

Автомобильная промышленность



11

1960

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Э. С. Разамат, М. И. Слуцкий — Механизация и автоматизация управления производством в автомобилестроении 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Н. И. Борисов, А. Д. Просвирнин — Типаж автомобилей Горьковского автозавода 6
Г. И. Вазыленко, С. С. Ермилов, А. С. Андреев, О. Д. Макаровский — Некоторые результаты исследований автомобильных поездов с активными прицепами 13
Ю. А. Долматовский, А. Е. Оксентьевич — Конструкции кузовов из стеклопластиков 18
А. А. Токарев — Об оценке тяговых качеств автобусов городского типа . . . 23
Хэ Цзи-цзэн — Резонансные режимы работы силовой передачи автомобиля ГАЗ-21В 26
С. М. Трусов — О некоторых особенностях проектирования комплексных гидротрансформаторов 30

ТЕХНОЛОГИЯ

- В. А. Шакурии — Станок для притирки кранков воздушной и водяной систем автомобиля 36
А. В. Метелица — Приспособление для притирки тормозной ленты 36
В. В. Хапкина, П. О. Пилацкий — Автомат для сборки крестовин карданного вала 37
Д. В. Казменко — Устройство для снятия передних осей с подвесного конвейера 38

ИНФОРМАЦИЯ

- Карел Вышка — Чехословацкая автомобильная промышленность и перспективы ее дальнейшего развития 39
В. В. Векман — Коробки передач гоночных и спортивных автомобилей 44

На обложке — Междугородный автобус ЛАЗ-698 «Карпати», демонстрирующийся на ВДНХ. Автобус оборудован V-образным восьмицилиндровым двигателем мощностью 150 л. с., автоматической коробкой передач, пневматической подвеской передних и задних колес. Число пассажирских мест — 24. Предусмотрены буфет, туалет, разделка.

Редактор К. П. Иванов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

АДРЕС РЕДАКЦИИ.

Москва, И-51, Неглинная, 23, комн. 203, 2-й этаж. Тел. К 0-19-00, доб. 3-14 и 1-49.

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор И. Г. Петрова.

Сдано в производство 10/IX 1960 г.

Подписано к печати 22/X 1960 г.

Т-10699. Тираж 12550 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 9.

Бум. л. 3. Формат 60×92¹/₈. Зак. 3620.

Типография изд. на «Московская правда», Москва, Потаповский пер., 3.

Автомобильная промышленность

Ежемесячный
научно-технический
журнал

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

№ 11

НОЯБРЬ 1960

Экономика и организация производства

Механизация и автоматизация управления производством в автомобилестроении

Э. С. РАЗАМАТ, М. И. СЛУЦКИЙ

НИИТАвтопром

В АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности в последние годы ведутся работы по механизации и автоматизации управления производством.

НИИТАвтопром совместно с автомобильными заводами разработаны экономически целесообразные технологические процессы, а также типаж технологического оборудования для всех видов автомобильного производства. Эти процессы и оборудование положены в основу плана развития уровня технологии автомобилестроения, разработанного институтом на 1959—1965 гг.

По намеченному плану уровень комплексной автоматизации процессов предполагается повысить более чем в 10 раз, а удельный вес высокопроизводительного оборудования — с 22 до 55%. Многие процессы, как, например, изготовление форм и стержней литейного производства, очистка поковок в кузнечном производстве и др., будут полностью автоматизированы и механизированы. На новом оборудовании намечено изготавливать 80% литья, 75% поковок, 95% термообработываемых деталей.

В течение семилетия в автомобилестроении намечено обобщить более 50% парка за счет установки нового высокопроизводительного технологического оборудования: многопозиционных формовочных автоматов пескодувных и пескоструйных машин и другого оборудования литейных цехов; кривошипных горячештамповочных прессов, ковочных валцов; агрегатных, многопозиционных специальных и других станков для механической обработки.

На вспомогательных процессах производства предполагается применять межцеховые и внутрицеховые современные конвейеры толкающего типа с автоматическим адресованием грузов для транспортирования заготовок, полуфабрикатов, готовых деталей и узлов.

Намечено внедрить свыше 230 км различных конвейеров, при этом количество грузов, перевозимых наиболее производительным видом транспорта (непрерывным), увеличится в 4 раза (с 5 до 20%).

В целях значительного усовершенствования систем управления предприятиями намечено широкое применение современных вычислительных машин, приборов и других средств механизации и автоматизации управленческого труда, что

позволит уменьшить затраты труда рабочих и служащих, занятых в этой области, на 25—30%.

В связи с этим разработаны расширенные технические задания по реконструкции Московского автозавода имени Лихачева, Горьковского автозавода и др., предусматривающие высокий уровень техники и технологии заводов.

В период послевоенных пятилеток на заводах автомобильной промышленности проводилась большая работа по внедрению новых и совершенствованию существующих технологических процессов, их механизация и автоматизация. Однако по механизации и автоматизации системы и методов управления производством было сделано очень мало.

В настоящее время на заводах слабо применяется механизированный и автоматизированный счет деталей на различных стадиях обработки, недостаточно используется мерная тара, мерные весы и другие методы объективного счета.

Современная вычислительная техника для оперативного учета движения деталей в производстве внедряется также медленно.

Методы расчета подетальных программ для цехов и участков, применяемые в настоящее время на заводах, очень громоздки.

Отсутствие полного комплекта современных, быстродействующих счетно-перфорационных и электронных машин не позволяет отработать систему оперативного планирования, при которой затраты ручного труда были бы минимальными.

На заводах почти отсутствуют дистанционные автоматические средства непрерывного контроля за ходом производственного процесса, отсутствуют необходимые заделы, что затрудняет организацию своевременного запуска деталей в производство, своевременного ремонта оборудования, подачи инструмента и т. п.

Диспетчерская служба с телефонной связью, сыгравшая большую положительную роль на определенном этапе развития промышленности, в настоящее время уже не удовлетворяет нужд заводов, так как она решает главным образом задачи сегодняшнего дня по выпуску готовой продукции и мало занимается вопросами обеспечения непрерывности движения производства по всему производственному процессу от поступления металла на завод до выхода готовой продукции.

Проведенный НИИТАвтопромом анализ загрузки рабочего дня работников управления производством цехов и заводов показал, что из-за отсутствия необходимых технических средств 70—80% рабочего времени этих работников уходит на учет, проверку учетных данных, выявление и «проталкивание» дефицитных деталей, ликвидацию простоев из-за несовершенной организации транспортирования и складирования деталей.

В результате перечисленных недостатков существующий уровень организации производства и управления на заводах не соответствует уже достигнутому уровню техники и технологии.

Следовательно, необходимо, чтобы при реконструкции действующих и проектировании новых заводов разрабатывалась специальная организационная часть проекта, предусматривающая коренную перестройку системы и методов управления производством, прежде всего по вопросам оперативного планирования и учета, контроля и регулирования производства, транспортирования и складирования деталей, а также вспомогательного обслуживания производственных участков инструментальным и ремонтным хозяйствами и другими службами.

При разработке таких проектов необходимо ориентироваться не на частичное усовершенствование или рационализацию действующей системы и применяемых технических средств, а главным образом на создание наиболее прогрессивных форм и методов организации производства и его управления, соответствующих современному уровню техники и технологии отечественных и зарубежных заводов.

Имеющийся в машиностроении опыт по перестройке организации управления производством с широким использованием средств механизации и автоматизации недостаточен, разрознен и не систематизирован. Так, например, на Ново-Краматорском заводе тяжелого машиностроения частично разрешены отдельные вопросы механизации и автоматизации оперативного управления производством. На этом же заводе в механическом цехе по проектам ЛИТМО создан дистанционный контроль и учет работы уникального оборудования.

Аналогичные работы проводились также и на других машиностроительных заводах (Московском автозаводе им. Лихачева, Государственном оптико-механическом заводе и др.).

Некоторый опыт по механизации первичного счета имеется на автомобильных заводах. Так, например, на Московском автозаводе имени Лихачева в цехе «нормаль» установлены датчики с дистанционной передачей на счетчики на многшпindelных автоматах (рис. 1); на некоторых формовоч-

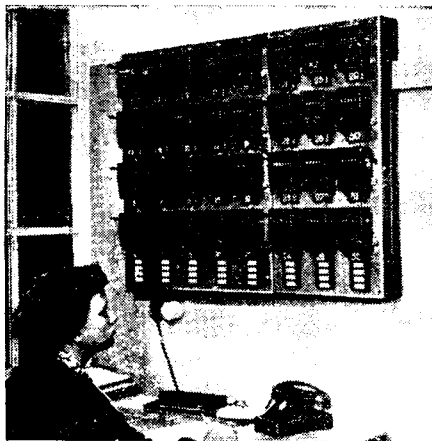


Рис. 1. Внутренний вид кабины со счетчиками учета выработки токарных автоматов.

ных конвейерах (рис. 2); в рессорно-пружинном цехе (рис. 3) и на других участках.

Некоторые автомобильные заводы имеют положительный опыт в вопросе механизации расчетов подетальных программ на счетно-перфорационных машинах. К ним относятся Горьковский автозавод, который внедрил этот метод еще в 1936 г., и Московский завод малолитражных автомобилей, продолжающий с 1947 г. совершенствовать методы ГАЗа.

В 1959 г. отдел организации производства НИИТАвтопрома совместно с Московским заводом малолитражных автомобилей и Московским автозаводом имени Лихачева на основе обобщения накопленного опыта по совершенствованию организации производства и критического анализа этих работ за рубежом разработал основные направления и принципы системы и методов оперативного управления производством, основанные на широком применении современных технических средств механизации и автоматизации.

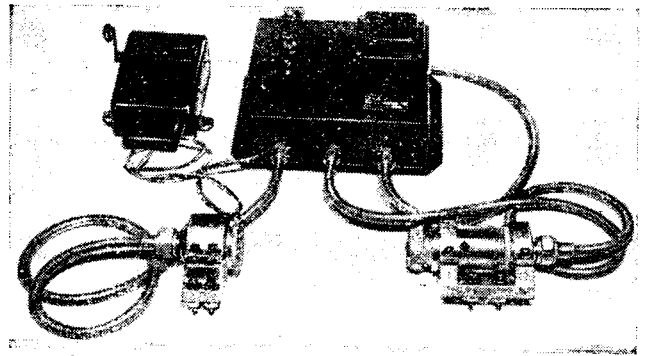


Рис. 2. Счетное устройство с фотоэлектрическим датчиком, предназначенное для отсчета количества опок на формовочном конвейере в литейном цехе.

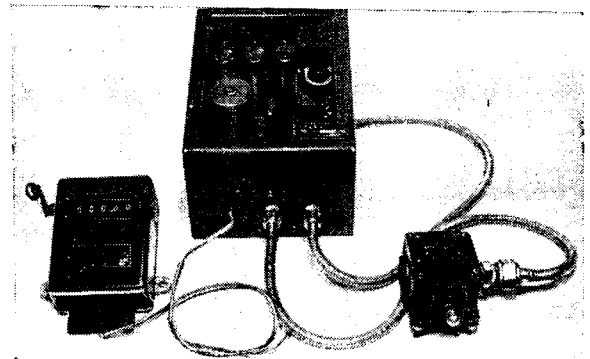


Рис. 3. Счетное устройство с электроконтактным датчиком, предназначенное для подсчета каждой второй детали на пружинно-навивальных автоматах в рессорно-пружинном цехе.

Система и метод оперативного учета и первичного счета, являющиеся основой планирования, контроля, регулирования и управления производством, перестраиваются следующим образом.

Для каждого производственного участка, в зависимости от специфики его работы, устанавливаются минимально необходимые точки учета продукции. Как правило, этими точками должны являться рабочие места, определяющие запуск и выпуск заготовок, деталей и узлов.

Материалы, заготовки, полуфабрикаты, готовые детали и изделия при передаче из складов в цех и из одного цеха в другой считаются только один раз у поставщика, а продукция, сдаваемая отделу сбыта, — при поступлении на склады готовой продукции.

Операции счета осуществляются автоматически или полуматематически с помощью датчиков различного типа: механического (а), максимумно-токавого (б), индукционного (в), фотоэлектрического (г), термометрического (д), электроконтактного (е), емкостного (ж), тензометрического (з) (рис. 4), акустического и радиоактивного.

Конструкция датчиков, устанавливаемых на оборудовании первой и последней операции, на весовых устройствах, на пути движения деталей по конвейерам и на других установках, должна обеспечивать объективный счет.

Счетчики различных типов (обычные программирующие, с печатанием результатов счета и др.) или другие регистриру-

ющие приборы, получающие импульсы от соответствующих датчиков, устанавливаются дистанционно на специальных пультах или щитах. Показания счетчиков используются для непрерывного контроля за ходом выполнения часовых, сменных и суточных заданий, учета выработки продукции и оплаты труда, а также составления ежедневных табуляграмм о ходе выполнения планов участками, цехами и заводом, табуляграмм о состоянии заделов и для других целей анализа производства.

Для считывания показаний счетчиков и передачи инфор-

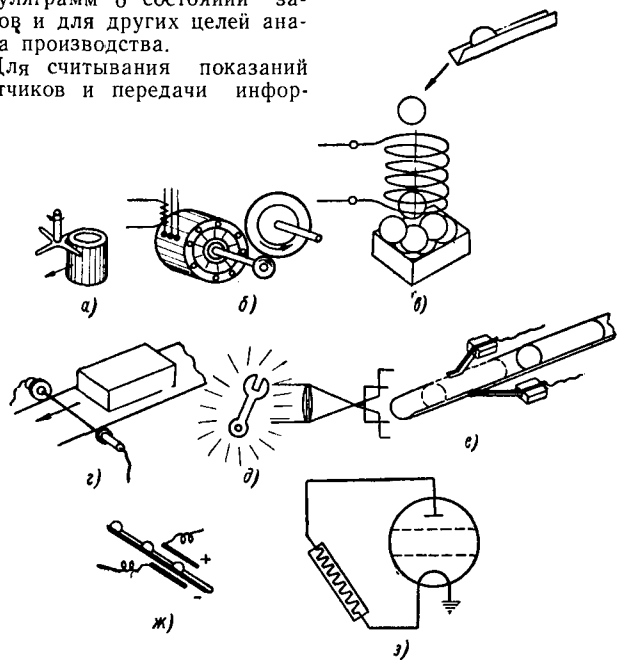


Рис. 4. Датчики различного типа.

