максимальный и минимальный вес их по видам металла указаны в табл. 2.

Таблица 2

Наименование литейных цехов	Количество наименования отливок	Вес отливки в кг	
		максимальный	минимальный
Серого чугуна	19	155	0,55
Ковкого чугуна	92	43	0,10
Стального литья	26	51	0,80

В литейных цехах предусмотрен двухсменный параллельный режим работы за исключением сталелитейного цеха и термических отделений в цехах ковкого чугуна и мелкосерийного литья, для которых принят трехсменный режим работы.

Все три здания основных литейных цехов (серого и ковкого чугуна и стального литья) имеют единое строительное решение: они имеют удлиненную прямоугольную форму, бесфонарные, с плоской кровлей и искусственной вентиляцией, двухэтажные. Каждый из корпусов состоит из трех пролетов ши-

риной 18 м и длиной 240 м и двух поперечных пролетов шириной 24 м (однопролетная часть здания). Сетка колонн принята 18×6 м на втором этаже и 9×6 м на первом этаже. Отметка пола второго этажа +7,2 м. Бытовые помещения во всех трех цехах находятся на первых этажах.

На литейном заводе предусмотрена централизация складских помещений: центральный склад формовочных материалов с отделениями земледоподготовки и приготовления бентонитно-угольных и бентонитных суспензий, центральные склады кокса, известняка, связующих для формовочных стержневых составов и центральный склад годного литья.

Запроектирована подача формовочных и вспомогательных материалов из центральных складов в литейные цехи непрерывными видами транспорта, например: формовочные сыпучие материалы подаются в литейные цехи пневмотранспортом, суспензии и крепители — насосами по трубам, кокс и известняк — ленточными конвейерами. Годное литье из литейных цехов на центральный склад литья подается непрерывным механическим транспортом.

В основных литейных цехах для всех деталей независимо от вида металла намечено применять сырые песчаные формы. Песчаные формы должны изготавливаться на прессовых и пескодувных с подпрессовкой автоматах.

Для транспортирования форм на сборку, заливку и выбивку запроектированы автоматизированные конвейерные линии с автоматизацией операций передачи опок с выбивки к формовочным автоматам и полуформ на конвейер, сборки форм и укладки грузов на формы перед заливкой и снятие их с заливочных форм, а также выбивка форм. Всего в литейных цехах намечено установить 11 автоматизированных конвейерных линий для формовки-заливки и выбивки литья.

Для каждой формовочной линии предусматривается собственная установка для приготовления формовочных смесей. Будут установлены высокопроизводительные смесители модели 116 с полным автоматическим циклом работы и автоматической раздачей формовочных смесей по бункерам формовочных машин. Принят автоматический контроль влажности формовочных смесей.

Наряду с использованием стержней, изготовленных из смесей с обычными связующими веществами, проектом предусмотрено применение оболочковых стержней и стержней, полученных в торях ящиках (соответственно 35 и 20% от общего веса изготавливаемых стержней).

Для формовки стержней предназначаются автоматические пескоструйные и пескодувные машины. Стержни на формовку будут подаваться подвесным конвейером толкающего типа.

Для приготовления стержневых смесей будут установлены смесители центробежного типа модели 115 с автоматическим циклом работы.

Для плавки металла в цехе серого чугуна запроектирована установка двух пар водоохлаждаемых вагранок производительностью по 15 т/ч, оборудованных рекуператорами для подогрева дутья с очисткой и дожиганием отходящих газов.

В цехе ковкого чугуна плавка металла намечена дуплекс-процессом. Установлены две вагранки с охлаждением плавильного пояса производительностью 30 т/ч каждая и две дуговые электропечи ДЧМ-10.

У всех вагранок предусмотрена автоматическая навеска шихты (как на Московском автозаводе имени Лихачева) и автоматическая загрузка вагранок скиповыми подъемниками.

Плавка стали будет производиться в пятитонных дуговых сталеплавильных электропечах с откатной ванной и механизированной загрузкой. Для очистки отливок предусматривается установка дробеметных конвейерных камер, дробеметных барабанов непрерывного действия и автоматизированных линий с зачистными полуавтоматами. Литье на ковкий чугун будет отжигаться в газовых конвейерных печах с контролируемой атмосферой.

Все межоперационные транспортные операции будут механизированы за счет широкого применения непрерывного транспорта. На литейном заводе запроектировано 11 литейных конвейеров; 2,6 тыс. пог. м пластинчатых транспортеров; 6,8 тыс. пог. м подвесных конвейеров; 5,8 тыс. пог. м ленточных транспортеров.

Высокая степень комплексной механизации и автоматизации технологических и транспортных процессов литейных в проекте Саранского литейного завода должна дать прогрессивные технико-экономические показатели.

В табл. 3 приведены расчетные технико-экономические показатели по основным литейным цехам рассматриваемого завода.

Та (лицы 3

Показатели	Литейный цех серого чугуна	Литейный цех ковкого чугуна	Сталелитейный цех
Выпуск цеха в тыс. т	75	55	65
Общая площадь цеха в тыс. м ²	18,4	20,0	20,9
Общее количество рабочих	532	494	719
Выпуск годного литья в т/год:			
на 1 м ² общей площади цеха	3,5	2,7	3,1
на одного рабочего	122,0	111,0	90,5
Трудоемкость 1 т годного литья в чел.-часах	10,4	10,7	14,0
Себестоимость 1 т литья в руб.	88,4	94,2	111,2

Работа цеха алюминиевого литья (проект Гипроавтопрома) мощностью 50 тыс. т в год запроектирована в две смены. При пересчете на три смены годовая мощность этого цеха возрастет до 65—70 тыс. т алюминиевого литья. Таким образом, проектируемый цех в отношении мощности является уникальным, так как ни в нашей стране, ни за рубежом нет цеха алюминиевого литья с таким большим выпуском продукции.

Цех предназначен для обеспечения алюминиевыми отливками ряда автомобильных и тракторных заводов, в том числе Московский автозавод имени Лихачева (25 тыс. т в год, что составляет 50% всей мощности цеха), Московский завод малолитражных автомобилей (5400 т в год — 11%), Владимирский тракторный завод (9100 т — примерно 18% общей программы цеха) и другие более мелкие потребители.

По характеру производства — это цех массового производства с выпуском от 10 тыс. до 1700 тыс. шт. в год деталей одного наименования. Общее количество наименований отливок около 220 (блок цилиндров для двигателей МЗМА, головки цилиндров трех типоразмеров, тормозные барабаны пяти типоразмеров, выпускные трубы шести типоразмеров и другие детали). Максимальный вес отливки 19 кг (блок цилиндров двигателей МЗМА), минимальный — 4 кг.

Цех будет размещен на территории перерабатывающего завода в одном здании с цехом вторичного алюминия (рис. 2).

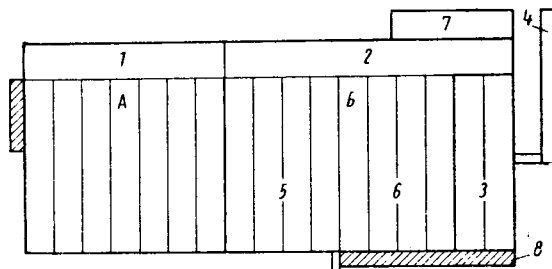


Рис. 2. Схема цеха алюминиевого литья Мценского завода вторичной переработки цветных металлов:

А — металлургический цех вторичного алюминия; Б — цех алюминиевого литья; 1 — плавильное отделение; 2 — раздаточный пролет; 3 — стержневое отделение; 4 — участок выбивки стержней; 5 — отделение литья под давлением; 6 — отделение литья в кокиль; 7 — склад формовочных материалов; 8 — служебно-бытовые помещения.

Цех алюминиевого литья займет десять параллельных пролетов шириной по 24 м и два перпендикулярных к ним пролета шириной 30 и 24 м. Длина цеха 240 м, ширина 174 м, общая площадь цеха 43,8 тыс. м².

Вся программа цеха будет выполняться методом литья в постоянные формы, в том числе в кокиль (55%) и формы литья под давлением (45%). Часть отливок получают методом литья под низким давлением. Таким образом, в данном цехе мощность 50 тыс. т в год алюминиевого литья, совершенно исключается литье в песчаные формы. В цехе в основном будут применяться три марки металла: АЛ-3В, АЛ-9В, АЛ-10В.

Литейный цех будет получать из цеха вторичного алюминия жидкий сплав, который будет заливаться в электрические миксеры емкостью 10 т. 16 миксеров установлены в пролете цеха шириной 30 м. Из миксеров металл через сифоны будет выдаваться в заливочные ковши. Ковши с жидким металлом к местам потребления — раздаточным печам машин литья под давлением и кокильным установкам — будут транспортироваться автопогрузчиками, обеспечивающими подъем ковша на требу-

мую высоту и механизированный его поворот. Практика работы Заволжского моторного завода показала гибкость и надежность работы такого вида транспорта.

Отходы литейного цеха (литники, прибыли, скрап, брак) должны направляться в цех вторичного алюминия системой ленточных транспортеров, раздельно по маркам металла, там они должны шихтоваться с другими составляющими и переплавляться.

В проекте предусматриваются раздаточные печи с дозирующим устройством, обеспечивающим автоматическую подачу заданной порции жидкого металла непосредственно в стакан машины литья под давлением или в кокильные установки.

Методом литья под давлением отливается 22,7 тыс. т алюминиевых отливок, в том числе ряд крупных деталей автомобилей: блоки цилиндров, картеры маховиков, картеры сцепления и другие детали автомобилей «Москвич», колодки переднего и заднего тормозов, крышки картеров автомобилей ЗИЛ и целый ряд других деталей для автомобилей и тракторов Владимирского тракторного завода.

Машины литья под давлением выбраны с горизонтальной камерой давления, обеспечивающие высокую производительность и экономичность литниковой системы. Всего установлено 71 машина: с запорным усилием 2200 т — 2 шт., с усилием 500 т — 15 шт., с усилием 200 т — 41 шт.

Для извлечения крупных отливок из прессформ предусматриваются специальные манипуляторы, которыми отливки укладываются на роульганги. После внешнего осмотра они подаются подвесным конвейером на участок обрубки.

Отрезку литников и снятие облоя намечено производить на кривошипных прессах. Будет установлено 40 прессов: четыре для крупных деталей, включая блок цилиндров; 12 — для отливок среднего веса и 24 — для мелкого литья.

Головки блоков, выпускные трубы и другие отливки крупных серий (34 наименования отливок) предполагается отливать на многопозиционных карусельных машинах с автоматическим закрыванием и раскрыванием кокилей. Для отливок этой категории установлено 25 карусельных агрегатов.

Отливки с небольшой номенклатурой (34 наименования) намечено изготавливать в одинарных кокилях или в установках для литья под низким давлением. Запроектировано 18 индивидуальных кокилей и пять агрегатов для литья под низким давлением. Стержни к карусельным кокильным машинам должны подаваться подвесным толкающим конвейером.

Отливки манипуляторами будут извлекаться из кокилей и укладываться на подъемные столы, на которых они будут подвешиваться на конвейеры толкающего типа с адресованием подвесок. Отрезка прибылей и литников осуществляется фрезерными станками (8 шт.) и ленточными пилами (13 шт.).

Для пропитки отливок проектируется применение автоматизированной линии. Примерно половина отливок должна подвергаться старению при 448°K в течение 3 ч, другая половина отливок — закалке; нагреву до 788°K в течение 4 ч и охлаждению в воде при 343—353°K.

Для старения будет установлено 11 вертикальных конвейерных электропечей ОКБ-4023 и для закалки — 10 толкательных печей ОКБ-2020.

Около 50% (по весу) стержней для кокильного литья намечено изготавливать оболочковым методом и методом в горячих ящиках, остальные — песчаные. Для изготовления стержней в горячих ящиках предусмотрено установить 12 четырехпозиционных автоматических карусельных пескодувных машин с электрическим нагревом, а для песчаных — 10 двухпозиционных автоматических пескодувных и пескострельных машин.

Сушить песчаные стержни намечено в четырехходовых вертикальных конвейерных сушилках с площадью сушки каждого 38 м².

Выбивка стержней из головок цилиндров будет осуществляться на полуавтоматической установке без перевески отливок.