мации на машинно-счетную станцию (МСС) могут быть использованы различные методы:

1) списывание от руки показаний на специальные бланки, где заранее напечатаны номера деталей и другие реквизиты, и отправка их в МСС для перфорации и дальнейшей обработки (наиболее примитивный);

2) списывание от руки и дистанционная передача информации в МСС с помощью телетайпа, где автоматически печатаются перфокарты;

3) автоматическое получение в МСС данных счета непосредственно со счетчиков в виде перфокарт или перфолент с помощью специальных приставок для считывания показаний;

4) передача импульсов непосредственно с рабочих мест на специальную электронно-вычислительную машину, предназначенную для целей оперативного учета и контроля производства (наиболее прогрессивный).

Коренным образом пересматривается система и методы контроля и регулирования хода движения производства.

Вместо контроля за обеспечением сборки готовой продукции дефицитными деталями (метод «отсасыва-

ния» продукции, при котором неизбежно происходят разрывы потока) предлагается внедрить систему принудительного и автоматического питания заготовками и деталями всех первых операций (метод «нагнетания» продукции, позволяющий осуществить максимально-возможную непрерывность производственного процесса).

Проектируемые системы и методы контроля и регулирования хода производства предусматривают сосредоточение на производственных участках непрерывного контроля и регулирования хода выполнения часовых, сменных и суточных планов изготовления продукции, а также ремонта и снабжения инструментом.

Для этой цели на производственных участках устанавливаются пульты контроля и управления производственными участками (рис. 5).

Руководство цеха сможет осуществлять периодический контроль за ходом выполнения плана изготовления продукции производственными участками путем анализа поступающих ежедневных табуляграмм о выполнении плана цеха и визуального просмотра всех показателей участковых пультов контроля и управления при помощи телевизионной установки.

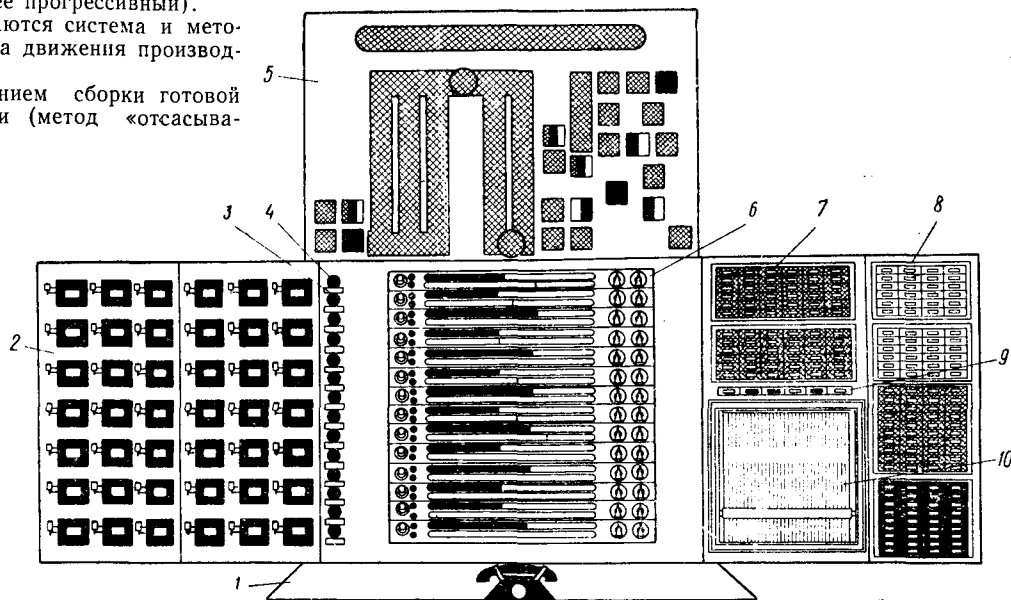
Кроме того, для непрерывного контроля работы по важнейшим видам продукции (сборки узлов, изготовления наиболее сложных и трудоемких деталей, количества залитого в формы металла и др.) у руководства цеха устанавливается также пульт управления, оснащенный дистанционными счетчиками, автоматическими графиками, оперативной телефонной связью и средствами звуковой сигнализации.

Руководство производством завода осуществляет управление и контроль за ходом работы цехов и выполнением заводского плана, анализируя оперативные ежедневные табуляграммы, поступающие из вычислительного центра, и непрерывные показания дистанционных счетчиков, установленных в контрольно-диспетчерском пункте завода по основным видам изделий (объекты учета могут периодически меняться). Этот пункт оснащается также оперативной телефонной и телеграфной (телетайп) связью с начальниками цехов и отделов завода, телевизионной установкой, дающей возможность визуально просматривать состояние производства на данный момент на решающих участках производства (спуск автомобилей с главных конвейеров, сборка двигателей и др.).

Как уже отмечалось, в разработанных основных направлениях механизации и автоматизации оперативного управления производством особое внимание уделяется обеспечению непрерывности производственного процесса. Непрерывный контроль за бесперебойной подачей деталей с последних операций цеха-поставщика на первые операции цеха-потребителя или комплектующие кладовые, а также контроль за состоянием страховых заделов предусматривается сосредоточить в контрольно-диспетчерских пунктах цехов под оперативным руководством заводского контрольно-диспетчерского пункта.

Рис. 5. Пульт контроля и управления производственным участком:

1 — диспетчерский коммутатор; 2 — панель с электроимпульсными счетчиками учета выпуска за смену, запуска и выпуска за сутки; 3 — карман с номером детали; 4 — сигнальные лампы уменьшения страхового запаса заготовок; 5 — мнемоническая схема участка; 6 — линейные автоматические графики; 7 и 8 — соответственно панели сигнализации об обеспечении конвейера сборки деталями, изготовленными в МСП-2 и поступившими от цехов-поставщиков; 9 — сигнализация об аварийном состоянии инструментов в инструментальных шкафах; 10 — самопишущий прибор для записи времени работы и простоя оборудования.



Основой для контроля подачи материалов, заготовок, полуфабрикатов, готовых деталей и изделий из цеха в цех, со складов отделов снабжения и из цехов в отдел сбыта служат тщательно разработанные графики-расписания подачи. В этих графиках установлены методы транспортировки, периодичность подачи, применяемая тара, подвески на конвейерах и т. п.

Контрольно-диспетчерские пункты цехов оснащаются диспетчерским коммутатором для связи с участками-поставщиками, участками-потребителями, с цехом внутризаводского транспорта, с центральным диспетчерским пунктом, начальником цеха и производственной частью цеха; автоматической или полуавтоматической сигнализацией о снижении страховых заделов на участках-потребителях и комплекточных подвесных и стационарных складах, а также таблиц с дистанционными счетчиками, учитывающими количество отправленных потребителям деталей, устанавливаемых на конвейерах. На этих же пунктах устанавливается телеграфный аппарат (телетайп) для передачи в вычислительный центр ежедневных данных первичного учета, а также для получения оперативных распоряжений начальника производства завода, требующих письменного оформления.

Механизация и автоматизация производственных процессов, внедрение системы внутрицеховых и межцеховых конвейеров толкающего типа с программным управлением, позволяющих автоматически, по заранее составленному стандартному плану, передавать детали с участка на участок, пополнять заделы незавершенного производства, значительно изменить методы оперативного управления производством, которое можно будет осуществлять взаимосвязанно в централизованном порядке. При этом приобретает особое значение составление, контроль и регулирование выполнения тщательно продуманных графиков-расписаний подачи (питание производственных участков) и графиков движения транспортных средств.

По мере насыщения производства средствами механизации и автоматизации, повышения общего уровня организации функции контрольно-диспетчерской службы завода будут в основном заключаться в контроле и регулировании графика движения объектов производства и транспортных средств, поэтому возникнет необходимость перестройки этой службы в специальную централизованную службу движения производства.

Контрольно-диспетчерская служба должна быть организована на базе заводских контрольно-диспетчерских пунктов завода и цеховых диспетчерских пунктов, службы межцехового транспорта и возглавляться одним из заместителей начальника производства завода. Значительно изменяются методы оперативного планирования.

Все работы по расчету подетальных программ, учету и анализу хода выполнения плана и составлению данных о состоянии незавершенного производства централизуются и механизуются в основном при помощи специализированных электронных вычислительных и современных быстродействующих счетно-перфорационных машин.

Электронная и другие вычислительные машины после их освоения, проведения соответствующей организации централизованного нормативного хозяйства и упорядочения первичной документации дадут возможность с минимальной затратой ручного труда своевременно выдавать цехам, участкам и отделам заводоуправления следующие документы:

- 1) годовые, квартальные и скорректированные по состоянию незавершенного производства месячные подетальные программы в количественном и объемном выражении;
- 2) ежедневную информацию о ходе выполнения плана всеми подразделениями производства и отклонениях от плана в количественном и объемном выражении;
- 3) информацию о наличии и отклонениях от норм незавершенного производства.

Кроме перечисленного, электронно-вычислительная машина сможет производить периодически нормативно-календарные расчеты с выбором оптимальных вариантов (расчет норм незавершенного производства, партий запуска и др.).

Быстрое действие электронных вычислительных машин позволит решить вопросы оперативного планирования, оперативного учета, контроля и регулирования производством в темпе развития производства.

Организация вычислительных центров или отделов, оснащенных современной вычислительной техникой, позволит также в полном объеме решить вопросы механизации и автоматизации различных вычислительных и аналитических работ в других областях управления заводом.

В приведенной ниже схеме показано применение электронной вычислительной машины для управления производством. Так, например, на этой машине могут выполняться работы по технической подготовке производства (конструкторские расчеты при проектировании машин, технологические расчеты при разработке процессов с установлением норм расхода материалов, рабочего времени, инструмента и приспособлений, а также загрузки оборудования и пр.); технико-экономическому планированию, включая планирование труда, фонда заработной платы и др.; бухгалтерскому и статистическому учету и анализу хозяйственной деятельности; материально-техническому снабжению по обеспечению производства материалами, полуфабрикатами, покупным инструментом, приспособлениями и прочими материальными ценностями; реализации готовой продукции завода и расчету с покупателями.

Лишь незначительная часть этих работ выполняется в настоящее время существующими на заводах машинно-счетными станциями, которые заняты главным образом работами счетно-бухгалтерского характера.

Вычислительный центр, собирая, систематизируя и сохраняя в запоминающих устройствах электронно-вычислительной машины все необходимые справочные, нормативные и плановые материалы, перерабатывает их в сопоставлении с нормами и планом и выдает сводные информации, являющиеся основой для оперативного управления производством.

Вычислительный центр должен представлять собой один из важнейших технических органов управления на заводе.

Исходя из этого, рекомендуется на заводах создавать на базе машинно-счетных станций вычислительные центры или отделы по механизации и автоматизации всех вычислительных работ в системе главного инженера завода.

Предлагаемая система оперативного управления основным производством основывается на придании особого значения организации и обслуживанию производственного участка, как основного звена, всеми соответствующими службами цеха и завода. При этом создаются условия, позволяющие начальнику участка (старшему мастеру) и его помощникам (сменным мастерам) сосредоточить свое внимание и основное время на руководстве производственным процессом.

Осуществление изложенных выше основных направлений и принципов по организации, механизации и автоматизации оперативного планирования, оперативного учета, контроля и управления основным производством наряду с автоматизацией и механизацией основных и вспомогательных производственных процессов созданием предметно-замкнутых участков обеспечит дальнейшее повышение роли мастеров и освободит их от целого ряда несвойственных им функций.

Начальник участка (старший мастер) и сменные мастера прежде всего должны нести ответственность за выполнение производственной программы участка по установленному графику и всех качественных показателей, за соблюдение технологического процесса и бережное отношение к вверенному им оборудованию.

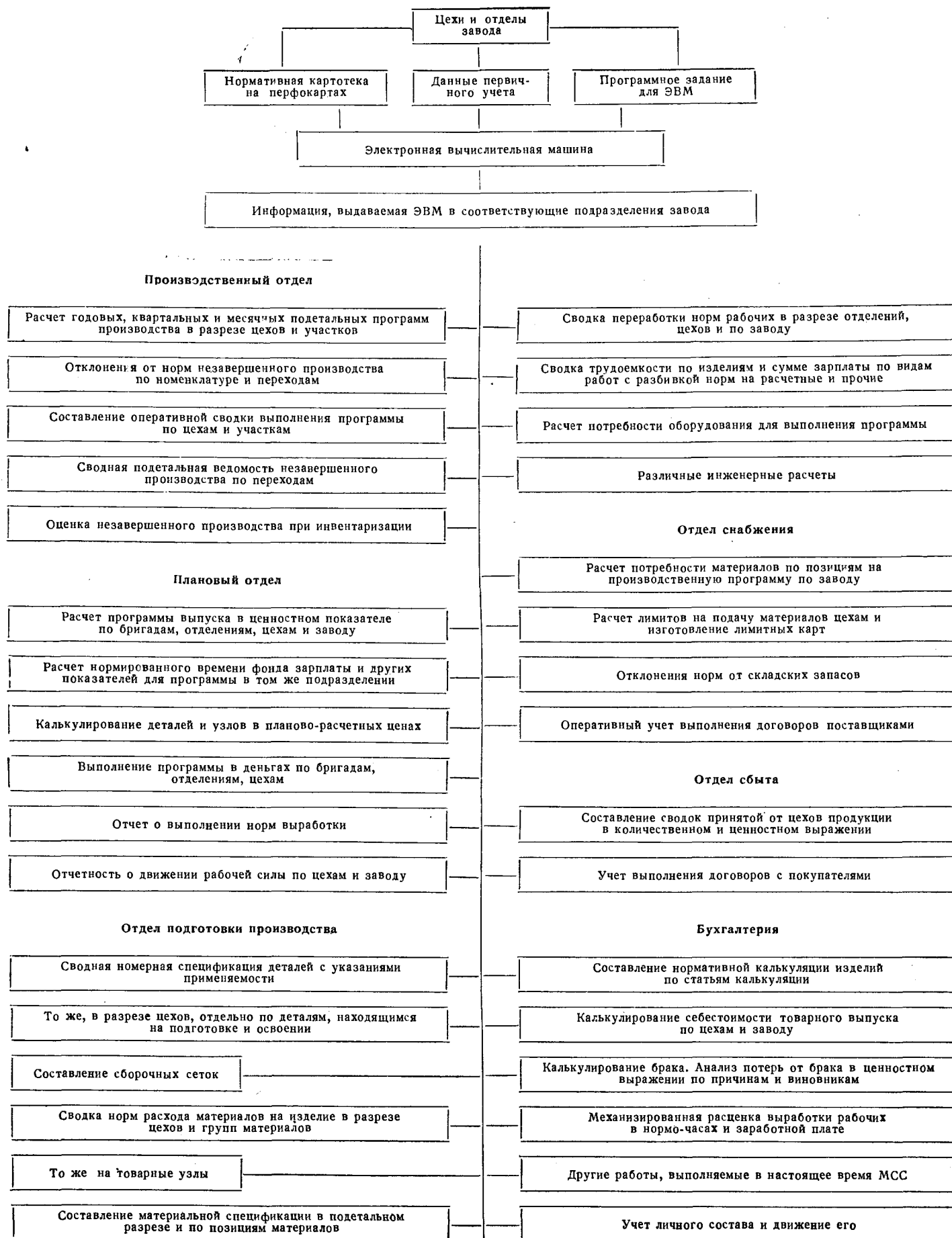
Это можно осуществить только при коренном улучшении всех видов вспомогательного обслуживания основного производства. Без решения этой задачи ни одна система организации и управления производством, как бы совершенна она ни была запроектирована, не сможет нормально функционировать.