Для приготовления стержневых смесей будут установлены

два смесителя модели И15 производительностью 10 т/ч каждый. Готовый плакированный песок для оболочковых стержней поступит на склад формовочных материалов и пневмотранспортом будет доставляться в бункеры стержневых машин. Формовочные пески для песчаных стержней намечено сушить в трехбарабанной печи.

Организация производства алюминиевого литья на Мценском заводе вторичных металлов с использованием готовых жидких сплавов необходимых марок и качества дает, по сравнению с цехами, работающими на твердой завалке, значительный экономический эффект, а именно:

1. Исключается расход электроэнергии на расплавление твердой шихты, который за вычетом электроэнергии, идущей на поддержание температуры жидких сплавов в раздаточных миксерах, составит 500—50=450 кВт·ч/т. При заданном объеме производства годовая экономия электроэнергии будет составлять 21,7 млн. кВт·ч.

2. Исключаются дополнительные потери металла в виде угара, имеющегося при расплавлении твердой металлической шихты, что при заданной программе составит 1600 т/год стоимостью 746 тыс. руб.

3. Весьма существенным является также возможность при принятой организации производства получить качественные сплавы, приготовленные в основном из отходов собственного производства литья с минимальным количеством дорогих первичных металлов (8—10% вместо 55—60% при обычной технологии, например, на Заволжском моторном заводе).

Применение более дешевых исходных материалов, идущих на приготовление шихты, резко сокращает расход дефицитных первичных материалов, обеспечивает снижение себестоимости литья на сумму 5,8 млн. руб. в год.

4. Кроме того, достигается сокращение капитальных затрат на строительство литейного цеха в связи с тем, что из этого состава исключаются плавильное оборудование и склад шихты, необходимые при работе цеха на твердой шихте. Примерная сумма снижения капиталовложений составит около 1 млн. руб.

Основные данные и технико-экономические показатели приведены в табл. 4.

Таблица 4

Показатели	Технический проект цеха алюминиевого литья Мценского завода			Проектное значение расходов литья Заволжского моторного завода
	Литье под давлением	Литье в кокиль	Всего	
Выпуск годного литья в год в тыс. т	22,7	27,3	50,0	43,3
Общая площадь цеха в тыс. м ²	15,6	28,2	43,8	30,9
Общее количество работающих	604	910	1514	1626
в том числе рабочих	544	820	1 364	1449
Общая установленная мощность токоприемников технологического и транспортного оборудования в квт	—	—	11 296	—
Сметная стоимость технологического и транспортного оборудования в тыс. руб.	—	—	5054,3	—
Выпуск на 1 м ² общей площади в т/год	1,45	0,97	1,14	1,12
Выпуск литья на одного работающего в т/год	37,6	30,0	33,0	26,6
Выпуск литья на одного рабочего в т/год	41,8	33,0	36,5	29,9
Трудоёмкость 1 т отливок в чел.-час.	25,8	32,0	—	36,0
Удельная мощность токоприемников технологического и транспортного оборудования в квт/м	—	—	0,23	—
Удельная сметная стоимость технологического и транспортного оборудования в руб/м	—	—	101	—
Себестоимость 1 т литья в руб/т	473,4	539,9	—	608,9; 654,3*

* Первая цифра — себестоимость 1 т литья под давлением, вторая цифра — себестоимость 1 т литья в кокиль.

Малогабаритный стенд для холодной и горячей обкатки двигателей ГАЗ-53 и ГАЗ-66

И. Т. ЧЕБАН

Горьковский автозавод

СТЕНДЫ для обкатки, производственных испытаний и регулировки автомобильных двигателей после сборки являются необходимым технологическим оборудованием, на котором вновь собранный двигатель подвергается всесторонней проверке в отношении годности к эксплуатации.

При проектировании технологической части временного участка испытания восьмицилиндровых двигателей ГАЗ-53 и ГАЗ-66 для Заволжского моторного завода технологам-проектантам пришлось считаться со следующими условиями:

1) двигатели должны собираться и испытываться без коробки передач;

2) двигатели должны подвергаться как холодной, так и горячей (без нагрузки) обкатке с определенным режимом;

3) для участка испытания двигателей была отведена определенная площадь 818 м².

После разработки технологического процесса обкатки, испытания, регулирования и приема двигателей было разработано техническое задание на проектирование стенда, на котором этот технологический процесс должен выполняться.

Помимо всех необходимых исходных данных для проектирования стенда, в техническом задании были указаны желаемые габаритные размеры стенда: длина 1500 мм, ширина 700 мм. Указывался и путь, по которому следует идти конструктору: спроектировать «двухэтажный» стенд вместо существующего для двигателя ГАЗ-13 «одноэтажного», т. е. приводной электродвигатель для холодной обкатки разместить в станине стенда под испытуемым автомобильным двигателем, а не в один ряд.

Ввиду отсутствия коробки передач (она поставляется заводом-изготовителем непосредственно заводам-потребителям двигателей) рекомендовалось крутящий момент от приводного электродвигателя к коленчатому валу испытуемого двигателя передавать через храповик коленчатого вала.

На основании технического задания была разработана конструкция малогабаритного стенда для холодной и горячей обкатки и испытания восьмицилиндровых V-образных двигателей ГАЗ-53 и ГАЗ-66. Его габаритные размеры получились следующие: длина 1585 мм, ширина 770 мм. При составлении плана испытательной станции эти размеры округлялись: 1600×800 мм.

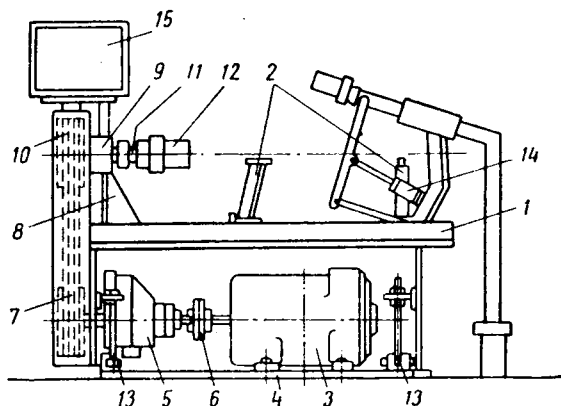


Рис. 1. Стенд для обкатки двигателей моделей 53 и 66.

Стенд (рис. 1) имеет сварную (или литую) станину 1, на которой смонтированы опоры 2 для установки автомобильного двигателя. Приводной электродвигатель 3 встроен внутрь станины и закреплен на поворотной плите 4. На этой же плите смонтирована фрикционная муфта 5, ведущий вал которой соединен с валом электродвигателя посредством эластичной муфты 6. С другой стороны фрикционной муфты

на ведущем валу находится шкив 7. На специальном кронштейне 8 находится приводная бабка 9 со шкивом 10, шлицевым валом 11 с двумя карданными шарнирами и наконечником 12 для входа в зацепление с храповиком коленчатого вала испытуемого двигателя.

Крутящий момент от электродвигателя 3 передается через эластичную муфту 6 и фрикционную муфту 5 на шкив 7; затем клиновыми ремнями на шкив 10 приводной бабки 9 шлицевой вал 11 с двумя карданными шарнирами, наконечник 12 и храповик коленчатого вала испытуемого двигателя.

Натяжение клиновых ремней осуществляется винтами 13; при этом поворачивается плита, на которой смонтированы электродвигатель, фрикционная муфта и нижний шкив.

Фрикционная муфта управляется с помощью специального пневматического регулируемого устройства (на рис. 1 не показано), обеспечивающего нужную плавность включения муфты при начальном моменте соединения вала электродвигателя с коленчатым валом автомобильного двигателя.

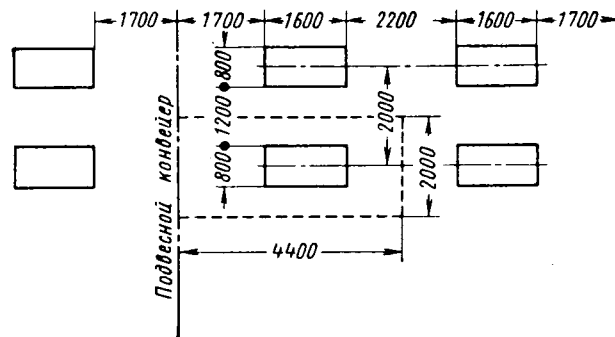


Рис. 2. Расположение стендов для двигателей моделей 53 и 66.

Подключение патрубков для отвода отработавших газов к фланцам выпускных трубопроводов двигателя производится с помощью пневмоцилиндров 14, управляемых краном, смонтированными в сеть воздухопроводов на стенде. На специальном кронштейне смонтирована панель контрольных приборов 15. На панели имеются электрические приборы для контроля за процессом обкатки и испытания двигателей: тахометр, указывающий обороты испытуемого двигателя; манометр, контролирующий давление масла в системе смазки; термометр для указания температуры масла; термометр для указания температуры воды в системе охлаждения.

Для соблюдения заданного режима горячей обкатки двигателей стенд оснащен механизмом автоматического изменения чисел оборотов.

В стенде данной конструкции все трубопроводы смонтированы непосредственно на стенде, а отводы от них выведены вниз — в передней и задней части цилиндра — и строго закординированы.

При установке стенда на предназначенное для него место отводы фланцами или резьбовыми муфтами соединяются с соответствующими отводами от магистральных трубопроводов. При этом значительно улучшается качество изготовления соединительных деталей и сокращается объем монтажных работ.

Помимо достигнутого уменьшения размеров стендов, при разработке планировки испытательной станции были выбраны минимально необходимые размеры ширины проходов между стендами и между рядами стендов, не стесняющие работу испытателей.

При длине стендов 1600 мм (рис. 2) расстояние между рядами стендов, куда двигатели обращены своим передним торцом, принято 2200 мм, а между рядами, куда двигатели обращены задним торцом, — 3400 мм.

В середине прохода шириной 3400 мм проложена трасса подвешенного конвейера, с которого двигатели кран-балкой загружаются на стеллажи и снимаются с них. При ширине стеллажа 800 мм расстояние между стеллажами принято 1200 мм.

Приведенные размеры проходов между стеллажами и рядами стеллажей выбраны оптимальными для описанной конструкции стеллажей и ввиду отсутствия в технической литературе данных о нормах ширины проходов на испытательных станциях могут быть приняты с коррективами в ту или иную сторону.

Производственная площадь, приходящаяся на один малогабаритный стеллаж, определяется из произведения длины зоны обслуживания стеллажа, умноженной на расстояние между осями стеллажей, т. е. $(1700 \text{ мм} + 1600 \text{ мм} + 1100 \text{ мм}) \times$

$\times 2000 \text{ мм} = 8,8 \text{ м}^2$ (рис. 2). При тех же условиях на один стеллаж старой конструкции приходится 11,6 м².

Таким образом, малогабаритный стеллаж занимает удельную площадь на 2,8 м² меньше, чем стеллаж старой конструкции.

Это дало возможность на участке площадью 818 м² разместить 47 стеллажей разного назначения, помещение боксов для контрольных испытаний, участок обработки двигателей после испытаний, конструкции подвешенного конвейера и другое технологическое оборудование. При этом компактно расположенный участок из 28 малогабаритных стеллажей занимает площадь 246,4 м², т. е. 8,8 м² приходится на каждый стеллаж.

В настоящее время на испытательной станции Заволжского моторного завода установлены и введены в эксплуатацию описанные стеллажи.

УДК 621.73.034:65.011.54

Механизация крупногабаритной листовой штамповки

(Первая часть)

С. М. СЕРГЕЕВ, Г. М. РОЗЕН

НИИТАвтопром

КАК в нашей стране, так и за рубежом наиболее полно решены вопросы механизации и автоматизации холодной штамповки мелких деталей, изготавливаемых из ленты или полосы. Для этих целей разработано достаточное количество конструкций различных механизмов — валковые, ролико-клиновые и крючковые подачи, встраиваемые в штампы или универсального типа, полосоукладчики, револьверные устройства с магнитными механическими руками для штучных заготовок и другие механизмы.

Вопросы механизации штамповки средне- и крупногабаритных деталей решены менее полно. В то же время решение этой задачи необходимо. Например, штамповка таких деталей, как крыша или пол кабины автомобиля, имеющих большие размеры и вес, требует трех-четырех рабочих для укладки заготовки и съема отштампованной детали с пресса. Использование производительности оборудования при этом не превышает 40%. Труд штамповщиков утомителен и опасен.

Механизация операций укладки в штамп и съема отштампованных деталей позволит значительно повысить производительность труда, при этом достигается полная безопасность работы, облегчаются условия труда.

Наиболее просто осуществляется механизация съема крупных и средних деталей, что достигается применением встроенных в штамп механических или пневматических сбрасывателей, совковых сбрасывателей, приводимых в действие от ползуна пресса, или универсальных механических рук.

Для подачи в пресс штучных листовых заготовок, особенно формообразованных деталей, на доделочных операциях требуются более сложные механизмы.

Перед НИИТАвтопромом, заводами автомобильной промышленности, в частности Московским автозаводом имени Лихачева, была поставлена задача создать необходимые средства механизации, позволяющие организовать из группы универсальных тяжелых прессов автоматические и механизированные линии.

В результате проделанной работы разработан комплекс механизмов, позволяющих осуществить механизацию и автоматизацию штамповки типовых крупногабаритных деталей кабины и оперения автомобиля.

Проведенный технико-экономический анализ позволил принять определенный уровень механизации для конкретных условий производства. При этом принимались во внимание программа по данному типу деталей, размер штампуемой партии, технологический процесс изготовления детали, технологичность конструкции самой детали и др. Например, для деталей двери кабины автомобиля ЗИЛ-130 запроектирована автоматическая линия штамповки. Всего на один автомобиль идет шесть деталей двери, мало отличающихся по своим размерам и конфигурации. По каждой детали производится пять-шесть однотипных технологических операций. Такие условия при крупносерийном производстве позволили осуществить полную загрузку прессовой линии, что сделало целесообразным автоматизацию как основных (загрузка—выгрузка), так и вспомогательных (межоперационный транспорт, уборка и сортировка отходов) операций.

Детали бензобака также имеют крупносерийное производство. Однако существующая программа не обеспечивает 100%-ной загрузки оборудования. В этом случае удалось подобрать дополнительную деталь — крышку головки цилиндров двигателя, позволяющую по своим размерам, форме и технологическому процессу применить аналогичное оборудование и средства механизации. При этом загрузка прессовой линии становится полной (применена автоматическая линия).

При проектировании линии для бензобака потребовалось частично изменить конструкцию его деталей, что значительно упростило загрузочно-разгрузочные устройства, снизило время на переналадку линии.

При штамповке деталей, значительно отличающихся своей формой и технологическим процессом (панели пола и крыша кабины, капот, облицовка радиатора и др.), создание автоматических линий в условиях крупносерийного производства становится нерентабельным. Штампующие партии невелики, технологические операции и оснастка различны. Для таких деталей спроектирован ряд механизированных линий на базе универсальных механизмов, которые позволяют значительно повысить производительность, облегчить и обезопасить труд рабочего. При этом на долю штамповщика остается только укладка деталей в фиксаторы приемного устройства детали-укладчика на доделочных операциях.

Механизация загрузки штучных листовых заготовок в прессы первых операций производится с помощью листоукладчиков.

Общий вид листоукладчика типовой конструкции показан на рис. 1, а, а его кинематическая схема — на рис. 1, б.

Листоукладчик отделяет одну заготовку от стопы с последующим перемещением ее в штамп до упора. Он состоит из следующих основных узлов: кассеты 1 с листами, приемного стола 2, пневмоцилиндра 3 подъема листа, поддерживающей планки 4 и механизма 5 заталкивания листа с приводом 6. Все узлы смонтированы на станине 7, в которую встроены разделитель 8 слившихся листов и транспортер 9 для уборки отходов. Смазка узлов централизована и производится с помощью насоса с ручным приводом.

Станина листоукладчика снабжена убирающимися колесами, с помощью которых листоукладчик передвигается по рельсовому пути, уложенному перед прессом. При установке листоукладчика к прессу колеса убираются и он ложится на монтированные в пол плиты, получающие при этом заданное фиксированное положение относительно пресса.

Листоукладчик работает следующим образом. Стопа листовых заготовок загружается в кассету 1, кассета доставляется к листоукладчику и устанавливается мостовым краном на выдвинутый конец стола 2. Оператор включает перемещение стола, и кассета с листами задвигается в рабочую зону укладчика. Вращая рукоятку 12, подводят контакты разделителя 8 к стопе до соприкосновения с ней. Затем включают листоукладчик на автоматическую работу. При этом рама с присосами 13 опускается на стопу листов, присосы захватывают лист, а ход пневмоцилиндра 3 подъема листа переключается на обратный. После подъема листа срабатывает цилиндр 14, сводящий под-

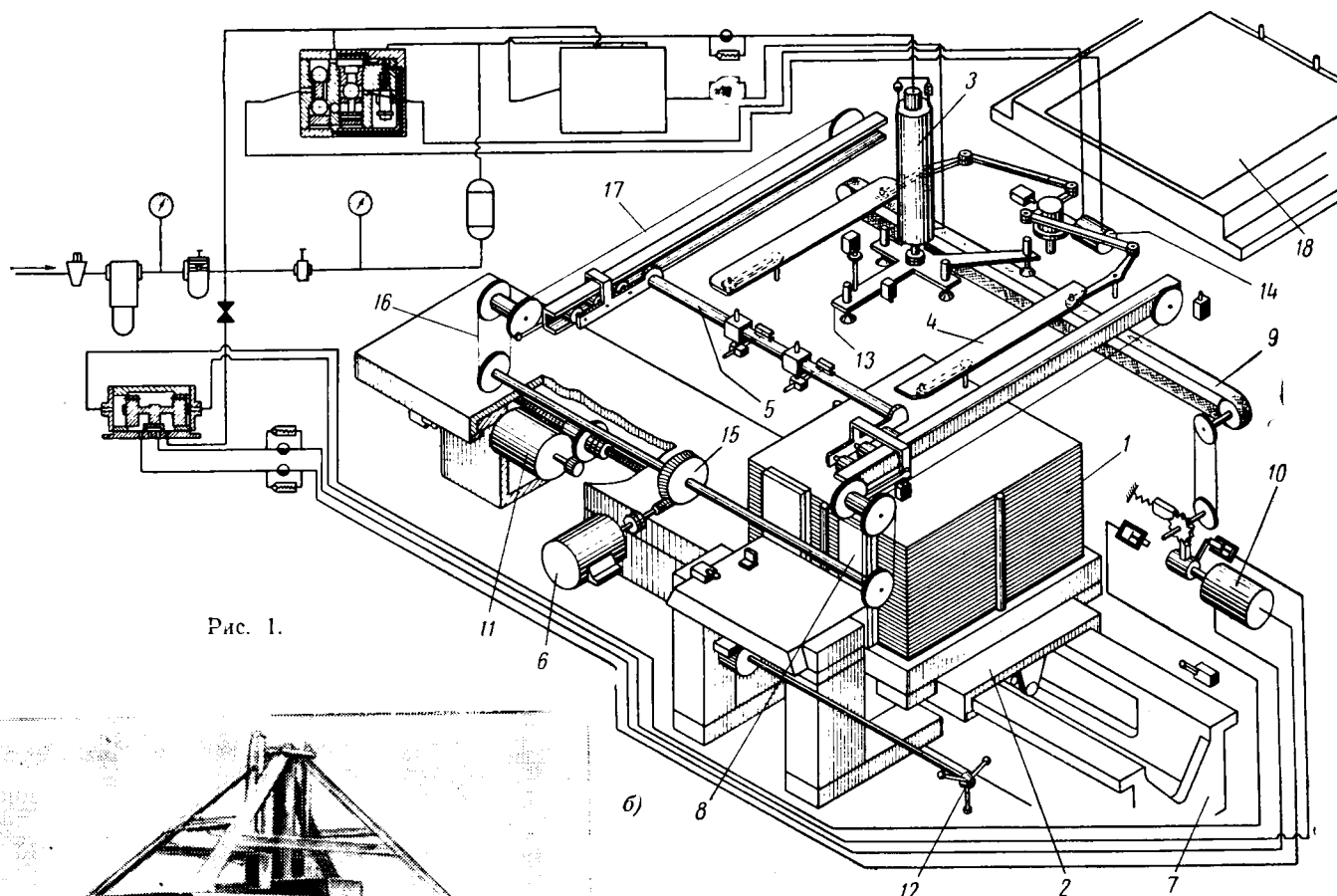
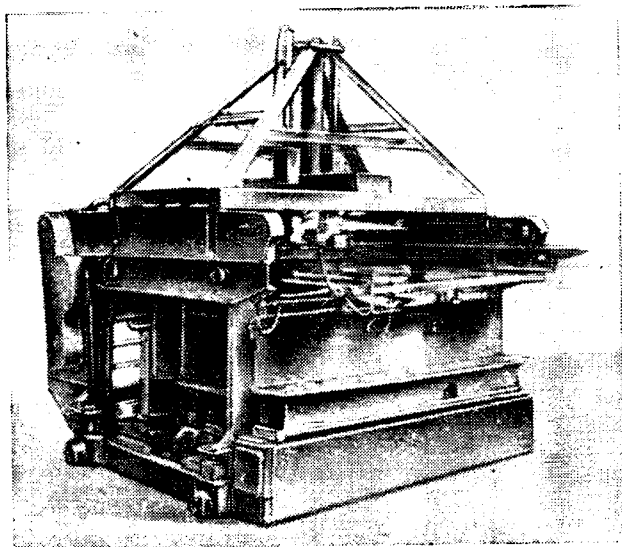


Рис. 1.



а)

держивающие планки 4, рычаги которых в конце своего движения через конечный выключатель подают команду на нарушение вакуума в присосах, и лист падает на планки 4.

Далее включается электродвигатель привода 6, который через редуктор 15, вертикальную 16 и горизонтальную 17 цепные передачи приводит в движение каретку механизма заталкивания 5, перемещающую лист до упоров штампа 18. Механизм заталкивания 5 связан с горизонтальными цепями шарнирными рычагами, которые в переднем положении огибают звездочки и возвращают каретку в исходное положение. Затем цикл повторяется.

После загрузки последнего листа листоукладчик автоматически останавливается. В передней части листоукладчика установлен ленточный транспортер 9 для отходов, работающий от пневмопривода 10. Выдвижной стол перемещается с помощью электровинтового привода 11.

Удаление отштампованных деталей из рабочей зоны пресса осуществляется механическими руками. В зависимости от размеров и веса детали применяются различные типы механических рук. Для деталей, имеющих длину до 1000 мм и вес до 10 кг, применяется горизонтальная механическая рука с ходом 600 мм. Детали длиной до 1500 мм, имеющие вес 15–40 кг, вынимаются горизонтальной рукой с ходом 1000 мм. Обе механические руки навесного типа.

Для деталей длиной до 2000 мм и весом до 25 кг применяются вертикальные навесные, а также напольные механические руки с ходом 1500–2000 мм.

Типовая конструкция горизонтальной навесной механической руки показана на рис. 2 и 5, поз. 2. Рука состоит из пневмозахвата 1 (рис. 2), механизма отвода 2 и пневмоцилиндра 3 подъема, смонтированных на откидной балке 4, которая подвешена к стойкам пресса.

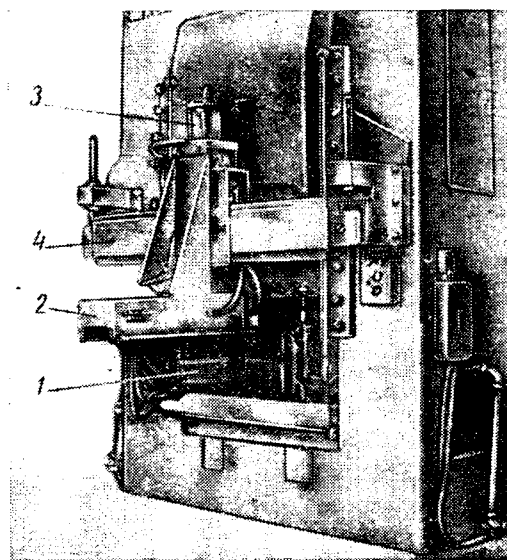


Рис. 2.