Поэтому при проектировании других разделов оргпроекта, и в особенности в обслуживании и подготовке производства службами инструментального ремонтного хозяйства, должен быть четко определен круг обязанностей и ответственность лиц за своевременную подачу инструмента и ремонт оборудования, уборку отходов и за выполнение ряда других функций.

В проектах организации вспомогательного обслуживания должно быть также предусмотрено необходимое оснащение этих служб современными техническими средствами связи, сигнализации и вычислительных средств.

Перестройка системы и методов управления основным производством, а также усовершенствование вспомогательного обслуживания основного производства, даст возможность упростить организационную структуру и укрупнить цехи и цеховые подразделения. По предварительным проектировкам, например, на Московском автозаводе имени Лихачева после его реконструкции будет организовано 17 цехов основного производства с 250—1950 рабочими в каждом вместо существующих 26 цехов со 125—1250 рабочими.

По ориентировочным расчетам затраты, связанные с приобретением, проектированием, изготовлением и монтажом средств механизации и автоматизации управления производ-



ством на автомобильных и моторных заводах, окупятся в короткие сроки.

Общий экономический эффект будет значительно большим, так как осуществление рациональной организации производства и управления даст ряд преимуществ, которые в настоящее время не могут быть определены в денежном выражении, но они являются существенными для увеличения выпуска продукции, снижения себестоимости и более полного использования основных и оборотных средств предприятия. Вместе с тем значительно поднимается организационно-технический уровень и культура производства.

Предлагаемая система механизации и автоматизации создает основную базу для комплексной автоматизации управления производством с помощью специальных машин, т. е. создания предприятия высшего типа. Назначение этих машин — автоматически контролировать и регулировать ход производственного процесса, устанавливая оптимальные режимы работы отдельных линий, производственных участков, цехов и производства в целом.

В настоящее время на Московском автозаводе имени Лихачева в специально созданном отделе проектного управления разворачивается рабочее проектирование системы организации, механизации и автоматизации оперативного управления производством. Организуется вычислительный центр, в котором монтируется и отлаживается опытная специализированная быстродействующая алфавитно-цифровая электронная вычислительная машина с программным управлением, спроектированная НИИСчетмашем и изготовленная на Московском автозаводе имени Лихачева и на Московском заводе счетно-аналитических машин.

Вычислительный центр укомплектовывается современными счетно-перфорационными машинами и другим оборудованием.

Для осуществления проекта механизации и автоматизации оперативного управления производством по Московскому автомобильному заводу имени Лихачева (кроме оборудования вычислительного центра) требуется для оборудования 75 уча-

стковых и 22 цеховых и общезаводских пунктов контроля и управления производством; большое количество датчиков для получения импульсов первичного счета и сигнализации о работе оборудования, наличии страховых заделов (примерно 22 тыс. шт.); малогабаритных электроимпульсных счетчиков (примерно 12 тыс. шт.); линейных счетчиков-графиков; регистрирующих приборов о работе и простоях оборудования, средств телефонной, телетайпной и радиосвязи, телевизионных установок; мнемонических схем; устройств программного управления и др.

Большие работы по организации, механизации и автоматизации управления производством развернулись также на Московском заводе малолитражных автомобилей. Этот завод первым из автозаводов совместно с научно-исследовательскими институтами (НИИТАвтомпром, НИИСчетмашем и НИИТруда) начал работы в этой области.

На заводе создана специальная лаборатория средств механизации и автоматизации управления производством.

Совместно с НИИТАвтомпром разработан эскизный проект системы организации оперативного планирования и регулирования производства с применением современных технических средств, а также рабочий проект механизации и автоматизации управления в кузнечном и холодно-прессовом производствах. В настоящее время в кузнечном цехе этого завода заканчивается монтаж первого пульта контроля и управления. В МСС установлен электронный вычислитель ЭВ-80-3, на котором внедряется механизация плановых и других вычислительных работ.

Внедрение новой системы управления производством в значительной мере зависит от проведения ряда научно-исследовательских и экспериментальных работ и главное от развития промышленного производства технических средств.

Основываясь на решениях XX и XXI съездов КПСС, июньского Пленума 1959 г. и июльского Пленума 1960 г. ЦК КПСС, автомобилестроители имеют полную возможность широко развернуть работы по комплексной механизации и автоматизации управления производством.

Конструирование Исследования Испытания

Типаж автомобилей Горьковского автозавода

Н. И. БОРИСОВ, А. Д. ПРОСВИРНИН

Горьковский автозавод

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ типаж автомобилей предусматривает для Горьковского автозавода дальнейшее развитие и совершенствование типов грузовых и легковых автомобилей, находящихся в производстве, а также создание конструкций новых типов автомобилей и организацию их производства.

При разработке конструкций новых автомобилей главной задачей являлось получение высоких эксплуатационных и технико-экономических показателей автомобилей.

Большое внимание уделено элементам конструкции, снижающим утомляемость водителя во время работы, уменьшению числа операций по обслуживанию автомобиля, а также дальнейшему увеличению срока его службы.

Срок службы новых грузовых автомобилей увеличится на 30—50% по сравнению с автомобилями, выпускаемыми в настоящее время. Применение нового форкамерно-факельного зажигания в двигателях повысит топливную экономичность автомобилей на 10—15%.

Производство новых автомобилей в течение семилетки будет осваиваться одновременно с технической реконструкцией завода на базе новой более совершенной техники автомобильного производства.

В настоящее время типаж грузовых автомобилей, выпускаемых Горьковским автозаводом, состоит всего лишь из трех основных моделей: автомобиля ГАЗ-51А типа 4×2 грузоподъемностью 2,5 т, седельного тягача ГАЗ-51А грузоподъемностью 4 т, изготовляемого на базе автомобиля ГАЗ-51А и предназначенного для работы с полуприцепом; автомобиля ГАЗ-53, типа 4×4 грузоподъемностью 2 т, изготовляемого также на базе автомобиля ГАЗ-51А.

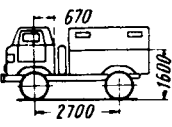
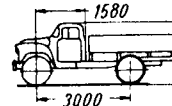
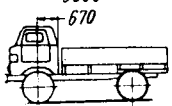
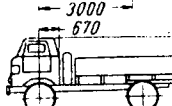
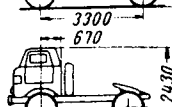
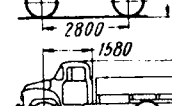
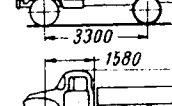
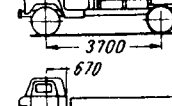
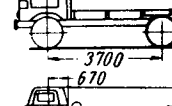
Существующий типаж грузовых автомобилей ограничен по диапазону грузоподъемности и по числу модификаций, позволяющих применять различные специализированные кузова.

Как известно, ограниченность типажа создает определенные неудобства для заводов-изготовителей, но приводит к нерентабельному использованию автотранспорта при эксплуатации в народном хозяйстве.

Поэтому при разработке типажа заводу пришлось учитывать два положения: расширение типажа в целях удовлетворения требований народного хозяйства и ограничение типажа автомобилей для большей эффективности их производства.

Эти два противоречивых положения удалось решить за счет создания нового расширенного типажа — семейства грузовых автомобилей, унифицированных между собой (табл. 1).

Таблица 1

Модель и тип автомобиля	Общий вид	Размер шин	Грузоподъемность в кг	Сухой вес в кг	Число цилиндров	$D \times S$ в мм	Рабочий объем в л	Максимальная мощность в л. с. и число оборотов в минуту	Максимальный крутящий момент в кг·м и число оборотов в минуту	Размер ведомого диска в мм при однодисковой фрикционной муфте	Передачные числа коробки передач	Передачные числа раздаточной коробки	Задний мост (тип и передаточное отношение главной пары)	Механизм рулевого управления	Размер лонжерона рамы в мм	Рекомендуемые внутренние размеры кузова (длина, ширина) в мм
ГАЗ-62 4×1		11,0—16	1000	2400	6	82×110	3,48	80 3000	22,5 15,0	280	7,90 (3-я)	1,000 (1-я передача)	Гипоидная 6,5	Трех-гребневый ролик (передаточное число 13,5)	160×60×4,5	2570×1970 2,50×2050
ГАЗ-56 4×2		8,0—17,5	1500	1700	4	92×92	2,45	85 3800	19,5 21,0	254	1,70 (4-я передача)	1,766 (2-я передача)				
ГАЗ-56К 4×2		8,0—17,5	2000													
ГАЗ-66 4×4		12,0—18	2000	3000	V-8	92×80	4,25	120 3400	29,5 2200		1,71 (3-я передача)	1,000 (1-я передача)		Двух-гребневый ролик (передаточное число 20,5)	220×70×6	3400×2050
ГАЗ-66П 4×4		12,0—18										1,963 (2-я передача)	Гипоидная 6,83			
ГАЗ-52 4×2		8,0—22,5 и 7,5—20	2500	2450	6	82×110	3,48	80 3000	22,5 1500	280	3,09 (2-я передача)				190×65×5,5	3070×2070
ГАЗ-53 4×2			от 3000 до 4000													
ГАЗ-53К 4×2		8,0—22,5 и 8,25—20		2600	V-8	92×80	4,25	120 3400	29,5 2200		6,48 (1-я передача)				220×70×6	3750×2070 4530×2070
ГАЗ-53П 4×2		8,0—22,5 и 8,25—10		6000												

Новые типы автомобилей со специализированными кузовами (табл. 2) должны достаточно полно удовлетворять потребности различных отраслей народного хозяйства.

Типаж расширен в первую очередь за счет грузовых автомобилей малой грузоподъемности ГАЗ-62 (грузоподъемность 1 т) и ГАЗ-56 (грузоподъемность 1,5 т) и за счет автомобилей большей грузоподъемности: ГАЗ-53, ГАЗ-53П и ГАЗ-66П. Увеличение количества моделей автомобилей большей грузоподъемности осуществляется за счет установления нового верхнего предела грузоподъемности, длиннобазной модификации основного грузового автомобиля средней грузоподъемности ГАЗ-53. При эксплуатации на хороших дорогах грузоподъемность этого автомобиля составляет 4 т.

Кроме того, грузоподъемность полуприцепов новых седельных тягачей ГАЗ-53П и ГАЗ-66П составит соответственно 6 и 4 т.

Все модели семейств унифицированы между собой (табл. 3

и 4), что позволяет заводу в условиях массового производства увеличивать номенклатуру изделий без снижения производительности труда и без усложнения управления производством.

Автомобиль ГАЗ-52 должен заменить автомобиль ГАЗ-51А, изготовляющийся с 1946 г.

К наиболее существенным улучшениям конструкции автомобиля ГАЗ-51А, внедренным в производство, относятся: увеличение размеров цапф поворотных кулаков и подшипника ступицы переднего колеса; усиление ролика вала сошки рулевого управления; введение более надежного и долговечного центрального тормоза барабанного типа, цельнометаллической кабины с усиленными местами крепления, отопления кабины и обдува ветрового стекла теплым воздухом, платформы увеличенных размеров с тремя откидывающимися бортами; повышение надежности дифференциала заднего моста введением принудительной смазки; введение резиновых сальников и маслосгонных устройств.

Таблица 2

Модель	Тип	Грузоподъемность в т	Платформа бортовая нормальных размеров	Платформа без бортов и с решетчатыми бортами	Платформа увеличенных размеров	Платформа с бортами увеличенной высоты и тентом	Платформа бортовая с краном	Платформа с грузоподъемным бортом	Фургон	Самосвал	Автобус	Цистерна
ГАЗ-62	4×4	1,0										
ГАЗ-56	4×2	1,5										
ГАЗ-56К	4×2	2,0										
ГАЗ-66	4×4	2,0										
ГАЗ-66П	4×4	4,0										
ГАЗ-52	4×2	2,5										
ГАЗ-53	4×2	4,0										
ГАЗ-53К	4×2	4,0										
ГАЗ-53П	4×2	6,0										

Указанные усовершенствования конструкции автомобиля ГАЗ-51А значительно повысили его эксплуатационные качества и длительность срока службы отдельных узлов и агрегатов. Однако эти усовершенствования не изменили радикально технико-экономические показатели автомобиля.

В настоящее время ряд технических показателей автомобиля ГАЗ-51А уже не удовлетворяет возросшим требованиям народного хозяйства. Так, например, двигатель, имея мощность 70 л. с. и крутящий момент 20,5 кгм, не обеспечивает повышенных требований и необходимых динамических качеств.

Относительно высокий удельный расход топлива и ограниченная мощность двигателя вызывают повышенный эксплуатационный расход топлива. Автомобиль имеет сравнительно плохую проходимость в ненагруженном состоянии. Ресурсная подвеска не обеспечивает требований комфортабельности и долговечности.

Коробка передач быстро изнашивается, а наличие прямозубых шестерен на всех передачах и отсутствие синхронизаторов делают работу ее очень шумной.