Механическая рука работает следующим образом: при ходе ползуна пресса вверх поступает команда на цилиндр захвата, губки которого выдвигаются и зажимают край детали. С помощью системы обгонных реек захват выдвигается на 500 мм.

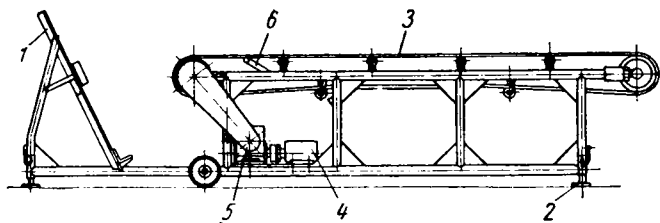


Рис. 3.

при ходе цилиндра 250 мм. После зажима детали включается пневмоцилиндр 3 подъема и деталь поднимается на 120 мм, обеспечивая проход над фиксаторами штампа. Далее вступает в работу цилиндр механизма отвода 2, который посредством системы обгонных реек обеспечивает отвод детали на 525 мм при ходе штока цилиндра 175 мм. Одновременно переключается на обратный ход и цилиндр пневмозахвата 1 и деталь выно-

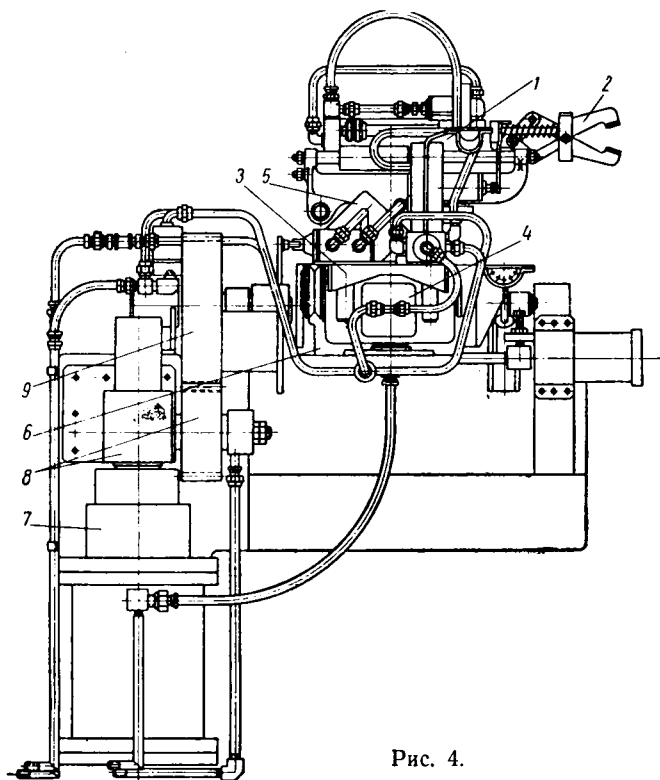


Рис. 4.

сится из рабочей зоны пресса; общий ход отвода составляет 1000 мм. В конце отвода поступают команды на опускание и разжим губок — деталь падает на транспортер или склиз. Затем механизмы возвращаются в исходное положение.

Для межоперационного транспорта деталей применяются ленточные или шаговые транспортеры. Последние предназначены для работы в автоматических линиях и обычно объединены с механизмами для загрузки-разгрузки штампов на доделочных операциях.

Типовая конструкция ленточного транспортера с электромеханическим приводом показана на рис. 3. Транспортер установлен на общей раме с приемником 1 для изделия.

В рабочем положении транспортер устанавливается на регулируемых по высоте стойках 2. Привод ленты 3 осуществляется от электродвигателя 4 через редуктор 5 и цепную передачу. Под лентой транспортера установлен рычаг 6. Когда деталь приходит в крайнее левое положение, она под действием своего ве-

са нажимает на рычаг 6, при этом конечный выключатель подает команду на остановку электродвигателя 4. При таком устройстве исключается скопление деталей на транспортере. Загрузка деталей в штампы доделочных операций производится с помощью деталиукладчиков (механизированные линии) и автоукладчиков (автоматические линии).

Деталиукладчик монтируется на прессе, приемное устройство для детали устанавливается перед прессом с фронтальной стороны. Рабочий укладывает деталь на фиксаторы приемного устройства и включает деталиукладчик, который укладывает детали в штамп. Автоукладчики обычно объединены с межоперационными транспортерами и производят автоматически загрузку и выгрузку деталей в штампы на доделочных операциях.

Одна из конструкций деталиукладчиков показана на рис. 4. Деталиукладчик состоит из двух одинаковых самостоятельных механизмов — правого и левого (на рис. 4 показан только левый механизм), работа которых синхронизируется пневмогидравлической схемой.

Пневмозахват 1 с губками 2 установлен на подвижной каретке 3, которая приводится в возвратно-поступательное движение от пневмогидравлического цилиндра 4 через реечно-шестеренчатую передачу. На каретке 3 установлен пневмоцилиндр 5 подъема захватов, обеспечивающий подъем детали на 100 мм. Каретка 3 перемещается на рельсе 6. Свешивающийся за стол пресса конец рельса 6 может опускаться в наклонное положение с помощью цилиндра 7, шток-рейка которого через шестерен 8 воздействует на укрепленный к рельсу 6 сектор 9.

Деталиукладчик работает так: деталь укладывается перед прессом на фиксаторы приемного устройства вручную в наклонном положении. При включении деталиукладчика захваты 1 сдвигаются и губки 2 зажимают края детали. Далее включается подъем захватов с деталью и поворот концов рельсов 6 до горизонтального положения. После этого каретка 3 перемещается и доставляет деталь к штампу. Затем деталь опускается на фиксаторы штампа, захваты убираются и все механизмы возвращаются в исходное положение. Синхронность поворота рельсов 6 и перемещения правой и левой кареток 3 обеспечивается введением в пневмогидравлическую систему их питания пропорционирующих устройств.

На рис. 5 показан участок механизированной линии, составленный из средств механизации, подобных описанным.

Линия состоит из шести прессов, из которых первый — двойного действия, а последующие — простого действия. Прессы связаны между собой загрузочно-разгрузочными механизмами, межоперационными транспортерами, передающими детали от пресса к прессу, вибротранспортерами для уборки отходов из-под штампов, а также системой транспортеров для доставки отходов к люкам цехового транспортера отходов, который расположен под полом цеха.

На линии обрабатываются панели пола, крыши кабины и облицовка радиатора автомобиля ЗИЛ-130. Не все детали проходят одинаковое число операций. Так, например, панель пола штампуются на трех прессах, облицовка радиатора — на шести прессах, а панель крыши — на двух прессах.

Линия построена таким образом, что отдельные ее участки могут работать самостоятельно, т. е. при использовании трех первых прессов для штамповки панели пола, остальные прессы линии могут быть загружены штамповкой других различных деталей с ручной загрузкой штампов либо с использованием механизмов линии.

Процесс обработки деталей в линии начинается с загрузки гележки со стопой листовых заготовок в рабочую зону листоукладчика 1, который подает листы поштучно в вытяжной штамп, установленный на первом прессе. Отштампованная деталь снимается со штампа навесной механической рукой 2 и укладывается на межоперационный транспортер 3. Последний

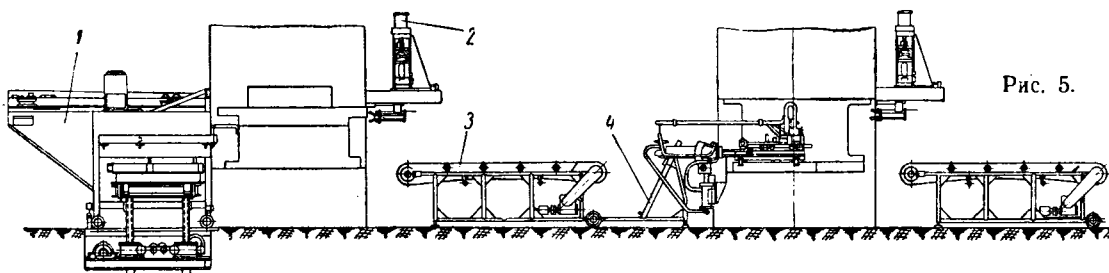


Рис. 5.

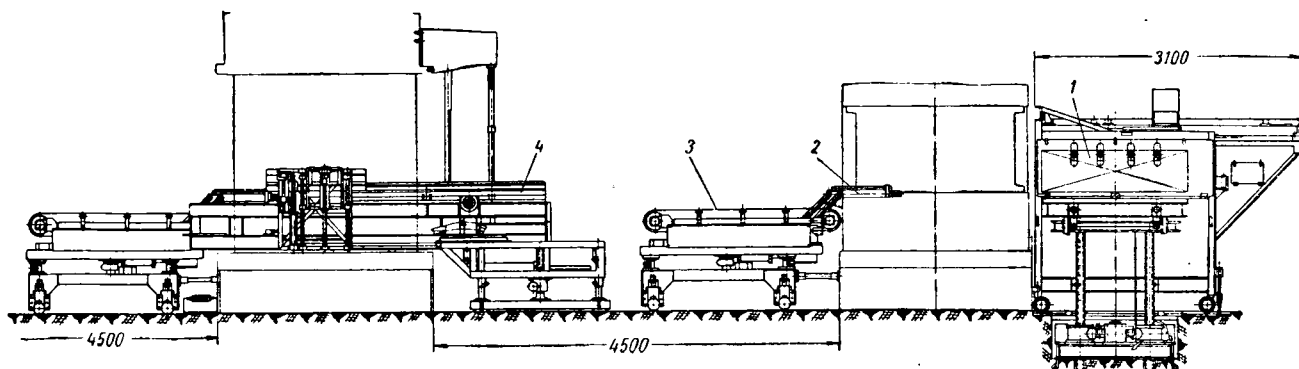


Рис. 6.

доставляет ее ко второму прессу, где двое рабочих подхватывают и укладывают деталь в приемник 4. После правильной укладки на фиксаторы приемника рабочий включает детальеукладчик, который перемещает и укладывает деталь в штамп. Ход пресса при этом включается автоматически. При подъеме ползуна второго пресса автоматически срабатывает установленная на нем механическая рука, удаляющая отштампованную деталь из пресса.

Все остальные прессы линии оснащены однотипными детальеукладчиками и механическими руками. Конструкция этих механизмов уже описана, за исключением конструкции листоукладчика. Большие размеры листов (до 1400×2500 мм) и их вес (до 40 кг) вызвали необходимость создания специальной конструкции листоукладчика. В данном случае стопа листовых заготовок укладывается на рельсовую тележку и подается в рабочую зону листоукладчика, где установлен подъемный стол с электровинтовым приводом. Тележка с листами поднимается этим столом до заданной высоты, после чего включается механизм загрузки: задний край верхнего листа приподнимается присосным устройством, включается ход самодвижущейся тележки с толкателями, которые упираются в заднюю кромку листа и сталкивают его в штамп. Поддержкой для листа в этом случае является стопа листов, лежащих ниже.

В процессе работы уровень верха стопы листов автоматически поддерживается периодическим включением подъемного стола. Листоукладчик также имеет электромагнитный распушитель листов и систему контроля количества одновременно подаваемых листов.

Линия позволяет производить до 360 дет/ч, при этом высвобождается 50% рабочих, полностью обеспечивается безопасность труда.

Другая механизированная линия аналогичного назначения показана на рис. 6. Линия предназначена для штамповки панелей кабины и капота автомобиля ЗИЛ-130 и рассчитана на производство 300—360 дет/ч. Обозначения механизмов на рис. 6 те же, что и на рис. 5.

Схема построения и работа этой линии не отличаются от описанных. Конструкция листоукладчика также аналогична описанной. Однако детальеукладчик и механическая рука в данной линии имеют принципиально иную конструктивную схему. Дело в том, что при штамповке деталей на линии применяются штампы с клиновыми устройствами, которые располагаются по боковым сторонам. Если в данном случае применить схему детальеукладчика, данную на рис. 4, то потребовалась бы весьма большая величина хода захватов, а следовательно, и ширина стола прессы в направлении между стойками. Прессы с такой шириной стола в стандартном исполнении не выпускаются. Поэтому было необходимо создать иную конструкцию детальеукладчика. Деталеукладчик имеет пневмозахваты с коротким ходом (70 мм). Горизонтальное перемещение захватов осуществляется с помощью ползуна прессы через реечно-шестеренчатую передачу. При этом захваты выводятся из рабочей зоны прессы при ходе ползуна вниз, освобождая место для верхней части штампа. Такая схема обеспечивает надежную безаварийную работу механизмов.

Штампуемое изделие укладывается двумя рабочими на приемный стол, установленный перед прессом. На столе смонтирован пневмотолкатель, который перемещает деталь непосредственно к штампу, что позволяет сократить ход подачи детальеукладчика и таким образом максимально уменьшить время цикла и одновременно скорости движения узлов детальеукладчи-

ка. Последнее обстоятельство благоприятно отражается на долговечности деталей механизма.

Механическая рука, установленная на этой линии, объединена с межоперационным транспортером (рис. 7). Пневмозахват 1 установлен на качающихся параллелограммных рычагах 2, приводимых в движение цилиндром 3 отвода. Отштампованная деталь захватывается пневмозахватом 1, затем включается цилиндр 3 отвода и рычаги 2, описывая дугообразную траекторию, отводят деталь влево. Не доходя до крайнего

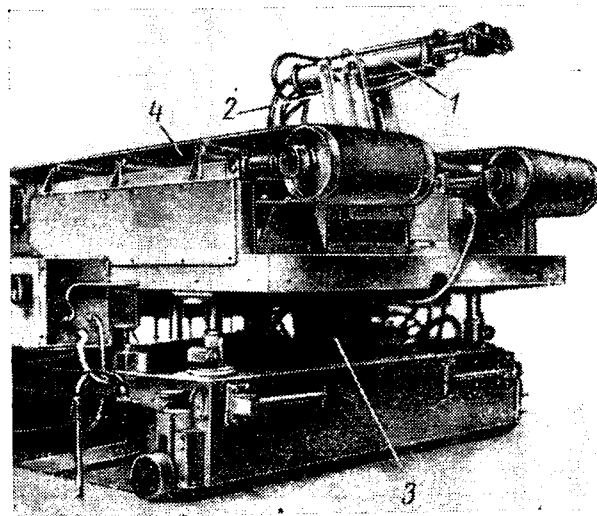


Рис. 7.

левого положения, цилиндра 3 отвода, губки захвата разжимаются, деталь падает на ленты 4 транспортера, а рычаги продолжают свое движение влево и убирают пневмозахват 1 ниже уровня ленты 4. После соответствующей команды деталь перемещается транспортером к следующему прессу. Лента транспортера приводится от электродвигателя через редуктор и цепную передачу.

На рис. 8 показана типовая механизированная линия штамповки среднегабаритных деталей кабины и оперения автомобиля ЗИЛ-130. Здесь применены навесные горизонтальные и механические руки с коротким ходом (600 мм), конструкция которых аналогична конструкции описанных рук (рис. 2), с той разницей, что в данных руках отсутствует реечный ходоувеличитель, т. е. весь ход отвода руки равен ходу цилиндра захвата. Межоперационные ленточные транспортеры аналогичны транспортерам, показанным на рис. 3. Деталеукладчики отличаются от детальеукладчиков, показанных на рис. 4, тем, что имеют только горизонтальный ход перемещения без поворота детали. Работа детальеукладчиков построена таким образом, что при ходе ползуна прессы вниз захваты выходят из рабочей зоны прессы, освобождая место для верхней части штампа. Перед прессами на доделочных операциях установлены приемные столы 1 (рис. 8) для деталей. Рабочий снимает деталь с транспортера 2 и укладывает ее на стол 1. После включения пневмокрana стол 1 поднимает деталь до заданного

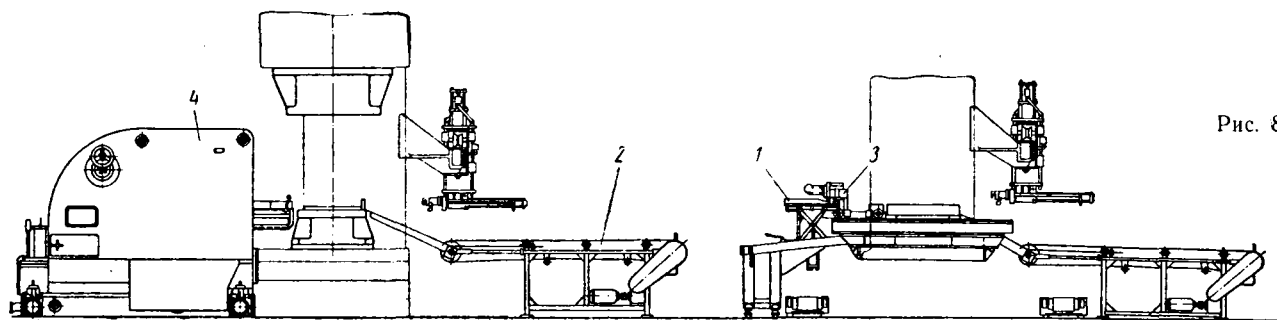


Рис. 8.

уровня с одновременным перемещением вправо к захватам автоукладчика, после чего автоматически срабатывает деталиеуладчик 3, который загружает деталь в штамп. На транспортерах 2 установлены конечные выключатели, останавливающие движение ленты при заполнении транспортера деталями.

На линии применен листоукладчик специальной конструкции, так как здесь необходима подача узких листовых заготовок в направлении их наименьшего размера в плане. Листоукладчик имеет подъемный стол с электровинтовым приводом и рычажную систему снятия листа из стопы и заталкивания его в штамп; при этом лист подается в штамп за два шага. При первом шаге работы листоукладчика присосы снимают верхний лист из стопы и укладывают его на стол. При втором ходе одновременно этот лист заталкивается до упоров штампа и новый лист подается на приемный стол.

Совмещение этих операций позволило свести до минимума время подачи листа и таким образом получить повышенную производительность механизма.

Листоукладчик 4 (рис. 8) снабжен электромагнитным распушителем и устройством для контроля числа одновременно подаваемых листов. Работа в линии организована таким образом, что загрузка следующей детали в штамп любого пресса возможна только после предварительного выноса изделия из опасной зоны, что обеспечивается специальными блокировками в схеме управления.

Все механизмы линий могут работать как в составе линии, так и по обслуживанию отдельного пресса, для чего схема управления предусматривает соответствующие режимы работы.

УДК 629.113:621.876

Телескопический подъемник

Л. А. УЛИСОВ

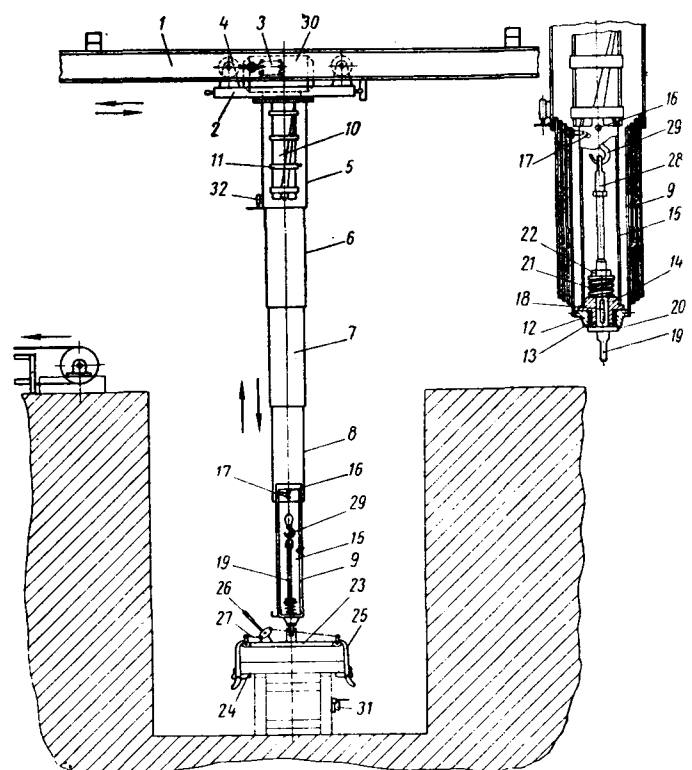
Ульяновский автозавод

ДО НАСТОЯЩЕГО времени одной из трудоемких операций в цехе сборки автомобилей Ульяновского автозавода была операция подъема рамы автомобиля из тоннеля, по которому она подавалась из пресово-кузовного корпуса цепным транспортом, транспортирования ее на рабочее место сборщиков и установки на сборочный конвейер. На этой операции было занято два человека. Один находился в тоннеле и прицеплял раму к крюку тельфера при помощи цепей, второй находился наверху, управляя тельфером при подъеме рамы из тоннеля, поворачивая ее на 90° в горизонтальной плоскости, а затем по монорельсу транспортировал раму на рабочее место сборщиков.

На автозаводе был спроектирован, изготовлен и внедрен телескопический подъемник, который специальным захватом автоматически берет раму автомобиля, поднимает ее из тоннеля, затем поворачивает на 90°, транспортирует на рабочее место сборщиков и опускает на сборочный конвейер. Весь рабочий процесс выполняется автоматически при помощи двух электродвигателей, импульсы для включения и выключения которых создает перемещаемое изделие, т. е. сама рама.

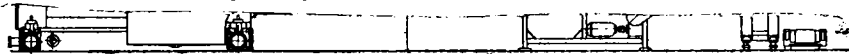
На рисунке изображен телескопический подъемник. По двум направляющим балкам 1 перемещается тележка 2, имеющая привод на два колеса от электродвигателя 3 мощностью 1 квт, через червячный редуктор 4, который вмонтирован в ось тележки. К раме тележки снизу прикрепляется каркас 5, сваренный в рамку из уголков. К каркасу подвешиваются входящие в него и друг в друга телескопические секции 6, 7, 8 и 9 квадратного сечения, сваренные также из уголков. Секции удерживаются от выпадения одной из другой специальными планками, которые также выполняют роль направляющих. Чтобы при подъеме секция 9 не проходила мимо секции 8, секция 7 — мимо секции 6, по углам каждой из этих секций в верхней части приварены изнутри упоры, в которые и упираются телескопические секции при вхождении одной в другую.

Внутри каркаса 5 на плите закреплен цилиндр 10, изготовленный из трубы. На цилиндре имеются две винтовые прорези, расположенные диаметрально, для лучшего захода прорези начинаются прямым участком, равным 60 мм, и заканчиваются также прямым участком, не доходя 250 мм до верхнего торца цилиндра.



Для предотвращения цилиндра от разрыва при работе на него надеваются кольца 11. В последней выдвижной секции 9 в нижней ее части (рис. справа) закрепляется чугунная плита 12 с отверстием под втулку 13, в которую вставляется диск 14. На диск посажен и закреплен винтами цилиндр 15, выполнен-

вентилятор, компрессор, обслуживающий систему подвески и тормозов, насос гидросистемы, компрессор системы кондиционирования воздуха и два генератора переменного тока. Автоматическая трансмиссия состоит из гидромукфы и четырехступенчатой планетарной коробки передач. Возможно принудительное управление трансмиссией при помощи рычага, расположенного на рулевой колонке. Гипоидная главная передача с дифференциалом повышенного трения установ-



овня с одновременным перемещением вправо к захватам автукладчика, после чего автоматически срабатывает деталеукадчик 3, который загружает деталь в штамп. На транспортерах 2 установлены конечные выключатели, останавливающие движение ленты при заполнении транспортера деталями.

На линии применен листоукладчик специальной конструкции, так как здесь необходима подача узких листовых заготовок в направлении их наименьшего размера в плане. Листоукладчик имеет подъемный стол с электровинтовым приводом и рычажную систему снятия листа из стопы и заталкивания его в штамп; при этом лист подается в штамп за два шага. При первом шаге работы листоукладчика присосы снимают верхний лист из стопы и укладывают его на стол. При втором ходе одновременно этот лист заталкивается до упоров штампа и новый лист подается на приемный стол.

лена жестко на раме автомобиля. Автомобиль имеет пневматическую подвеску всех колес. Передняя и задняя подвески снабжены индивидуальными клапанами корректирования высоты, обеспечивающими постоянство дорожного просвета независимо от нагрузки автомобиля. При помощи рычага, установленного на щитке приборов, можно увеличивать дорожный просвет на 50 мм при движении автомобиля по неусовершенствованным дорогам. В системе подвески поддерживается давление воздуха 18 кг/см^2 . Подвеска снабжена амортизаторами с двухступенчатой регулировкой жесткости. С помощью рычага, расположенного на рулевой колонке, возможно получение минимальной или максимальной жесткости амортизаторов.