Задний мост со спирально-конической парой работает с шумом и быстро изнашивается. Форма и конструкция кабины уже не удовлетворяют требованиям потребителей (мало вме-

Таблица 3

Базовые модели	Двигатель	Кабина	Рама	Платформа	Мост		Сцепление	Коробка передач	Раздаточная коробка	Коробка отбора мощности	Карданные шарниры	Ресурсная подвеска	Колеса	Тормоза	Ступицы	Бензобак	Лебедка
					задний	передний											
ГАЗ-62	52	62	56*	62	56	62	52	52	62	66	52	52	62	51*	62	63*	62
ГАЗ-56	М 21	52	56	56	56	56	51*	52	—	—	52	55	56	51*	56	52*	—
ГАЗ-56К	М-21	66	56	53К	53	53	51	52	—	—	52	56К	56	51*	56	63	—
ГАЗ-66	66	66	53*	66	52*	66	52	52	66	66	52	66	66	51*	66	63*	66
ГАЗ-66П	66	66	53*	—	52	66	52	52	66	—	52	53К	66	51*	66	63*	—
ГАЗ-52	52	52	52	51А	52	51*	52	52	—	—	52	52	52	51	51	52	—
ГАЗ-53	66*	52	53	53	52	51*	52	52	—	—	52	52*	52	51	51	52	—
ГАЗ-53К	66*	66	53	53К	52	53К	52	52	—	—	52	53К	52	51	51	63*	—
ГАЗ-53П	66*	66	53*	—	52	53К	52	52	—	—	52	53К	52	51	51*	63*	—

* Унифицированы по основным деталям.

Таблица 4

Модель	$D \times S - i$ в мм	V_h в л	ϵ	Октановое число топлива	Тип зажигания	N_e max в л. с. и л в об/мин.	M_k max в кгм и л в об/мин.	g_e min в г/элс-ч	Удельный вес* в кг/л. с.	Назначение
М-21	92×92—4	2,45	6,7	70	Искровой	$\frac{70}{4000}$	$\frac{17}{2200}$	230	2,07	Стандартный автомобиль „Волга“
М-21Д	92×92—4	2,45	7,5	80	„	$\frac{80}{4000}$	$\frac{18}{2200}$	225	1,81	По особому заказу автомо- биля „Волга“
М-21Ж	92×92—4	2,45	8,5	92	„	$\frac{95}{4200}$	$\frac{19}{2300}$	220	1,53	Форсированный вариант ав- томобиля „Волга“
ГАЗ-56	92×92—4	2,45	7,5	70	Форкамерно- факельный	$\frac{85}{3800}$	$\frac{19,5}{2100}$	205	1,65	ГАЗ-56 и перспективные автомобили УАЗ
ГАЗ-52	82×110—6	3,48	6,7	66	То же	$\frac{80^{**}}{3000}$	$\frac{22,5}{1500}$	210	3,0	Автомобили ГАЗ-52 и ГАЗ-62, автобусы и самосвалы
ГАЗ-66	92×80—8	4,25	6,7	70	Искровой	$\frac{120^{**}}{3400}$	$\frac{29,5}{2200}$	235	2,0	Грузовые автомобили ГАЗ-66, ГАЗ-53 и седель- ные тягачи
ГАЗ-66Д	92×80—8	4,25	7,5	80	„	$\frac{140}{4200}$	$\frac{31,5}{2300}$	230	1,7	Грузовые автомобили ГАЗ-66 и ГАЗ-53
ГАЗ-13, „Чайка“	100×88—8	5,5	8,5	90	„	$\frac{195}{4400}$	$\frac{41}{2300}$	220	1,26	Стандартный автомобиль „Чайка“
ГАЗ-13Д	100×88—8	5,5	10	100	„	$\frac{215}{4400}$	$\frac{42}{2300}$	215	1,15	Автомобиль „Чайка“ для экспорта

* При определении удельного веса двигателей приняты веса двигателей с полным оборудованием без маховика и сцепления.

** С ограничителем оборотов.

стительная с ограниченной обзорностью, плохой герметичностью и, кроме того, недолговечная).

Недостаточное количество модификаций грузовых автомобилей ограничивает рентабельное их использование. Например, отсутствие модели с увеличенной базой не позволяет полностью использовать грузоподъемность автомобиля при перевозке грузов с малым объемным весом.

Заводом разработана конструкция нового базового автомобиля средней грузоподъемности модели ГАЗ-52 с колесной базой 3300 мм, в которой устраняются недостатки ГАЗ-51А.

С целью большей специализации автомобилей и более эффективного их использования в народном хозяйстве, создаются следующие модификации основной базовой модели транспортного грузового автомобиля средней грузоподъемности: автомобиль ГАЗ-53 с колесной базой 3700 мм и с бортовой платформой увеличенных размеров; седельный тягач на базе автомобиля ГАЗ-53. Кроме того, на базе шасси ГАЗ-52 будут изготавливаться шасси для установки кузова «фургон», шасси под автомобиль-самосвал, шасси под автоцистерны и др., а на базе шасси ГАЗ-53 — шасси для установки кузова «фургон», шасси для автобуса, шасси для установки решетчатого кузова, шасси для грузопассажирского такси и др.

Для перевозки в черте города грузов, имеющих большой объем при малом весе, предполагается на шасси ГАЗ-53 устанавливать кабину над двигателем. Это даст возможность увеличить полезную длину платформы и тем самым позволит перевозить на этом автомобиле (модель ГАЗ-53К) до 4 т легко-весных грузов.

Грузовой двухосный автомобиль ГАЗ-52 с приводом на заднюю ось (тип 4×2) имеет закрытую металлическую кабину и деревянную платформу с тремя откидывающимися бортами.

Грузоподъемность автомобиля 2,5 т как на шоссе, так и на грунтовых дорогах, в отличие от автомобиля ГАЗ-51А, у которого на грунтовых дорогах грузоподъемность снижается до 2 т.

Автомобиль ГАЗ-52 предназначен для перевозки самых различных грузов в городских условиях и в условиях сельской местности. Он должен заменить автомобиль ГАЗ-51А.

Общая компоновка и величина колесной базы заимствованы у автомобиля ГАЗ-51А.

Характерной особенностью этой компоновки является максимально возможное продвижение расположенной за двигате-

лем кабины вперед к передним колесам. При этом сохраняется нормальный доступ к двигателю для обслуживания и не создается перегрузки передней оси, отрицательно влияющей на проходимость ненагруженного автомобиля при езде по проселочным дорогам.

Расстояние от оси передних колес до наружной поверхности задней стенки кабины равно 1580 мм, а на однотипном американском автомобиле ФОРД-500 модели 1959 г. — 1765 мм. Таким образом, при равной базе и общей длине автомобиль ГАЗ-52 может иметь длину платформы на 185 мм большую, чем у автомобиля Форд.

Занмствование общей компоновки автомобиля от автомобиля ГАЗ-51А обеспечивает возможность взаимозаменяемости узлов и агрегатов, что позволит впоследствии упростить ремонт автомобилей ГАЗ-51А за счет агрегатов нового автомобиля, быстрее освоить новое производство, так как создаст условия постепенного перехода на новую модель путем последовательного освоения новых агрегатов и установки их на изготавливаемый автомобиль ГАЗ-51А.

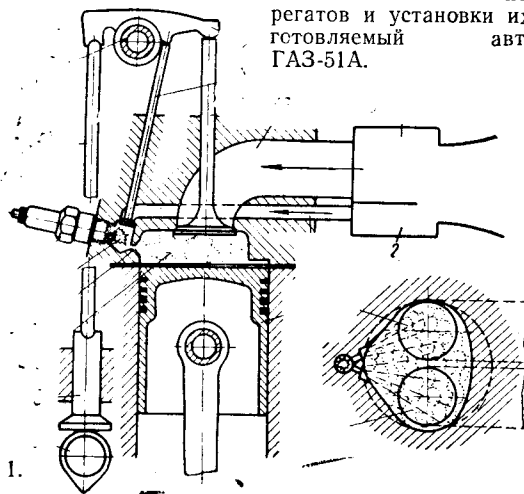


Рис. 1.

Благодаря применению двигателя с форкамерно-факельным зажиганием (рис. 1) и верхнеклапанным распределением по-

вышаются его динамические качества и улучшается экономичность по расходу топлива. Мощность этого двигателя увеличивается на 14%, а экономичность на 10—15% по сравнению с двигателем ГАЗ-51.

Увеличенное по размерам сцепление и ведущий диск с пружиной ступицей повышают плавность трогания автомобиля с места и увеличивают длительность срока службы этого узла.

Взамен конструктивно устаревшей коробки перемены передач ГАЗ-51, выпускаемой более 25 лет, разработана новая четырехступенчатая коробка передач с тремя парами косозубых шестерен постоянного зацепления. Для легкости переключения в коробке передач предусмотрены синхронизаторы на третьей и четвертой передачах.

Новая коробка перемены передач имеет пониженную шумность и большую долговечность в работе.

Задний мост состоит из штампованной сварной балки и главной пары гипоидного типа. На автомобиле, предназначенные для работы в сельской местности, в целях повышения их проходимости будет устанавливаться дифференциал повышенного трения кулачкового типа.

Рессорная подвеска нового автомобиля выполнена на полуэллиптических рессорах с заделкой концов в резиновые подушки, что повышает эластичность и бесшумность подвески, значительно увеличивает долговечность как сессор, так и кронштейнов, и, главное, упрощает обслуживание, так как исключает 12 точек смазки.

Рычажные амортизаторы передней подвески заменяются телескопическими более надежными и экономичными по расходу металла амортизаторами.

С целью повышения срока службы шин, колеса на автомобиле ГАЗ-52 будут иметь расширенный обод с коническими полками. Ведется конструктивная отработка и испытание бескамерных шин размером 7,5—22,5" на глубоких ободах. Однако на данном автомобиле их можно будет применять только после тщательной и широкой эксплуатационной проверки в различных дорожных условиях.

Кабина расширена и имеет хорошую обзорность за счет применения ветрового стекла полупанорамного типа. Кабины будут оборудованы отоплением, устройством для обдува ветрового стекла теплым воздухом и электрическим указателем поворота с автоматическим сбрасывателем.

Некоторые узлы, хорошо зарекомендовавшие себя на автомобиле ГАЗ-51А, целиком или с незначительными изменениями использованы на автомобиле ГАЗ-52 (руль, карданные шарниры, тормоза и др.). Конструкторским отделом завода изготовлено несколько серий опытных образцов нового автомобиля. В настоящее время проводятся испытания.

Учитывая целесообразность повышения грузоподъемности автомобилей завод разработал модификацию автомобиля ГАЗ-53 типа 4×2 с повышенным до 4 т верхним пределом грузоподъемности: колесная база увеличена до 3700 мм, а платформа до 3750 мм (на 680 мм больше, чем у автомобиля ГАЗ-52).

Автомобиль ГАЗ-53 в отличие от автомобиля ГАЗ-52 оборудован новым V-образным 8-цилиндровым двигателем рабочим объемом 4,25 л, усиленной задней рессорной подвеской, увеличенными шинами (размер 8,25—20"), гидровакуумным усилителем тормозов. Остальные основные узлы унифицированы с узлами автомобиля ГАЗ-52.

Такой автомобиль при эксплуатации по усовершенствованным дорогам, а также на сельскохозяйственных работах в степных районах и на укатанных равнинных грунтовых дорогах может эксплуатироваться с грузом до 4000 кг.

Возможность повышения грузоподъемности автомобиля ГАЗ-53 до 4000 кг без изменения размерности основных узлов ходовой части для эксплуатации в дорожных условиях, указанных выше, обосновывается следующими положениями.

1. Длительный опыт эксплуатации автомобилей ГАЗ-51 за рубежом показал, что при удлинении колесной базы с одновременным усилением рамы, усилением рессор и увеличением размера шин, автомобиль на усовершенствованных дорогах может перевозить грузы весом до 6000 кг без заметного снижения долговечности ходовой части.

2. Ведущие фирмы США (Форд, Додж, Студебекер, Шевроле и др.) на грузовых автомобилях, имеющих одинаковые с автомобилями ГАЗ-52 или даже меньшие размеры основных деталей, определяющих грузоподъемность автомобиля, допускают при постановке шин большего размера эксплуатацию этих автомобилей на хороших дорогах с грузом 4300 кг.

3. Заводские испытания автомобиля ГАЗ-53 на хороших дорогах показали, что увеличение его грузоподъемности до 4000 кг не снижает долговечности автомобиля.

Выпуск автомобилей ГАЗ-53 резко повысит коэффициент использования металла. В связи с тем, что значительная часть узлов используется от автомобиля ГАЗ-52 расход металла на изготовление автомобиля ГАЗ-53 увеличится незначительно, в пределах до 200 кг.

Автомобиль ГАЗ-53, имея увеличенные размеры платформы, позволит также рентабельно перевозить большие грузы малого веса.

Шасси автомобиля ГАЗ-53 будет также использоваться для автобусов средней и малой вместимости, намеченных к изготовлению на Павловском и Курганском автобусных заводах. В настоящее время Горьковским автозаводом отработывается конструкция этого автомобиля и уже изготовлены две серии опытных образцов, которые проходят дорожные испытания.

Седельный тягач ГАЗ-53П (рис. 2) является следующей модификацией автомобиля ГАЗ-53. Он предназначен для буксировки

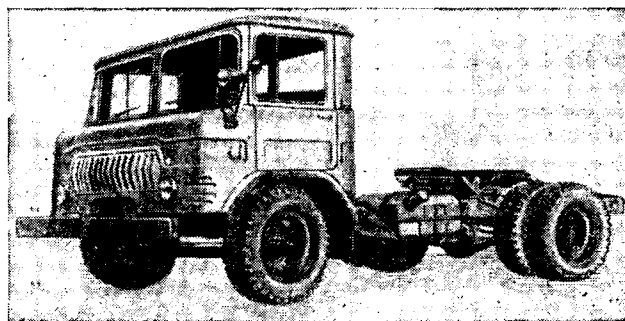


Рис. 2.

ровки полуприцепов с различными видами кузовов грузоподъемностью не более 4 т.

Для сцепки тягача с полуприцепом на тягаче установлено полуавтоматическое седельно-опорное устройство.

На седельный тягач по мере освоения будет устанавливаться двигатель рабочим объемом 4,25 л. Тогда грузоподъемность полуприцепа, предназначенного для буксировки седельным тягачом, может быть доведена до 6 т.

Автомобиль ГАЗ-66 должен заменить автомобиль ГАЗ-63 повышенной проходимости, выпускаемый с 1948 г. Резкое повышение проходимости, достигнутое применением односкатных шин большого размера с развитыми грунтозацепами, раздаточной коробки с понижающей передачей и переднего ведущего моста, заслонило или отодвинуло на задний план слабые стороны конструкции автомобиля ГАЗ-63.