Автомобиль имеет дисковые тормоза с отдельным гидравлическим приводом для передних и задних колес. Усилия на педали тормоза значительно снижены благодаря применению пневматического усилителя, связанного с пневматической системой подвески. Для обеспечения герметичности система усилителя тормозов и система подвески имеют самостоятельные ресиверы.

Рулевое управление автомобиля снабжено гидроусилителем. Предусмотрена регулировка вылета рулевого колеса.

На автомобиле использована универсальная система гидравлического обслуживания, работающая под давлением 21 кг/см^2 и служащая для управления регулировкой передних сидений по высоте, длине и углу наклона, а также для управления подвижной крышей, крышкой багажника, оконными стеклами и

стеклянной перегородкой в помещении пассажирского салона. Для повышения надежности управления замками дверей применяется комбинированная вакуумно-гидравлическая система привода. При этом обеспечивается бесшумное закрытие всех дверей одним поворотом ключа. Система вентиляции кузова состоит из воздухозаборников, расположенных снаружи перед ветровым стеклом, и выходных каналов над задним окном. Интенсивность циркуляции воздуха в си-

Совмещение эти время подачи листов производительнос

Листоукладчик шителем и устрой даваемых листов. зом, что загрузка возможна только опасной зоны, что в схеме управлен

Все механизмы так и по обслужи ма управления т работы.

стеме вентиляций может быть увеличена путем открытия с помощью гидропривода дополнительных воздухозаборников и выходных каналов. Система вентиляции объединена с системой отопления. Для поддержания постоянной температуры в внутреннего помещения кузова подача воды в систему отопления регулируется с помощью особо чувствительных электронных клапанов. В качестве дополнительного оборудования может быть установлена система кондиционирования воздуха, имеющая для каждого отделения кузова самостоятельный испаритель.

Длина автомобиля 5540 мм, ширина 1950 мм, высота 1510 мм, база 3900 мм, передняя колея 1590 мм, задняя колея 1575 мм. Собственный вес автомобиля 2640 кг. Автомобиль развивает максимальную скорость 204 км/ч.

Значительный интерес вызвал также автомобиль «НСУ-Спайдер», на котором был установлен роторный двигатель «НСУ-Ванкель», объединенный вместе с трансмиссией в компактный силовой агрегат. Двигатель установлен в задней части автомобиля так, что его ось совпадает с продольной осью автомобиля. Благодаря сравнительно небольшой высоте двигателя над его капотом удалось расположить небольшое багажное отделение. Двигатель развивает мощность 43 л. с. при 5000 об/мин, что обеспечивает автомобилю, имеющему полный вес 675 кг, высокие динамические качества. Коробка передач четырехступенчатая, полностью синхронизированная. Привод к ведущим колесам осуществлен качающимися полуосями. Передние тормоза

дисковые «Данлоп», задние — колодочные. Автомобиль имеет двухместный кузов-купе со съемным верхом. Длина автомобиля 3382 мм, ширина 1500 мм, высота 1222 мм, база 1850 мм, колея 1270 мм. Максимальная скорость автомобиля 150 км/ч.

Фирма Порше (ФРГ) представила автомобиль модели 901, снабженный двигателем с литражом 1,99 л, развивающим мощность 130 л. с. при 6200 об/мин. Шестицилиндровый оппозитный двигатель воздушного охлаждения расположен в задней части автомобиля и работает в блоке с трансмиссией. Коробка передач пятиступенчатая, полностью синхронизированная. Автомобиль имеет рулевой механизм реечного типа. Передняя подвеска автомобиля выполнена на поперечных рычагах и продольных торсионах, задняя — на продольных рычагах. В передней части кузова расположен багажник. Автомобиль развивает максимальную скорость 192 км/ч.

Фирма Альфа-Ромео (Италия) экспонировала автомобиль «Джулия Спринт», снабженный четырехцилиндровым двигателем с литражом 1,57 л, развивающим мощность 122 л. с. Автомобиль имеет пятиступенчатую коробку передач и дисковые тормоза «Гирлинг» на всех колесах. Кузов двухдверный, четырехместный.

Фирмой «Ауто-Уннион» (ФРГ) демонстрировался автомобиль модели Ф-102 с трехцилиндровым двухтактным двигателем литражом 1,175 л, которая заменила модель с литровым двигателем, выпущенную ранее. Автомобиль имеет четырехступенчатую, полностью синхронизированную коробку передач и привод на передние колеса при помощи карданных валов с шарнирами постоянной угловой скорости. Кузов автомобиля двухдверный. Рулевое колесо имеет обод эллиптической формы.

Новая модель автомобиля голландской фирмы ДАФ отличается увеличенной высотой внутреннего помещения в задней части пассажирского салона и улучшенной обзорностью благодаря увеличению площади ветрового и заднего стекла. Повышена долговечность резиновых ремней трансмиссии и их шкивов путем покрытия рабочих поверхностей последних слоем твердого хрома.

Автомобиль модели 1500 фирмы Глас (бывший Гоггомобиль) имеет четырехцилиндровый двигатель с литражом 1,49 л, пятиопорным коленчатым и верхним распределительным валом, привод которого для обеспечения бесшумности работы осуществляется с помощью зубчатого ремня из синтетической резины. Коробка передач четырехступенчатая, полностью синхронизированная. Передние тормоза дисковые, задние — колодочные, кузов четырехдверный.

Новые модели автомобилей, представленные другими фирмами, в том числе БМВ, Опель, Фольксваген, в основном отличаются увеличением литража и мощностью двигателей, размерности кузова и ростом максимальных скоростей.

Ю. В. НАУМОВ, В. П. МИТРОФАНОВ

ПУСКОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БОИНГ С КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЖИГАНИЯ

ДО ПОСЛЕДНЕГО времени наиболее распространенной системой зажигания газотурбинных двигателей являлась высоковольтная система, выполненная по обычной схеме индукционной катушки с электромагнитным прерывателем.

Эта система дает энергию единичного разряда порядка 0,01—0,03 дж, что в ряде случаев недостаточно для пуска газотурбинного двигателя. Поэтому в настоящее время все большее распространение находят системы зажигания с

Благодаря резкому изменению тока в первичной обмотке W_1 во вторичной обмотке W_2 возникает ток повышенного напряжения. Переменный ток в обмотке W_2 с помощью выпрямителя B преобразуется в постоянный ток, который заряжает накопительный конденсатор C_H , емкость которого примерно равна 0,27 мкф.

Пробой разрядника P происходит в тот момент, когда напряжение конденсатора превышает пробивное напряжение разрядника. В системе имеются акти-

вого зазора нагревается с помощью спирали накаливания.

На рис. 2 приведен разрез свечи зажигания Бойнг. В изоляторе свечи по всей его длине выполнена винтовая канавка глубиной 2 мм, в которой монтируется нагревательный элемент свечи.

Нагревательный элемент изготовлен из окалиностойкой проволоки диаметром 1,1 мм и длиной 830 мм с высоким омическим сопротивлением. Сопротивление нагревательного элемента $R=1,25$ ом.

Один конец проволоки нагревательного элемента приварен к корпусу свечи, другой выведен к изолированной клемме, к которой подается ток низкого напряжения (24 в). Проволока выполнена в виде витков с наружным диаметром 3 мм и с зазором между соседними витками 0,8 мм. Число витков равно 132.

Общая длина нагревательного элемента в собранном виде 55 мм, наружный диаметр спирали 16 мм.

Центральный и боковой электроды свечи сделаны из стальной проволоки

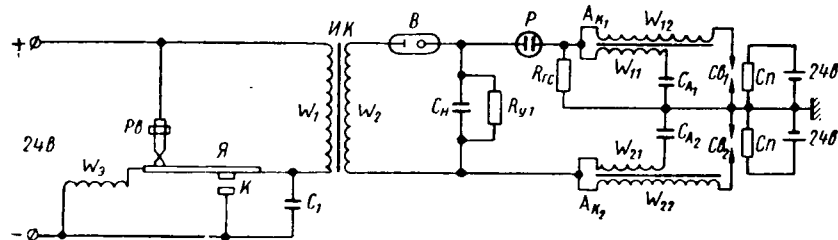


Рис. 1. Принципиальная электрическая схема агрегата зажигания:

P_B — регулировочный винт; C_1 — искрогасящий конденсатор; C_H — подогревная спираль; $R_{ум}$ — сопротивление угетки заряда C_H ; $R_{гс}$ — сопротивление гальванической связи; C_{A1} , C_{A2} — конденсаторы активизаторов; $C_{с1}$, $C_{с2}$ — искровые свечи.

более мощным разрядом. К их числу можно отнести комбинированную систему зажигания, в которой мощный емкостный разряд накладывается на предварительно возникающий высоковольтный разряд малой энергии.

Примером комбинированной системы зажигания является система типа С-267 американской фирмы GLA (Дженерал Лаборатори Ассошиейтс), применяемая на двухкамерном газотурбинном двигателе фирмы Бойнг модели 502-10МА.

Особенностью агрегата зажигания GLA является его сравнительно малые вес и размеры:

Длина агрегата в мм	175
Ширина в мм	75
Высота в мм	60

Вес агрегата зажигания вместе с проводами и свечами (2 шт.) составляет 1,55 кг, вес одной свечи 0,2 кг.

На рис. 1 приведена принципиальная электрическая схема агрегата зажигания. В схеме имеется отделенный от индукционной катушки дополнительный механизм с якорем $Я$, который действует от самостоятельного электромагнита W_3 . В то же время при срабатывании якоря $Я$ происходит замыкание основного прерывателя K индукционной катушки $ИК$, в результате чего в первичной обмотке ее W_1 наблюдается бросок тока. В этот момент прерывается ток в обмотке электромагнита W_3 и якорь $Я$ под действием пружины отходит в начальное положение, после чего процесс повторяется вновь. Частота разрывов контактов основного прерывателя в 1 сек равна 114.

визаторы A_{K1} и A_{K2} . В тот момент, когда в первичных обмотках агрегатов W_{11} и W_{12} возникает импульс тока, в их вторичных обмотках W_{21} и W_{22} возникает напряжение, достаточное для пробоя искрового разряда свечи. При этом

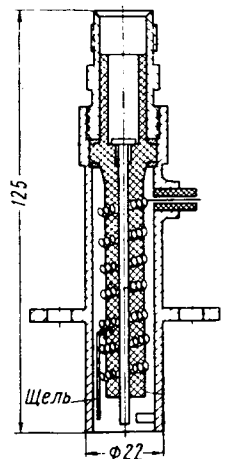


Рис. 2. Свеча зажигания Бойнг.

накопленная в конденсаторе энергия накладывается на высоковольтный разряд, что вызывает интенсивное искрообразование с частотой 13 искр в секунду.

Система зажигания GLA питается источником постоянного тока с напряжением 24 в.

На двигателе Бойнг 502-10МА в сочетании с комбинированной системой зажигания применяется искровая свеча, у которой пространство вокруг искро-

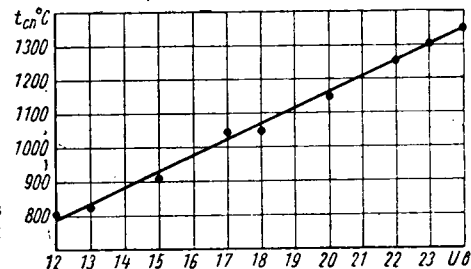


Рис. 3. Характеристика изменения температуры спирали свечи в зависимости от напряжения.

диаметром 3 мм. Искровой зазор равен 2 мм. В корпусе свечи имеется тангенциальная щель шириной 0,7 мм, через которую проходит воздух из межрубащечного пространства камеры, служащий для продувки пространства вокруг искрового зазора свечи.

На рис. 3 приведена характеристика изменения температуры спирали свечи в зависимости от напряжения. Температура спирали определялась оптическим пирометром. Как видно из приведенной характеристики, при номинальном напряжении 24 в температура спирали достигает 1350°C.