В настоящее время с быстрым развитием вездеходных машин и техники автомобилестроения, эксплуатационные качества этого автомобиля уже не удовлетворяют запросов народного хозяйства. Он неустойчив и склонен к опрокидыванию на поворотах из-за высоко расположенного центра тяжести и из-за недостаточно широкой колесной колеи. Мощность двигателя не обеспечивает автомобилю необходимых динамических качеств. Проходимость его ограничена и отдельные узлы быстро изнашиваются.

Грузовой автомобиль высокой проходимости ГАЗ-66 (тип 4×4) грузоподъемностью 2 т предназначается для транспортировки различных грузов и буксировки прицепов по дорогам низкого качества и в условиях бездорожья. На шасси предусматривается установка как бортовой платформы, так и других специализированных кузовов, в том числе и кузова типа «Фургон». Основной особенностью компоновки автомобиля является расположение кабины над двигателем (рис. 3). Такое расположение наиболее компактно, позволяет максимально использовать полезную площадь платформы при данной колесной базе и длине автомобиля (длина платформы увеличивается на 400 мм) и разместить запасное колесо за кабиной.

Размещение запасного колеса за кабиной дало возможность опустить платформу и, таким образом, понизить погрузочную высоту кузова, а главное — существенно снизить ее центр тяжести, повысив устойчивость автомобиля.

Однако распределение веса по осям при данном расположении кабины меняется в сторону большей нагрузки передней оси в ненагруженном состоянии автомобиля. У нагруженного автомобиля вес распределяется по осям одинаково, что особенно выгодно для автомобилей, имеющих привод на обе оси, так как позволяет практически полностью использовать

сцепной вес нагруженного автомобиля и, следовательно, повысить его проходимость.

Для основных моделей автомобилей общего назначения типа 4×2 малой и средней грузоподъемности такая компоновка не рекомендуется, так как при этом снижается проходимость автомобиля по плохим дорогам, а в отдельных случаях, особенно на ненагруженном автомобиле и на скользких дорогах, движение становится практически невозможным. Это объясняется увеличением сопротивления перекачиванию передних колес за счет увеличения нагрузки на переднюю ось и уменьшением сцепного веса задних ведущих колес. Поэтому такая компоновка будет применяться только на автомобилях высокой проходимости, а также грузовых автомобилях, предназначенных для работы в черте города и на автострадах

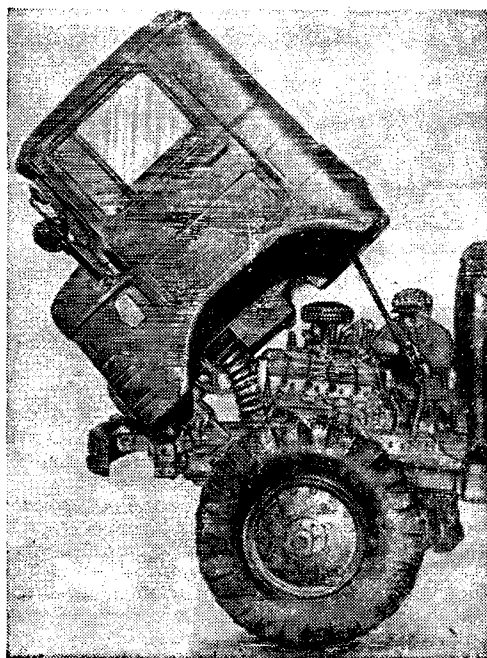


Рис. 3.

(седельные тягачи, специальные фургоны и др.). Для удобства монтажа, демонтажа и обслуживания двигателя кабина откидывается вперед (рис. 3).

Для радикального решения вопроса устойчивости автомобиля ГАЗ-66 колея передних и задних колес его увеличена соответственно до 1780 и 1750 мм (на 180—150 мм) и снижена погрузочная высота автомобиля по сравнению с автомобилем ГАЗ-63 на 285 мм.

Эксплуатационные качества повышены за счет следующих конструктивных усовершенствований:

1. На автомобиль устанавливается восьмицилиндровый V-образный карбюраторный двигатель рабочим объемом 4,25 л, который позволяет существенно повысить динамические качества автомобиля.

2. Применяется новая четырехступенчатая коробка передач ГАЗ-52 с косозубыми шестернями постоянного зацепления и синхронизаторами на третьей и четвертой передачах, которая упрощает управление автомобилем, снижает шумность работы трансмиссии и увеличивает срок ее службы.

3. Конструкция раздаточной коробки предусматривает отключение шестерен вала привода на передний ведущий мост в том случае, когда он не включен в работу, что позволяет снизить потери на перебалтывание масла и увеличить к.п.д. трансмиссии.

Чтобы исключить вращение шестерен главной пары переднего моста при его отключении, предусмотрено специальное устройство в ступицах колес, снижающее непроизводительные потери мощности. Эти два мероприятия обеспечивают возможность при движении без включенного переднего моста на автомобиле типа 4×4 получить расход топлива, близкий по величине к расходу топлива на автомобиле типа 4×2 равной грузоподъемности.

4. Применяется новая конструкция ведущих мостов, унифицированная с мостами автомобиля ГАЗ-52, которая преду-

сматривает изготовление кожухов моста из двух штампованных половин коробчатого сечения, сваренных между собой в плоскости разреза. Главная пара — гипоидного типа. Принятая конструкция уменьшит вес моста, повысит срок его службы и снизит шумность работы.

5. Применяются шины увеличенного размера, которые в сочетании с предусмотренной возможностью езды на приспущенных шинах и самоблокирующемся дифференциале повысят проходимость автомобиля в условиях бездорожья, на заболоченных и песчаных грунтах.

На базе автомобиля ГАЗ-66 разрабатывается конструкция седельного тягача повышенной проходимости модели ГАЗ-66П для полуприцепов грузоподъемностью 4 т.

В настоящее время изготовлено две серии опытных образцов автомобиля ГАЗ-66, которые проходят дорожные испытания.

Известно, что после прекращения в 1947 г. производства на Горьковском автозаводе конструктивно устаревшего грузового автомобиля ГАЗ-ММ грузоподъемностью 1,5 т никакими другими отечественными автозаводами не изготавливались автомобили малой грузоподъемности. Это обстоятельство создало диспропорцию в парке грузовых автомобилей за счет относительного увеличения удельного веса грузовых автомобилей средней грузоподъемности и резкого уменьшения численности автомобилей малой грузоподъемности.

Вместе с тем остро ощущается недостаток в таких автомобилях, так как мелкопартионные грузы приходится перевозить на автомобилях средней грузоподъемности. При таких перевозках не используется полностью грузоподъемность автомобилей, что приводит к перерасходу бензина и к нерациональному использованию металла, резины и других материалов, заложенных в конструкцию более тяжелых автомобилей.

Для пополнения парка грузовых автомобилей малотоннажными автомобилями по плану развития автомобильной промышленности в текущем семилетии на Горьковском автозаводе должны быть освоены грузовые автомобили ГАЗ-56 и ГАЗ-62.

Грузовой автомобиль ГАЗ-56 грузоподъемностью 1,5 т представляет собой двухосный автомобиль с приводом на заднюю ось (тип 4×2) с кабиной и платформой, с тремя открывающимися бортами. На рис. 4 сопоставлены компоновки автомобилей ГАЗ-56 и ГАЗ-56К.

Для рентабельного использования автомобиля при перевозке грузов, имеющих малый объемный вес, предполагается устанавливать кабину над двигателем. Это позволяет на том же шасси, не изменяя колесной базы автомобиля, увеличить длину платформы на 900 мм. При этом кабина используется от автомобиля ГАЗ-66. На шасси автомобиля ГАЗ-56 может быть установлен ряд специализированных кузовов.

Автомобиль ГАЗ-56, имеющий примерно одинаковый с автомобилем ГАЗ-ММ сухой вес, выгодно отличается от последнего своими технико-экономическими показателями.

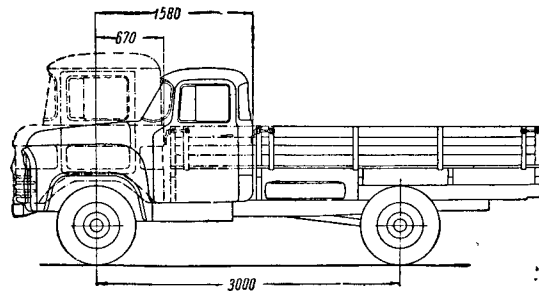


Рис. 4.

За счет установки на автомобиль двигателя автомобиля «Волга» улучшена динамика автомобиля, повышены средняя и максимальная скорости и на 10% уменьшен расход бензина.

При одинаковой общей длине с автомобилем ГАЗ-ММ длина кузова нового автомобиля увеличена на 300 мм.

Улучшенная рессорная подвеска с резиновыми опорами рессор и телескопическими амортизаторами, а также просторная светлая кабина создают хорошие условия для работы водителя, близкие по комфортабельности к условиям на легковом автомобиле.

Применение в коробке передач косозубых шестерен постоянного зацепления и синхронизаторов на высших передачах значительно повышает ее работоспособность, снижает шумность и облегчает переключение передач.

Длительность срока службы и бесшумность заднего моста достигнуты применением гипондного зацепления главной пары. Конструкция узлов и автомобиля в целом по длительности срока службы и надежности значительно лучше, чем у автомобиля ГАЗ-ММ.

Дифференциал повышенного трения обеспечивает хорошую проходимость автомобиля и устойчивость на скользких дорогах.

Впервые в практике отечественного автомобилестроения намечено применять бескамерные шины на грузовом автомобиле.

Большая часть узлов унифицирована с узлами других автомобилей Горьковского автозавода. Например, от автомобиля ГАЗ-52 используются следующие узлы: кабина и оперение, коробка перемены передач, рулевое управление и шарниры рулевых тяг, карданные шарниры, привод управления сцеплением и тормозами, ручной тормоз, главный цилиндр и др., а от автомобиля «Волга» — двигатель с незначительными изменениями, детали электрооборудования, основные детали системы охлаждения. В дальнейшем на автомобиль ГАЗ-56 будет устанавливаться двигатель автомобиля «Волга» с форкамерно-факельным зажиганием.

Задний мост автомобиля, лонжероны рамы и часть поперечин, буксирный прибор, задние рессоры, амортизаторы и др. более мелкие детали автомобиля ГАЗ-56 применяются на автомобиле ГАЗ-62.

Заводом изготовлена серия опытных образцов автомобиля ГАЗ-56. Опытные образцы успешно прошли междуведомственные испытания. В 1960 г. заводом намечено изготовить первую партию этих автомобилей.

Автомобиль ГАЗ-62 грузоподъемностью 1 т (см. фото на обложке) представляет собой двухосный автомобиль высокой проходимости с приводом на обе оси. Он предназначен для перевозки грузов, людей и буксировки прицепов весом 1 т в условиях бездорожья.

Кабина автомобиля, откидывающаяся вперед для лучшего доступа к двигателю при обслуживании, размещена над двигателем. Она оборудована отопителем, работающим независимо от двигателя, и устройством для обдува ветрового стекла теплым воздухом. Такая компоновка позволила сократить размеры колесной базы до 2700 мм, т. е. до размера базы автомобиля «Волга», и при этом получить платформу длиной в 2570 мм.

Кроме того, улучшена обзорность дороги вперед, а равномерное распределение веса по осям увеличило проходимость автомобиля.

Проходимость автомобиля улучшена также за счет установки односкатных шин размером 11—16" с грунтозацепами увеличенного профиля. Наличие в ободке колеса распорного кольца позволяет автомобилю двигаться со сниженным давлением в момент преодоления особо трудных участков дороги. Для облегчения накачки шин имеется специальный компрессор.

Задний и передний мосты оборудованы типичной для всех новых моделей штампованной сварной балкой и главной парой гипондного типа. Задний мост, как указывалось выше, полностью унифицирован с мостом автомобиля ГАЗ-56. Применение дифференциала повышенного трения кулачкового типа также повысило проходимость автомобиля.

Раздаточная коробка аналогична раздаточной коробке ГАЗ-66 и имеет понижающую передачу, а коробка передач используется от автомобиля ГАЗ-52.

Как и на автомобиле ГАЗ-66, так и на автомобиле ГАЗ-62 для снижения расхода топлива при езде на хороших дорогах при выключенном переднем мосте применяется устройство для отключения шестерен главной пары. Хорошие динамические качества в сочетании с эластичной рессорной подвеской позволяют получать высокие средние скорости движения по дорогам плохого качества, превышающие в 1,5 раза скорости автомобиля ГАЗ-63.

Автомобиль оборудуется металлической платформой с продольными боковыми складывающимися сиденьями на 10 человек и съемным тентом.

В 1959 г. завод изготовил первую партию нового грузового автомобиля ГАЗ-62 грузоподъемностью 1 т.

Для производства специализированных кузовов целесообразно организовать специализированные заводы в отдельных экономических районах.

Начиная с 1957 г. Горьковский автозавод начал выпуск нового легкового автомобиля «Волга» взамен находящегося в производстве с 1946 г. хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации, но устаревшего по своим техническим показателям автомобиля «Победа».

На базе автомобиля «Волга» утвержденным типажом предусмотрено изготовление автомобиля с кузовом «Универсал». В этом кузове задние сиденья могут откидываться вперед, при этом в задней части кузова образуется небольшая платформа, позволяющая перевозить грузы весом до 500 кг. Кроме имеющихся четырех дверей, в задней части кузова имеется еще дверь для облегчения погрузки и разгрузки.

На базе автомобиля «Волга» с универсальным кузовом будет выпускаться специализированный автомобиль для скорой медицинской помощи. Опытные образцы этих автомобилей уже изготовлены и проходят испытания.

В 1959 г. завод начал выпускать новый легковой автомобиль «Чайка»¹ взамен устаревшего по своим показателям автомобиля ГАЗ-12.

Для перечисленного типажа автомобилей Горьковского автозавода изготавливаются и намечены к изготовлению в текущем семилетии следующие семейства новых моделей двигателей (табл. 2).

1. Семейство линейных верхнеклапанных короткоходных 4-цилиндровых двигателей. Модификации двигателей этого типа «Волга», на грузовых полутоннажных автомобилях предназначены для установки на легковых автомобилях типа ГАЗ-56, на семейство автомобилей Ульяновского автомобильного завода. Кроме того, они изготавливаются стационарными взамен выпускаемых ранее двигателей МК и МКБ.