Столь высокая температура спирали объясняется большой плотностью витков, а также плохой теплоотдачей в окружающую среду из-за наличия экрана.

Двигатель Бойнг 502-10МА имеет две индивидуальные прямооточные камеры сгорания, расположенные в съемных кожухах.

Расход воздуха через одну камеру на номинальном режиме составляет 0,9 кг/сек при давлении воздуха 4,5 кг/см². Диаметр камеры 0,11 м, длина камеры 0,255 м, рабочий объем камеры 2,3 дм³. Суммарная площадь отверстий в камере 64 см². Средняя ско-

рость воздуха в отверстиях камеры на номинальном режиме $\omega_0 = 47$ м/сек.

Камера сгорания имеет завихритель центробежного типа, что создает интенсивное закручивание потока в центре камеры. Завихритель имеет восемь пазов прямоугольного сечения, расположенных под углом 30° к диаметральной плоскости.

Проходное сечение завихрителя равно $3,59 \text{ см}^2$. Вокруг завихрителя расположено два ряда отверстий, служащих для питания топливного факела воздухом. Всего через фронтное устройство камеры поступает довольно большое количество воздуха (около 15%), что создает в первичной зоне высокие скорости потока и затрудняет пуск камеры.

Свеча зажигания установлена в отверстии в стенке камеры (первое от завихрителя) заподлицо с внутренней стенкой камеры. В центре завихрителя расположена одноканальная форсунка центробежного типа, имеющая следующую расходную характеристику:

Давление топлива P_m в кг/см ²	1	3	3	5	10
Расход топлива G_m в кг/ч	11,6	16,8	21	27,2	37,8
Угол распыливания β в град	30	43	50	53	55

Как видно из приведенных данных, форсунка Боинг имеет малый угол распыливания на пусковых давлениях.

Для определения пусковых свойств рассматриваемой системы зажигания была использована камера сгорания двигателя Боинг 502-10МА в сборе с кожухом, форсункой и свечой. Опыты проводились на зимнем дизельном топливе (ГОСТ 4749-49) при температуре 20°C . Выход из камеры был открытым, поэтому давление в ней мало отличалось от атмосферного. Температура воздуха на входе в камеру составляла $30-40^\circ\text{C}$, т. е. примерно соответствовала температуре воздуха за компрессором при зимнем пуске газотурбинного двигателя.

Испытания сводились к снятию характеристик зависимости минимального давления топлива перед форсункой P_m , при котором происходило воспламенение смеси от средней скорости воздуха в отверстиях камеры ω_0 .

При испытаниях была принята следующая методика:

- 1) устанавливалась постоянная скорость воздуха в отверстиях камеры;
- 2) создавалось определенное давление топлива перед форсункой, при этом подача топлива через форсунку не производилась;
- 3) включалось зажигание и одновременно открывался электромагнитный клапан перед форсункой. Если в течение 5 сек воспламенения не происходило, пуск считался не состоявшимся;
- 4) для удаления остатков топлива и охлаждения стенок камеры она в течение 2 мин перед каждым пуском продувалась воздухом;
- 5) на каждом режиме производилось по три попытки пуска.

Пуск считался успешным, если воспламенение происходило не менее чем в двух случаях.

Система автоматики двигателя Боинг настроена таким образом, что подача топлива в камеру при пуске производится при давлении, равном примерно

$5,5 \text{ кг/см}^2$, когда двигатель достигает 13% от номинальных чисел оборотов, т. е. при средней скорости воздуха в отверстиях $\omega_0 = 6$ м/сек.

Чтобы создать более тяжелые условия пуска, испытания проводились при более высоких скоростях ω_0 , чем это бывает на двигателе.

Как показал опыт, такая методика позволяет имитировать условия зимнего пуска камеры, так как камера, которая пускалась при положительных температурах топлива при более высоких значениях ω_0 , лучше пускалась и при отрицательных температурах. С увеличением скорости потока увеличивается скорость отвода тепла от начального очага горения и снижается его температура. Усиление турбулизации смеси за электродами приводит к дополнительной потере тепла. Помимо того, сокращается время соприкосновения начального очага с электродами свечи. Все это приводит к сужению области воспламенения и смещению ее в сторону более богатых

смесей. Аналогичное влияние оказывает и снижение температуры топлива, при котором ухудшение качества распыливания приводит к увеличению значения α по паровой фазе в зоне свечи, а следовательно, к смещению области воспламенения в сторону более богатых смесей.

Таким образом, качественно увеличение скорости потока оказывает такое же влияние на пуск, как и снижение температуры топлива.

в) одновременное включение зажигания и спирали накаливания (кривая 4); г) предварительное включение спирали накаливания на 5 сек с последующим включением зажигания.

Спираль при этом продолжала оставаться включенной (кривая 6). Во всех случаях напряжение тока, подводимого к спирали, составляло 24 в.

Помимо опытов с системой зажигания Боинг, были проведены также испытания с обычной высоковольтной катушкой зажигания типа КП-4716 (энергия разряда 0,01 дж), но со свечой Боинг (кривая 2), а также со свечой поверхностного разряда СЭ-15Б с агрегатом зажигания НСЗ-2АМ (кривая 5), у которого запасенная энергия составляла 2 дж.

В последнем случае свеча располагалась в камере на той же глубине, что и свеча Боинг, причем искровой разряд был ориентирован в сторону форсунки.

Сравнение кривых 2 и 3 показывает преимущество комбинированной системы зажигания над обычной высоковольтной системой с катушкой КП-4716.

Кривые 2 и 3 проходят почти эквидистантно во всем диапазоне испытанных ω_0 , причем для воспламенения смеси с комбинированной системой зажигания требуется меньшее давление топлива, примерно на $1,5 \text{ кг/см}^2$, чем с системой КП-4716.

Система зажигания НСЗ-2АМ обеспечивает в области высоких скоростей ω_0 более низкие пусковые давления (кривая 5), чем с комбинированной системой зажигания.

Таким образом, по своим пусковым качествам комбинированная система зажигания занимает промежуточное место между высоковольтной системой

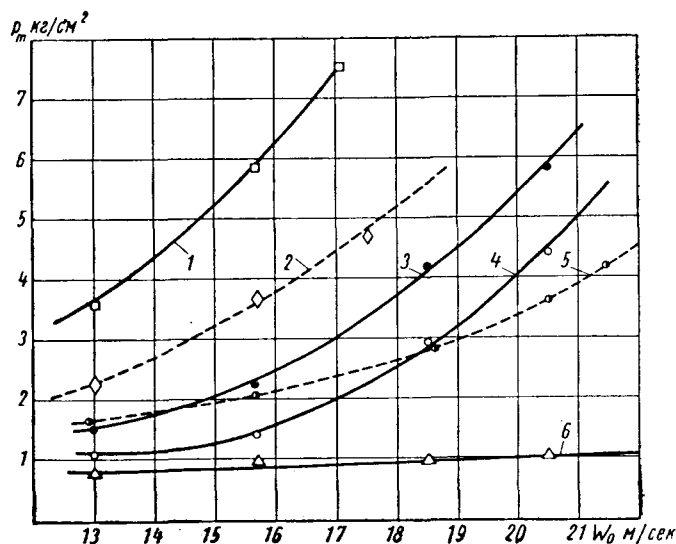


Рис. 4. Пусковые характеристики камеры сгорания Боинг с различными системами зажигания.

На рис. 4 приведены пусковые характеристики камеры Боинг, полученные при различных комбинациях включения системы зажигания Боинг, а именно:

- а) включение только спирали накаливания за 5 сек до подачи топлива, без включения зажигания (кривая 1);
- б) включение зажигания без включения спирали (кривая 3);

КП-4716 и низковольтной системой НСЗ-2АМ.

Рассмотрим теперь влияние подогрева смеси в зоне свечи спиралью накаливания. Несмотря на экранировку, распыленное топливо попадает на спираль свечи и воспламеняется. Правда, пусковое давление при этом должно быть почти в 2 раза выше (кривая 1), чем

при работе от системы зажигания Боинг (кривая 3), однако сам факт воспламенения смеси только от одной спирали накаливания без искры свидетельствует о ее эффективности. И действительно, при одновременном включении системы зажигания Боинг и спирали накаливания (кривая 4) пусковое давление заметно снижается и находится примерно на уровне пусковых давлений с системой НСЗ-2АМ. При этом следует иметь в виду, что, будучи включенной одновременно с зажиганием, спираль не успевает полностью нагреться за этот период.

Иная картина наблюдается в случае предварительного включения спирали за 5 сек до включения зажигания (кривая 6). В этом случае пусковое давление будет минимальным ($p_m \approx 1,0 \text{ кг/см}^2$) во всем диапазоне ω_0 , почти не изменяясь с ростом ω_0 .

Выводы

1. Комбинированная система зажигания газотурбинного двигателя Боинг, в которой емкостный разряд накладывается на предварительно возникающий высоковольтный разряд малой энергии, дает существенное улучшение пусковых

характеристик камеры сгорания по сравнению с обычной высоковольтной системой зажигания.

2. Применение на двигателе Боинг свечи со спиралью накаливания, особенно при предварительном включении спирали, дает резкое улучшение пусковых характеристик камеры сгорания на всех режимах.

3. Достоинством комбинированной системы зажигания газотурбинного двигателя Боинг являются также малые вес и габариты.

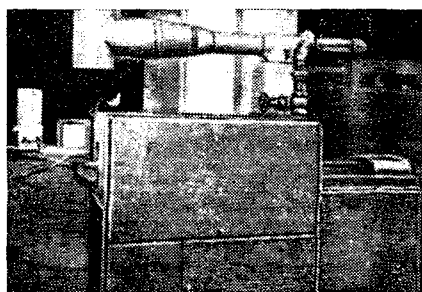
Канд. техн. наук А. С. ШТЕЙНБЕРГ

УДК 542.42+542.44

ГАЗОЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ НАГРЕВА ЗАГОТОВОК ДО КОВОЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

Ф. ИРМА Гаррингтон Лимитед совместно с фирмой Мидлендс Гэс Борд (Англия)¹ создали новую нагревательную установку (см. рисунок).

Эта установка по первоначальным затратам составляет примерно 60% затрат на индукционную установку и



обеспечивает значительно меньшие эксплуатационные расходы.

В новой нагревательной установке заготовки нагреваются до 900°C в газовой печи с контролируемой атмосферой (заготовка в течение 5 ч находилась в печной атмосфере и окалина не образовалась), после чего поступает в спираль индуктора и нагревается до 1250°C.

В. Н. ГЛУШКОВ

¹ Production Technology, June, 1963.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Производится подписка на ежемесячный
научно-технический и производственный журнал

«ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ»

на 1965 год

«Вестник машиностроения» является старейшим, самым крупным общемашиностроительным журналом, рассчитанным на инженеров-конструкторов, технологов, плановиков и экономистов машиностроительных заводов, инженеров и научных работников научно-исследовательских, проектно-конструкторских и технологических машиностроительных институтов, профессорско-преподавательский состав машиностроительных специальностей высших учебных заведений.

Основные разделы журнала: конструирование, расчет и испытание машин; технология машиностроения; организация и экономика производства; техническая информация; критика и библиография.

Подписка на журнал принимается с любого очередного месяца и на любой в пределах календарного года срок.

Подписывайтесь
на ежемесячный научно-технический
и производственный журнал
«СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ»
на 1965 год

Журнал рассчитан на широкий круг читателей от инженерно-технических работников до квалифицированных рабочих.

В журнале систематически публикуются статьи о конструкциях новых строительных, дорожных и коммунальных машин, нового оборудования для промышленности строительных материалов и предприятий стройиндустрии, а также механизированного строительного инструмента.

Значительная часть публикуемых материалов представляет интерес для работников строительных организаций и смежных отраслей машиностроения.

Журнал публикует материалы по вопросам надежности и долговечности, автоматизации управления и контроля работы строительных машин и оборудования предприятий стройиндустрии и строительных материалов, а также освещает передовой опыт их эксплуатации, ремонта и модернизации.

Журнал дает информации о новых образцах зарубежной техники, сообщения о проводимых выставках, критические статьи о новой литературе по строительным и дорожным машинам, аннотации из отечественных и иностранных журналов, заметки из истории строительных и дорожных машин.