2. Семейство V-образных верхнеклапанных короткоходных 8-цилиндровых двигателей для легкового автомобиля «Чайка», грузовых автомобилей ГАЗ-53, седельных тягачей, для грузовых автомобилей повышенной проходимости типа ГАЗ-66 и их модификаций.

Семейство указанных двигателей намечено изготавливать на Заволжском моторном заводе.

3. Двигатель ГАЗ-52 линейный шестицилиндровый верхнеклапанный с форкамерно-факельным зажиганием на базе двигателя ГАЗ-51.

Двигатель ГАЗ-52 будет устанавливаться на автомобиле ГАЗ-52 и его модификациях (шасси автобусов, самосвалы, автолавы и др.), а также на одноосном автомобиле повышенной проходимости.

В конструкциях новых двигателей, кроме широкой унификации, учтены последние достижения мирового двигателестроения и заложены возможности их перспективного развития, учитывая специфику эксплуатации отечественного автомобильного транспорта. Технология их изготовления не сложная. Применение двигателя для массовых грузовых автомобилей и легковых автомобилей повышенной экономичности определило 4-цилиндровую рядную конструкцию с малым количеством деталей.

Блок цилиндров двигателя изготавливается из алюминиевого сплава. Конструкция блока обеспечивает высокую его жесткость, постоянство геометрии и рассчитана на литье под давлением.

Для улучшения износостойкости цилиндро-поршневой группы применяются чугунные мокрые гильзы с впрыскованными в них в верхней части втулками на длине 50 мм из антикоррозийного аустенитного чугуна. Такая конструкция, кроме того, упрощает ремонт цилиндров.

Литой коленчатый вал — полиспорный с увеличенной поверхностью коренных подшипников по сравнению с подшипниками двигателя М-20 на 96%, а шатунных — на 34%.

Шатунные шейки вала пустотелые, что уменьшает его вес и позволяет использовать центробежный эффект для дополнительной очистки масла, идущего для смазки шатунных подшипников.

Головка двигателя алюминиевая с направляющими втулками клапанов из металлокерамики, значительно повышающей износостойкость этих быстрознашивающихся в старых конструкциях двигателей ГАЗ деталей. Широкое применение легких сплавов, литого коленчатого вала и облегченного электрооборудования снизило вес двигателя.

Семейство V-образных 8-цилиндровых двигателей состоит из двух основных моделей: ГАЗ-66 рабочим объемом 4,25 л и ГАЗ-13 рабочим объемом 5,5 л для легкового автомобиля «Чайка».

В конструкции семейства двигателей V-8 учтены современные требования мирового двигателестроения. Компоновка их рациональная, обеспечивающая минимальные габариты и вес при высоких конструктивных, производственных и эксплуатационных параметрах. Двигатели двухрядные с углом разва-

¹ Н. И. Борисов, «Автомобильная промышленность» № 11, 1959, и Н. Г. Мозокин, П. Э. Сыркин, «Автомобильная промышленность» № 1, 1960.

ла 90°, короткоходные, высокооборотные с компактными камерами сгорания. Такая компоновка обеспечивает нужный рабочий объем двигателей в диапазоне от 4,25 до 5,5 л при минимальных габаритах, особенно по длине, что весьма важно для рационального размещения двигателей на шасси легковых и грузовых автомобилей.

Принятая верхнеклапанная конструкция распределения, повышенные степени сжатия, высокая оборотность, допускаемая благодаря короткоходности, компактная камера сгорания — все это обеспечивает двигателям высокие мощностные и экономические показатели, полностью сравнимые с показателями современных зарубежных двигателей соответствующего литража при использовании высококачественного бензина.

Двигатели V-8 унифицированы с двигателями семейства 4-цилиндровых двигателей. Так, например, основной двигатель V-8 по массовости выпуска (4,25 л) базируется на поршневой группе двигателя М-21.

Для автомобилей ГАЗ-52 и его модификаций, а также для автомобиля ГАЗ-62 Горьковским автозаводом отработана конструкция двигателя ГАЗ-52 на базе двигателя ГАЗ-51 с применением форкамерно-факельного зажигания и верхнеклапанного распределения.

В отличие от двигателя ГАЗ-51 в этом двигателе улучшены подшипники коленчатого вала (применены трехслойные

вкладыши с металлокерамическим подслоем). Стойкость таких подшипников по данным испытаний на стенде в 4 раза превышает прочность существующих двухслойных вкладышей. В коленчатом вале введены грязеуловители в шатунных шейках. Для улучшения очистки масла применена центробежная очистка.

В системе охлаждения введено отдельное охлаждение головки блока цилиндров охлажденной водой из водяного насоса с подводом ее во все горячие точки. Блок цилиндров охлаждается методом конвекции. Такая система охлаждения применяется на всех новых двигателях и обеспечивает нормальный тепловой режим работы двигателя.

Все это повышает износостойкость двигателей ГАЗ-52 по сравнению с двигателем ГАЗ-51 (особенно подшипников коленчатого вала, являющихся самым слабым местом в существующем двигателе).

Мощностные показатели двигателя ГАЗ-52 улучшены на 14%, что также повышает динамические показатели автомобилей. Основное преимущество новой системы зажигания заключается в том, что повышается экономичность двигателя.

Перечисленные улучшения позволяют сохранить двигатель ГАЗ-52 на производстве на протяжении 10—15 лет, в течение которых он сможет успешно использоваться на грузовых автомобилях.

Некоторые результаты исследований автомобильных поездов с активными прицепами

Канд. техн. наук Г. И. БАЗЫЛЕНКО, канд. техн. наук С. С. ЕРМИЛОВ, А. С. АНДРЕЕВ, О. Д. МАКАРОВСКИЙ

ОДНИМ из наиболее эффективных методов повышения производительности автомобильного транспорта является широкое применение автомобильных поездов для перевозок.

По данным НАМИ стоимость тонно-километра перевозок, осуществляемых автомобильными поездами, примерно на 20% меньше стоимости перевозок, осуществляемых одиночными автомобилями. Применение автомобильных поездов позволяет уменьшить количество водительского и обслуживающего состава, а также увеличить пропускную способность дорог благодаря уменьшению длины автоколонны.

Как правило, на дорогах, не имеющих твердых покрытий, автомобильные поезда могут работать только в сухое время года; большую же часть времени (весенняя и осенняя распутица, зима, периоды дождей) прицепной транспорт обычно простаивает. Поэтому повышение проходимости автопоездов и особенно автомобильных поездов является жизненно важной задачей.

Улучшение проходимости автомобильных поездов наиболее эффективно может быть достигнуто путем применения прицепов и полуприцепов с ведущими осями.

За последнее время активные автопоезда начали применяться в США, Западной Германии, Франции и т. д. В США фирмой Летурно создан ряд большегрузных активных автомобильных поездов для эксплуатации на Аляске и на лесоразработках Канады (рис. 1). Поезд состоит из тягача с силовой

По данным иностранной технической литературы применение таких поездов дает значительный экономический эффект.

В ФРГ, Швеции и Австрии значительное распространение получили сельскохозяйственные поезда, комплектуемые из колесных тракторов и одноосных активных прицепов.

В 1959 г. во Франции фирмой Ле мотор Модерн создан гидрообъемный привод на активную ось полуприцепа автопоезда, используемого в Сахаре. Гидравлический насос привода связан с двигателем тягача посредством электромагнитного сцепления.

В конструкции привода на активный полуприцеп предусмотрена установка муфты свободного хода, которая выключает ведущую ось полуприцепа при скорости движения, превышающей 19 км/час. Для увеличения крутящего момента, а также обеспечения движения на первых двух передачах и задним ходом в приводе от гидромотора к ведущему мосту установлена двухступенчатая коробка передач. Такой поезд при общем весе 29 т легко преодолевает глубокий песок.

В зарубежной периодической литературе опубликовано мало данных о конструктивном выполнении и опыте эксплуатации автомобильных поездов с активными прицепами и почти отсутствуют сведения о результатах их исследований.

В табл. 1 приведено сравнение грузопоездов при различных конструктивных оформлениях тягачей и прицепов (по экспериментам, проведенным в ФРГ).

Данные табл. 1 показывают, что из с.-х. поездов различных схем комплектации поезд с активным полуприцепом преодолел наибольший подъем. Колесный поезд с активным прицепом преодолел подъем в 3 раза больший, чем поезд, скомплектованный из гусеничного тягача (такого же собственного веса) и колесного двухосного неактивного прицепа.

В данной статье представлены некоторые результаты исследования активного поезда с механической передачей энергии на одноосный прицеп (рис. 2) и поезда с электрической передачей энергии на двухосный прицеп (рис. 3). На рис. 4 приведена конструктивная схема одного из этих поездов.

В качестве тягача для поезда с механической передачей энергии на прицеп использован автомобиль ГАЗ-63. Для обеспечения передачи крутящего момента на ось прицепа была установлена вместо стандартной раздаточная коробка ЗИЛ-151, от которой при помощи карданной передачи момент подводится к оси одноосного прицепа.

Для регулирования распределения мощности между тягачом и прицепом в привод к прицепу был включен специальный редуктор (вариатор), обеспечивающий заданное рассогласование передаточного отношения между колесами тягача и прицепом ступенями от 0,945 до 1,10.

Макет активного автомобильного поезда с электрической передачей энергии на прицеп создан на базе агрегатов авто-

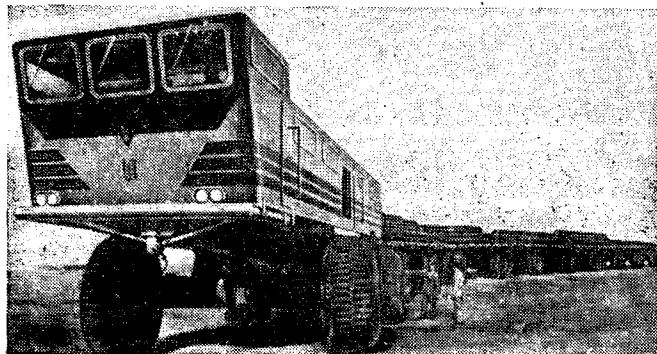


Рис. 1. Активный автопоезд «Летурно» (США)

установкой и 4—5 прицепами, имеющих индивидуальный электрический привод на каждое колесо тягача и прицепа. Грузоподъемность такого поезда составляет 120—150 т.

Таблица 1

Схема автопоезда	Тягач		Прицеп		Преодолеваемость подъемов в %, при полезной нагрузке		
	Конструкция	Собственный вес в т	Конструкция	Собственный вес в т	10 т	20 т	30 т
	Задняя ось ведущая	12,5	Нормальный	5	—	—	—
	Четыре ведущих колеса	12,5	"	5	2,5	0 (до 14 т)	—
	Четыре ведущих колеса при 6 т полезной нагрузки	12,5	"	5	9	2	0 (до 24 т)
	Задняя ось ведущая	12,5	Седельный	8,75	7	3	0
	"	12,5	Седельный с ведущей осью	10	22	20	18
	Гусеничный	12,5	Нормальный	7,5	13	7	2

мобили ЗИЛ-151 с использованием двигателя ЯАЗ-204В и троллейбусного электрооборудования (электродвигатель ДК-202Б, шунтовые реостаты, контроллеры и т. д.). Весовые показатели элементов активных поездов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Активный автопоезд	Общий вес в кг		
	тягача	прицепа	поезда
С механической передачей энергии на прицеп	5400	1900	7 300
С электрической передачей энергии на прицеп	9500	5630	15 130

При проведении исследований определялись: проходимость автомобильных поездов с активными прицепами в сравнении

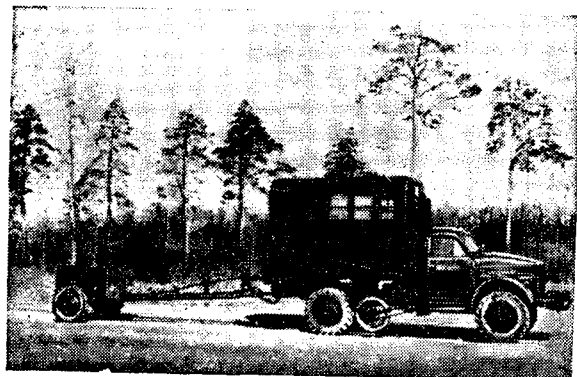


Рис. 2. Макет активного автопоезда с механическим приводом.

с обычными поездами аналогичной комплектации и одиночными тягачами этих поездов; тяговые качества автомобильных

поездов с обычными и активными прицепами; влияние распределения мощности между тягачами и прицепом на общую силу тяги поезда; сравнительный расход горючего при движении поездов с обычными и активными прицепами.

Испытания на проходимость проводились по песку и снегу без применения регистрирующей аппаратуры.

Определение тяговых качеств автопоездов и влияния распределения мощности между тягачом и прицепом на тяговый баланс поезда проводилось на бетонной дороге, на лугу (сухом и влажном), на песке (сухом и влажном) и пахоте.

В ходе исследования определялись следующие характеристики дорожных условий: коэффициент сопротивления движению, коэффициент сцепления, плотность и прочность грунта, глубина колеи, глубина деформируемого слоя, гранулометрический состав, влажность, предел пластичности.

Во время исследований регистрировались: скорость движения, путь, время, обороты двигателя, тяговое усилие в сцепке между тягачом и активным прицепом, тяговое усилие на крюке поезда. Кроме параметров, общих для двух поездов, для поезда с механической

передачей регистрировались крутящие моменты на полусях и число оборотов колес, а для поезда с электрической передачей — напряжение и сила тока генератора и тяговых двигателей.

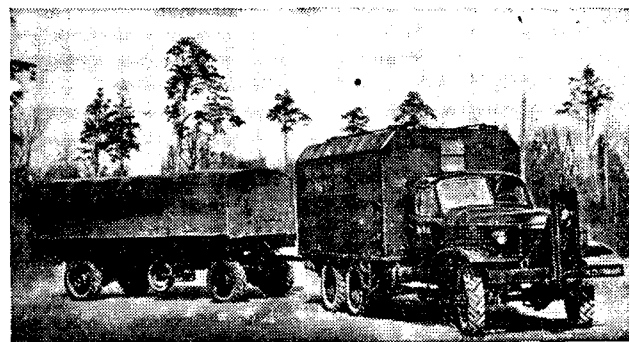


Рис. 3. Макет активного автопоезда с электрическим приводом.