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечать», отделениях связи, городских и районных узлах связи, почтамтах, а также общественными распространителями печати на предприятиях, в учреждениях и организациях.

Журнал в розничную продажу не поступает и распространяется только по подписке.

СОВРЕМЕННЫЕ ШЛИФОВАЛЬНЫЕ МАШИНЫ И СТАНКИ

облегчают работу персоналу станций по обслуживанию
автомобилей

Польские шлифовальные машины и станки для обработки автомобильных деталей имеются во многих странах мира.

Шлифовальные машины и станки, созданные на базе многолетнего опыта и высокого технического уровня производства, обеспечивают благоприятные условия для механизации всех рабочих процессов в ремонтных мастерских, что способствует значительному сокращению времени обслуживания и ремонта автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин.

Для ремонтных мастерских и станций по обслуживанию автомобилей Мотоимпорт выпускает следующие станки:

- фрезерные и шлифовальные для обработки клапанных гнезд и клапанов диаметром 20—100 мм и углом шлифования до 90°;
- расточные и доводочные для обработки цилиндров диаметром 50—130 мм и длине обрабатываемого отверстия до 300 мм стационарного и переносного типов;
- расточные для обработки тормозных барабанов диаметром до 400 мм;
- шлифовальные для обработки тормозных колодок диаметром 240—280 мм и шириной до 120 мм.

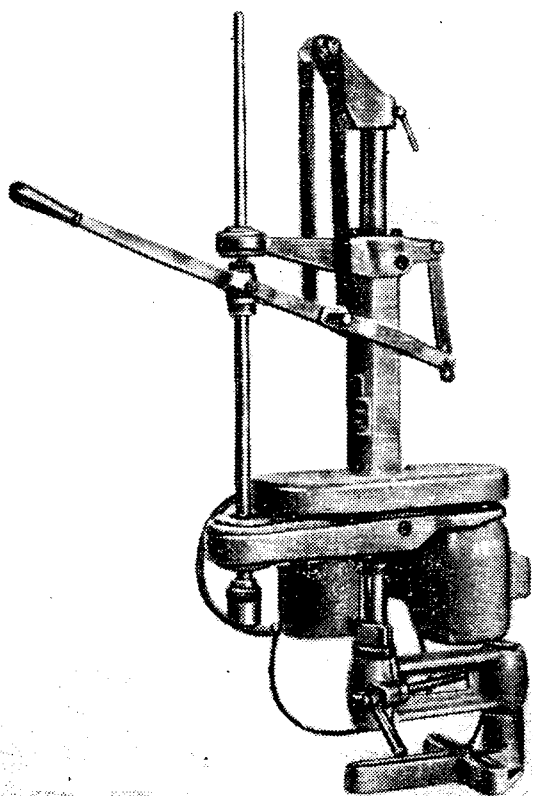
Экспортер:

«МОТОИМПОРТ»,

Варшава, Пшемислова, 26. Польша.

Телегр. адрес: MOTORIM-WARSZAWA

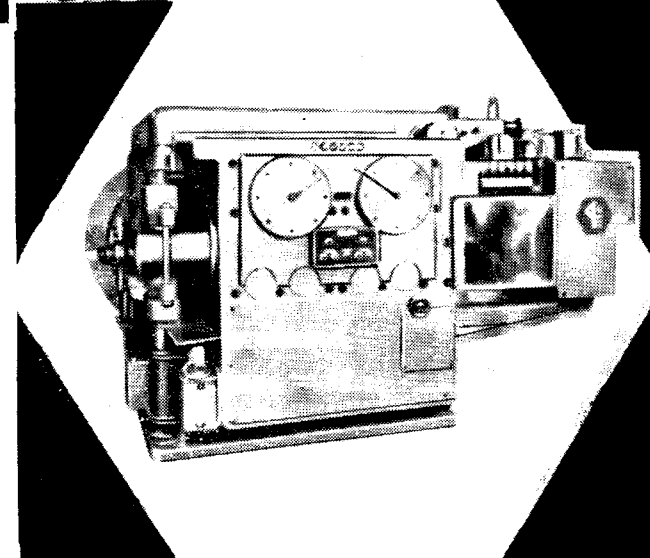
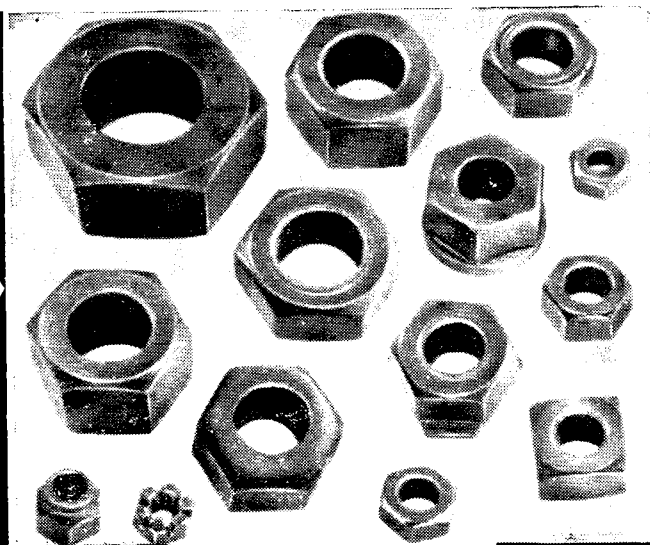
Телефон 28-50-71.



Все эти гайки, а также множество подобных гаек других форм и размеров могут быть изготовлены на прессе системы

Hotmaster

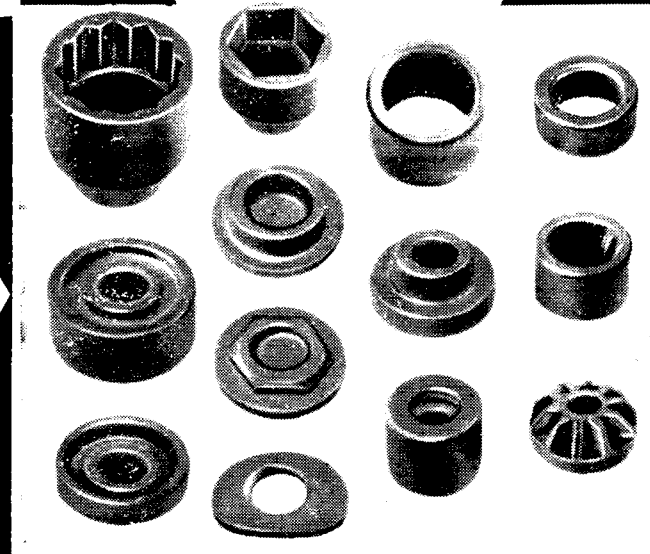
- Высокая производительность - до 210 шт/мин
- Получение изделий точной формы
- Безукоризненное качество поверхности изделия
- Оптимальная структура
- Отсутствие заусенцев
- Большой комплект сменных инструментов
- Минимальные затраты времени на переналадку



Типичные детали, получаемые на прессе системы

Hotmaster

При желании Вы можете более подробно ознакомиться с этой машиной



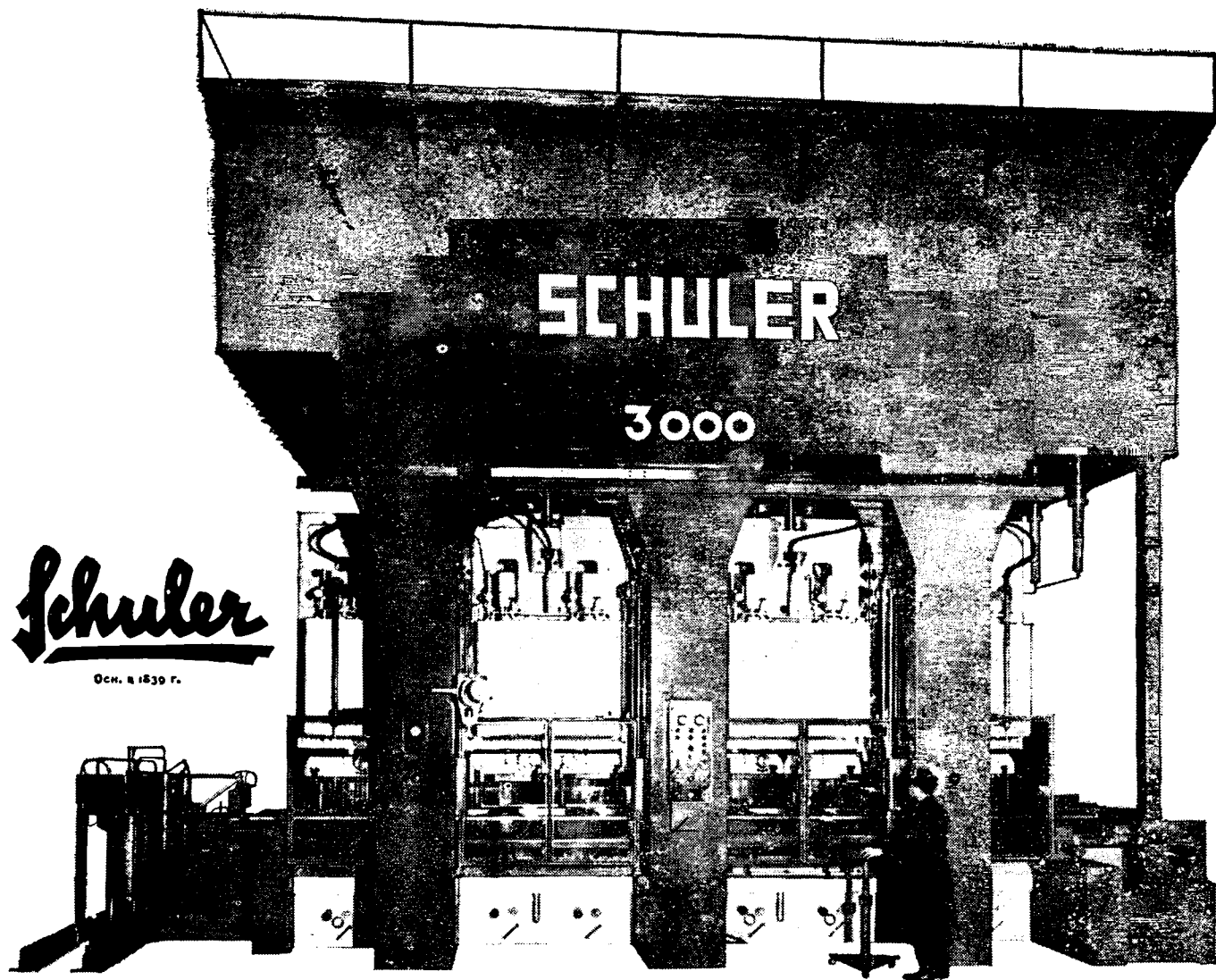
MASCHINENFABRIK PELTZER & EHLEERS · KREFELD

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ - ЗАВОД ПЕЛЬЦЕР И ЭЛЕРС КРЕФЕЛЬД Ф.Р.Г.

ТЕЛЕКС 0853874 · ТЕЛЕГРАФНЫЙ АДРЕС: ПЕЛЬЦЕРЭЛЕРС, КРЕФЕЛЬД

Самый большой в Европе многооперационный пресс фирмы Шулер для производства автомобильных колес.

- Усилие пресования 3000 т
- Производительность 1600 колес в час
- Вес прессы 400 т
- Мощность двигателя 300 л. с.



Автоматическое выполнение семи операций:

1. Предварительной вытяжки колесных дисков
2. Обрезки наружного ранта
3. Прошивки среднего отверстия
4. Снятия заусенцев у среднего отверстия и отбортовки наружного ранта
5. Штамповки отверстий для рук
6. Чистовой штамповки формы, снятия заусенцев у отверстий для рук, зенковки болтовых отверстий
7. Чистовой штамповки больших отверстий

- Автоматическое производство крупных изделий на небольшой площади.
- Обслуживают 1–2 человека.
- Быстрая и легкая смена рабочего инструмента благодаря удобному манипулированию перестановочными элементами.
- Меньшее количество затрат, чем на другое оборудование такой же производительности.
- Высокая надежность при длительной работе с малыми допусками.
- Пресс предохранен от перегрузки и от несчастных случаев.

L. SCHULER A.G., Göppingen/Württemberg • ФРГ