Испытания на топливную экономичность проводились на мерных участках с регистрацией объемным расходомером типа Р-7 среднего расхода на участке и средней скорости движения.

Поезд с механической передачей испытывался на участке снежной целины, а поезд с электрической передачей — на участке вспаханного под посев поля.

Испытания на проходимость проводились с целью преодоления снежных подъемов различной крутизны по мокрому плотному снегу глубиной 300—350 мм. При этих условиях поезда с включенными ведущими осями прицепов преодолевали подъем под углом 12—14°. При включении ведущих осей поезда полностью теряли проходимость еще в начале подъема (при угле 3—4°).

Майские испытания проводились на специально подготовленной песчаной полосе, которая насыпалась самсвалами и не выравнивалась, в результате чего на всем протяжении участка получались неровности, достигавшие высоты 700 мм.

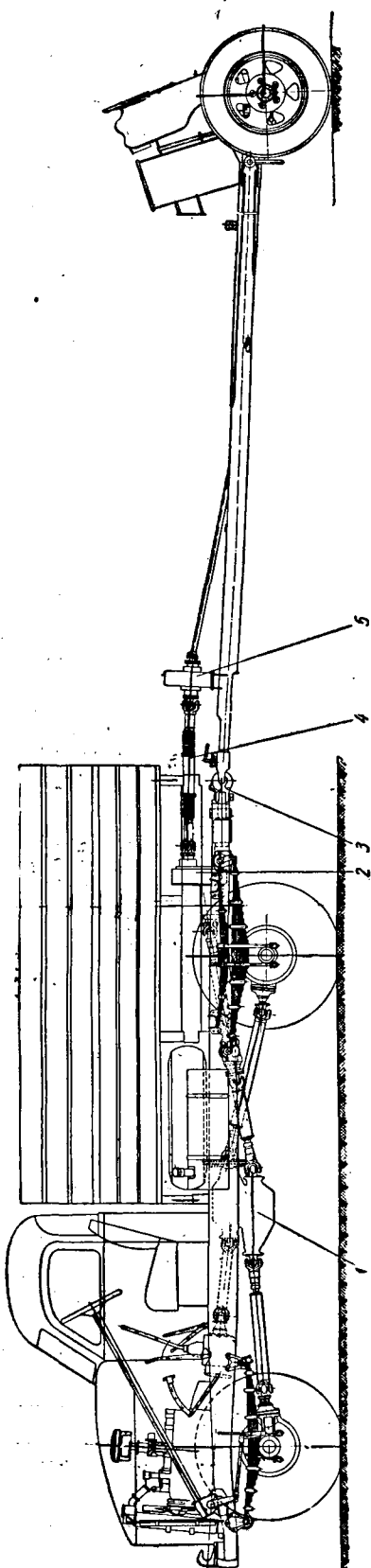


Рис. 4. Схема активного автопоезда с механическим приводом:
1 — раздаточная коробка ЗИЛ-151; 2 — ступенчатый вариатор; 3 — безазорное сцепное устройство; 4 — вал отбора мощности; 5 — уравнивающий редуктор.

Полоса успешно преодолевалась автопоездами с активными прицепами. Обычные поезда в этих условиях полностью теряли проходимость. Автомобили ЗИЛ-151 и ГАЗ-63 при всех включенных мостах теряли проходимость в начале песчаной полосы.

Определение избыточной силы тяги тягача и прицепа производилось путем торможения активного автопоезда динамометрической машиной.

Регистрация избыточной силы тяги производилась одновременно в сцепке тягача с активным прицепом и на крюке поезда. Графики роста тягового усилия при включении ведущих осей прицепов (рис. 5 и 6) показывают, что рост этот неодинаков для различных грунтов.

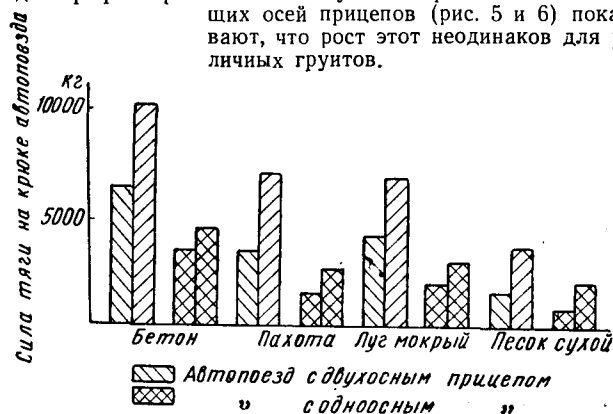


Рис. 5. Рост тягового усилия при включении ведущих осей прицепов.

Наибольший эффект от включения ведущих осей прицепов наблюдается на песке, т. е. наиболее тяжелом для движения автопоездов участке. Здесь избыточная сила тяги при включении ведущих осей прицепов возрастает более чем на 100%, в то время как на пахоте и мокром лугу — на 40–80%.



Рис. 6. Относительный рост тягового усилия (в %) при включении ведущих осей прицепов.

Избыточная сила тяги на крюке активного автопоезда может быть выражена следующей зависимостью:

$$P_{кр} = G_T P_{уд}^T + G_{пр} P_{уд}^{пр}, \quad (1)$$

где G_T , $G_{пр}$ — сцепной вес тягача (прицепа);

$P_{уд}^T$, $P_{уд}^{пр}$ — удельные тяговые силы тягача и прицепа:

$$P_{уд} = \frac{P_{кр}}{G_{сч}}$$

Для автопоезда с обычным прицепом это выражение может быть записано так:

$$P_{кр} = G_T P_{уд}^T - f_{пр} G_{пр}, \quad (2)$$

где $f_{пр}$ — коэффициент сопротивления движению прицепа.

Взяв разность выражений (1) и (2), получим рост избыточной силы тяги при включении ведущих осей прицепа.

$$\Delta P_{кр} = G_{пр} (P_{уд}^{пр} + f_{пр}). \quad (3)$$

Таким образом, рост избыточной силы тяги при включении ведущих осей прицепа происходит не только от увеличения

цепного веса, но также и от сопротивления движению прицепа.

Этим и объясняется то, что сила тяги на крюке автопоезда возрастает неодинаково для разного рода грунтов. Для тяжелых грунтов включение ведущих осей прицепа дает относительно больший прирост силы тяги на крюке, чем для грунтов сравнительно легких.

Для песка произведение $G_{np} f_{np}$ по сравнению с другими грунтами имеет большее значение и вызывает относительно больший прирост силы тяги. Например, на пахоте сила сопротивления движению двухосного прицепа составляла 585 кг, а на песке — 1020 кг. Кроме того, относительно большой рост свободной силы тяги на песке при включении ведущих осей прицепа объясняется еще тем, что абсолютное значение тяговой силы здесь наименьшее.

Преимущества активизации осей прицепов (полуприцепов) полностью определяются следующей зависимостью:

$$P_{кр} = G_T (\varphi_T - f_T) + G_{np} (\varphi_{np} - f_{np}), \quad (4)$$

где $\varphi = P_{уд} + f$ — коэффициент сцепления.

Формула (4) показывает, что колеса активного прицепа передвигаются в более благоприятных условиях, чем колеса тягача. Следуя по проложенной колее, колеса активного прицепа реализуют относительно большую силу тяги по сцеплению, встречая при этом меньшее сопротивление. При этом всегда соблюдается неравенство, справедливость которого подтверждается опытами:

$$\varphi_T - f_T < \varphi_{np} - f_{np}$$

или

$$P_{уд}^T < P_{уд}^{np}$$

Таблица 3

Удельная тяговая сила $P_{уд}$ в кг/кг	Грунтовая поверхность			
	Луг	Сухой песок	Влажный песок	Пахота
Тягач	0,450	0,220	0,230	0,442
Прицеп	0,480	0,300	0,284	0,515

Данные табл. 3 свидетельствуют о том, что удельная тяговая сила прицепа во всех случаях больше удельной тяговой силы тягача. Для более тяжелых грунтов (песок) это превышение достигает 28—35%.

Кроме того, колеса активного автопоезда лучше, чем обычного автомобиля высокой проходимости, приспосабливаются к дорожным неровностям, что также сопровождается увеличением силы тяги.

При движении по местности автомобильный поезд значительную часть пути движется по криволинейным траекториям. Обычные схемы автопоездов, применяемых в настоящее время, не обеспечивают в этом случае движение колес всех осей по одной колее. В результате этого в поездах с заблокированным приводом может происходить нежелательное перераспределение мощностей, подводимых к осям тягача и прицепа, увеличение потерь и, естественно, ухудшение проходимости.

Применение же дифференциального привода к ведущей оси прицепа нерационально, поскольку автопоезда с активными прицепами предназначены для движения только по бездорожью.

Если рассматривать простейшую схему автопоезда, состоящего из двухосного тягача и одноосного прицепа или полуприцепа (при управляемых только передних колесах тягача), то при криволинейном движении смещение центров мостов можно выразить зависимостями:

$$C_a = \rho_1 - \rho_2 = \rho_1 (1 - i_{ka}), \quad (5)$$

$$C_s = \rho_2 - \rho_3 = \rho_2 (1 - i_{ks}), \quad (6)$$

где C_a и C_s — линейное смещение центра последующей оси относительно траектории движения центра предыдущей оси;

ρ_1 ; ρ_2 ; ρ_3 — радиусы траекторий движения центров осей;

i_{ka} и i_{ks} — отношение радиусов траекторий центров осей

Записав выражения

$$\Delta i_{ka} = 1 - i_{ka}; \Delta i_{ks} = 1 - i_{ks},$$

назовем их коэффициентами кинематического несоответствия движения осей. Значения этих коэффициентов получим на основании геометрических построений.

Окончательные значения их будут следующими:

$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{ka} &= 1 - \cos \beta; \\ \Delta i_{ks} &= 1 - \frac{\sqrt{\left(\frac{L_T}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2 + l^2 - l_n^2}}{L_T} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Полученная расчетным путем и подтвержденная измерениями непосредственно на местности зависимость Δi_{ka} , Δi_{ks} от изменения среднего угла поворота управляемых колес β представлена на рис. 7.

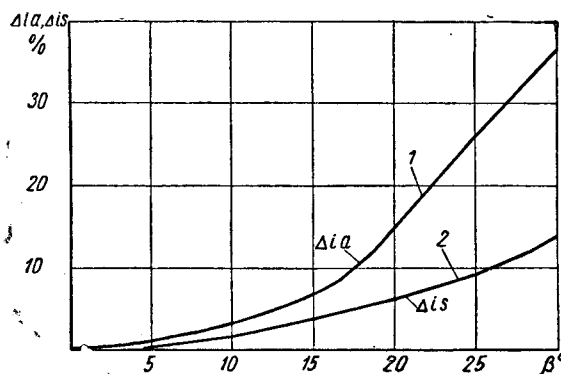


Рис. 7. Зависимость коэффициентов кинематического несоответствия движения осей автопоезда с одноосным прицепом от угла поворота управляемых колес:

1 — между осями тягача; 2 — между задней осью тягача и осью прицепа.

На рис. 7 видно, что величина кинематического несоответствия в траекториях движения передней и задней осей тягача уже при $\beta = 15^\circ$ достигает 4%. Одновременно для задней оси тягача и оси прицепа в этом случае значение кинематического несоответствия при угле $\beta = 15^\circ$ достигает 8% и при максимальном угле поворота — 30%. Такое несоответствие в траекториях движения осей при криволинейном движении вносит рассогласование в привод.

До начала проскальзывания или пробуксовки колес осей в приводе могут возникать перенапряжения за счет закрутки валов, перераспределение мощности по мостам и возникновение циркулирующей мощности.

Для выяснения характера перераспределения мощности между осями поезда, а также оценки возникающих в результате этого потерь были проведены специальные эксперименты с измерением избыточной силы тяги поезда.

Динамометрирование производилось при прямолинейном движении, необходимое несоответствие обоих знаков в приводе к оси прицепа задавалось принудительно специальным редуктором (вариатором).

На рис. 8 показано изменение тягового усилия на осях тягача и прицепа

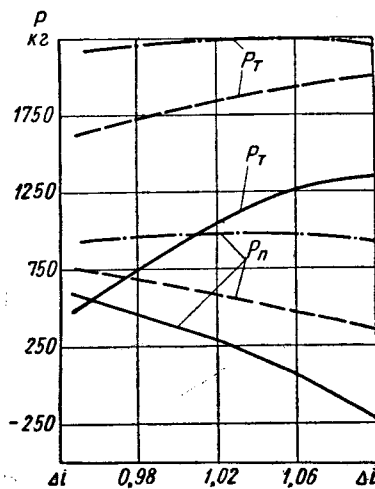


Рис. 8. Изменение тягового усилия на колесах автопоезда при равномерном движении в зависимости от кинематического несоответствия в приводе к оси прицепа:

— на пахоте; — на лугу; — на песке.

при различном кинематическом несоответствии в приводе к оси прицепа при равномерном движении. Левая часть графика соответствует набеганию прицепа, что имитирует поворот автопоезда, правая же часть соответствует отставанию прицепа.

Из графика видно, что при набегании прицепа тяга на его осях увеличивается с одновременным снижением тягового усилия на осях тягача. При отставании прицепа мощности перераспределяются в обратном порядке.

Наиболее сильное перераспределение происходит на связных грунтах (луг) и почти не наблюдается на сыпучем грунте (песок).

На рис. 9 представлены результаты измерений максимальной избыточной силы тяги поезда при различном кинематическом несоответствии в приводе к оси прицепа.

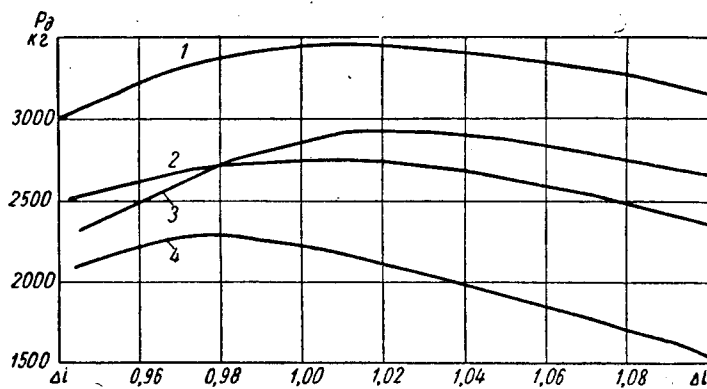


Рис 9. Изменение силы тяги автопоезда при полном буксовании при различных несоответствиях в приводе к оси прицепа:

1 — луг сухой; 2 — пахота; 3 — луг мокрый; 4 — песок.

ском несоответствии в приводе к оси прицепа. На участке луга и пахоты максимальные значения тяги получаются в зоне отставания прицепа, на песке — в зоне набегания.

Рассогласование в кинематике блокированного многоосного привода достигает больших значений на повороте, порядка $\Delta i_{\text{КС}} = 20-30\%$.

Такое рассогласование на связных грунтах приводит к нежелательному перераспределению тяговых усилий по элементам активного автопоезда, в результате чего общая сила тяги поезда падает.

На сыпучих грунтах, несмотря на отсутствие перераспределения, сила тяги снижается из-за возрастания сопротивления движению. Для обеспечения благоприятного соотношения тяговых сил по элементам активного автопоезда и сохранения максимальной силы тяги при криволинейном движении необходимо в приводе к оси прицепа задавать большее на 4—5% передаточное отношение. В этом случае при угле поворота управляемых колес на $13-15^\circ$ кинематическое рассогласование между задней осью тягача и осью прицепа не будет превышать 4%, что обеспечит хорошие тягово-динамические качества активного автопоезда.

Для достижения наивыгоднейшего тягового режима активного поезда при любых радиусах поворота необходимо, чтобы движение оси прицепа происходило по колее задней оси тягача.

Такое конструктивное решение не только обеспечит кинематическое согласование привода, но и повысит в значительной мере тяговые возможности активного автопоезда, так как в этом случае колеса прицепа будут следовать по предваритель-

но уплотненной колее, и сцепные качества колес с грунтом возрастут при одновременном снижении силы сопротивления движению.

Для проведения испытаний на экономичность выбирались такие дорожные участки, которые обеспечивали движение автопоезда без включения ведущих осей прицепа.

В табл. 4 представлены результаты этих испытаний.

Таблица 4

Параметры	Пахота		Снежная целина	
	Автопоезд с двухосным прицепом		Автопоезд с одноосным прицепом	
	без включения ведущих осей	с включением активных осей	без включения активных осей	с включением активных осей
Расход топлива на мерном участке в л	5,65	2,8	7,0	4,75
Время проезда мерного участка в минутах . . .	12,0	6,0	—	—
Относительное изменение расхода горючего в %	100	51,4	100	67,8

Выводы

1. Применение активных прицепов значительно увеличивает силу тяги и проходимость автомобильных поездов.

2. При включении активных осей сила тяги увеличивается в большей мере, чем возрастает активный сцепной вес поезда.

3. При движении по тяжелым дорожным участкам автопоезда с активными прицепами имеют значительно лучшую экономичность и более высокие средние скорости движения, чем обычные автопоезда.

4. Несоответствие в окружных скоростях колес тягача и прицепа приводит к падению силы тяги поезда из-за дополнительных потерь на пробуксовку или проскальзывание колес поезда. Эти потери тем больше, чем больше кинематическое несоответствие и чем выше коэффициенты сцепления колес с грунтом.

5. При движении автопоезда с одноосным или двухосным активным прицепом с управляемыми колесами на повороте снижение силы тяги происходит в результате движения прицепа не по колее, проложенной тягачом, и в результате возрастания сопротивления движению из-за возникающего несоответствия в оборотах колес тягача и прицепа.

Следовательно, для повышения проходимости поездов с активными прицепами необходимо обеспечить движение прицепа по колее тягача.

Это достигается установкой на прицепах и полуприцепах управляемых колес, механизм поворота которых обеспечивает их поворот на необходимый угол в зависимости от угла в сцепке.

6. Для повышения средних скоростей движения по тяжелым грунтовым дорогам и бездорожью необходимо, чтобы привод к ведущей оси активного прицепа мог работать при оборотах, обеспечивающих скорость движения поезда, равную примерно 30—40% от максимальной скорости движения одиночного тягача.

7. Все автопоезда, предназначенные для движения по местностям дорог (в сельском хозяйстве, на лесоразработках, при прокладке газо- и нефтепроводов, при проведении геологоразведочных работ и т. д.), должны иметь ведущие оси своих прицепов и полуприцепов.

Конструкции кузовов из стеклопластиков

Канд. техн. наук Ю. А. ДОЛМАТОВСКИЙ, А. Е. ОКСЕНТЬЕВИЧ

НАМИ

ПРИМЕНЕНИЕ стекловолокнистых и других пластических масс в качестве материала для изготовления автомобильных кузовов в последние годы получило заметное развитие, особенно за рубежом.

В НАМИ совместно с автозаводами проводились работы по изучению пластмасс как материалов для кузова, по ознакомлению с зарубежными конструкциями кузовов из пластмассы, по конструированию, созданию и испытанию четырнадцати пластмассовых кузовов.

На рис. 1 изображены автомобили с пластмассовыми кузовами.

Исследования и практика показали, что пластмассовые кузова, особенно из стеклопластиков, имеют несомненные преимущества по сравнению со стальными.

Объемный вес пластмасс в 4—5 раз меньше веса стали, поэтому, несмотря на большую, чем у стали, толщину пластмассовых панелей (для компенсации меньшей прочности пластмассы) и сохранение многих деталей из металла, стекла и т. д., пластмассовый кузов может быть на 15—30% легче стального. Так благодаря применению пластмассы оказалось возможным выдержать вес опытного микроавтомобиля около 515 кг. На грузопассажирском микроавтомобиле около 7,6 м² стального листа весом 64 кг заменено пластмассой весом 44 кг.

Опытный пластмассовый кузов автомобиля ГАЗ-69, построенный Ульяновским автозаводом, весит на 25 кг меньше стального. Пластмассовый кузов автомобиля Шевроле-Корвет (США) весит всего 153 кг, а автомобиля Трабант (ГДР) — 96 кг. Пластмассовый фургон автомобиля Бедфорд (Англия) грузоподъемностью 2 т весит на 240 кг меньше, чем металлический.

Пластмасса долговечнее стали, обладает высокими показателями усталостной прочности и коррозионной стойкостью. Проведенные в НАМИ испытания ряда кузовов с узлами, изготовленными из пластмассы, показали их надежность. Отдельные автомобили с такими кузовами прошли до 60 000 км без каких-либо серьезных дефектов.

Коэффициент теплопроводности пластмассы значительно ниже, чем стали; пластмассовый кузов не требует сложной теплоизоляции. Акустическая характеристика пластмассового кузова лучше, чем стального, благодаря низкой звукопроводности пластмассы, меньшим вибрациям панелей и отсутствию неплотностей в соединениях деталей (клеевые швы).

Повреждения пластмассовых панелей при ударах носят местный характер и легко устраняются. При незначительных ударах эластичность пластмассы способствует сохранению формы детали. Например, на одном из испытанных в НАМИ автомобилей разбитое пластмассовое крыло было без особого труда заклеено стеклотканью на эпоксидной смоле.

При серийном (не массовом) выпуске пластмассовых кузовов не требуется больших затрат на оборудование.

Кузову из пластмассы может быть придана любая форма, аналогичная форме стального кузова, или более сложная, выполнение которой из стали было бы невозможно или требовало бы больших затрат.

Таким образом, внедрение пластмассовых кузовов вместо стальных обеспечивает улучшение ряда эксплуатационных показателей автомобилей (вес и форма кузова, его долговечность, тепло и шумоизоляция, относительная сохранность при наездах и легкость ремонта).

Применение стеклопластиков для автомобилей считается выгодным при выпуске данной модели в количестве до 15 000—20 000 шт. в год. Выпуск пластмассовых кузовов некоторыми зарубежными фирмами (Шевроле в США, Беркли и Пирлесс в Англии и др.) составляет 700—20 000 шт. в год¹. При таком выпуске можно, располагая обычными для автозаводов производственными площадями, организовать изготовление пластмассовых кузовов без дорогого оборудования и с использованием рабочих низкой квалификации. Это снизит в 3 раза более высокую в данное время стоимость сырья и увеличенную трудоемкость изготовления пластмассовых кузовов по сравнению со стальными (формование деталей из пластика длится от 8 мин. до 12 час., а из стали — 10—12 сек.). В дальнейшем, при увеличении выпуска быстротвердеющих смол и при разработке механизированных процессов изготовления и сборки пластмассовых деталей, возможно расширение выпуска пластмассовых кузовов.

К факторам, задерживающим широкое применение пластмасс для изготовления кузовов, относятся некоторые отрицательные особенности пластмасс. Так, например, стеклопластики недостаточно сопротивляются воздействию высоких и низких температур. Это усложняет процессы сушки при окраске, ограничивает возможности использования автомобилей с пластмассовыми кузовами в тропических и арктических условиях. В настоящее время ведутся работы по повышению соответствующих качеств пластмасс. Для некоторых случаев применения пластмасс сказываются и такие их свойства, как проницаемость и низкая стойкость против истирания. Поэтому возникают трудности при изготовлении пластмассовых цистерн; кроме того, с внутренней стороны колесных кожухов, подверженных абразивному действию пыли, грязи и камней, приходится устанавливать стальные накладки.



Рис. 1. Некоторые опытные автомобили с пластмассовыми кузовами, изготовленные в СССР:

а — грузопассажирский автомобиль «Огонек» (НАМИ-Ирбитский мотозавод), б — универсал НАМИ-МЗМА; в — микроавтомобиль НАМИ-060; г — спортивный автомобиль ЗИЛ-112-4; д — мотоцикл С4А-НАМ; е — микроавтомобиль МВТУ-НАМИ.

¹ Выпуск автомобилей «Трабант» (ГДР) с кузовом из дуропласта (фенольно-крезольная смола с хлопчатобумажным наполнителем) составляет до 30 000 шт. в год.

Производство зарубежных пластмассовых кузовов резко отличается от производства стальных кузовов, создаются совершенно новое оборудование, новые процессы сборки (формование) и склейка вместо штамповки и сварки и т. д.), т. е. создаются новые предприятия (иногда очень небольшие).

Детали из стеклопластиков на полиэфирной смоле изготавливаются различными способами. При смоле холодного отверждения слои стекломата укладывают в матричную форму, поочередно промазывают смолой и уплотняют валиками (ручной способ). Матрицы могут быть металлическими, деревянными и пластмассовыми (автомобиль Пирлес). Время отверждения колеблется от 2 до 12 час., но может быть сокращено за счет подогрева до 40—50°. При горячем отверждении смолы можно формовать детали в стальных или чугунных штампах с подогревом до 100—160° в течение нескольких минут под давлением 7—10 кг/см². Заготовка деталей заключается в насыпке волокон и сухой смолы на сетчатую форму (автомобиль Шевроле Корвет). Применяется также автоклавный способ формования. Для заготовки слоев стеклоткани, пропитанные смолой, укладывают в матричную форму и уплотняют валиками. Затем форму помещают в резиновом мешке в автоклав с паровым подогревом. Формование длится 40—60 мин. при давлении до 5 кг/см² и температуре около 150°.

Детали из дуропласта (автомобиль Трабант) в отличие от стеклопластиков изготавливаются следующим образом. Ватобразные насыщенные сухой смолой листы режут по шаблону, уплотняют и предварительно подпрессовывают, а затем формуют на гидравлических прессах с металлическими штампами с подогревом; пуансон обрезают. Охлаждение длится 4—5 мин., а прессование — 13 мин. при давлении 35 кг/см² и температуре 160° [1].

При изготовлении деталей для опытных кузовов наряду с металлическими применяются гипсовые, цементные и иногда деревянные формы. Необходимое давление достигается, как правило, вакуумированием в мешке из перфолевой пленки или аэрозольной ткани. Сушка производится в печи с лампами инфракрасных лучей. Время отверждения колеблется в широких пределах в зависимости от материалов и температуры нагрева. Материалом в большинстве случаев служит стеклотекстолит на бутваро-фенольной, полиэфирной и других смолах.

Для опытных образцов и небольших серий кузовов можно изготавливать пластмассовые детали на гипсовых формах, снятых непосредственно с выполненного скульпторами пластилинового макета. Если нужно повторить в пластмассе имеющийся стальной кузов (или его детали), то формами могут служить штамповки его стальных панелей. В обоих случаях пластмассовые детали изготавливают в матричных формах, чем обеспечивается высокое качество наружной поверхности детали.

В табл. 1 приведены физико-механические свойства некоторых конструктивных пластмасс со смолами горячего отверждения.

Наряду с организацией нового производства пластмассовых кузовов возможны случаи, когда целесообразно использовать существующее, в особенности сборочное, оборудование или когда в данной конструкции кузова стальные детали постепенно заменяются пластмассовыми, по мере освоения последних и расширения сырьевой базы.

В связи с этим в НАМИ предложено сочетать в конструкции кузовов детали из пластмассы и металла. Основная масса деталей изготавливается из стеклопластика, что дает необходимую экономию в весе и листовой стали и обеспечивает тепло- и шумоизоляционные качества кузова; в местах усиления или крепления деталей в пластмассу заформовывается стальная арматура в виде заранее изготовленных профилей простого сечения.

Арматура дает возможность соединять панели между собой и прикреплять их к каркасу (при наличии такового) обычными методами (точечной или иной сваркой, заклепками, винтами), используя при этом существующее оборудование автозаводов (особенно сварочное и сборочное) и сохраняя установившийся механизированный технологический процесс.

Таблица 1

Пласт-масса	Смола	Наполнитель	Удельный вес	Сопротивле-ние разрыву в кг/см ²	Сопротивле-ние сжатию в кг/см ²	Модуль упру-гости в кг/мм ²	Удельная ударная вязкость в кгс·м/мм ²
Полиэстер Дуропласт	Полиэфирная фенольно-крезольная	Стекломат Хлопчатобумажные и текстильные отходы	1,8 1,9	31,0 9,5	28,0 35,4	1500 860	300—250 350
АГ-4	Фенольно-формальдегидная	Стекломатное волокно	1,7—1,9	50—70	45	2800—3000	300—500
СВАМ ¹	Бутваро-фенольная (БФ-2)	Стекломатное волокно диаметром 12—18 мк	1,7—1,9	48—50	42	3500	245—270
Стекло-текстолит	То же	Стекломатная ткань толщиной 0,3 мм	1,65	25—30	30,5—40	2200	—110÷—140
"	Полиэфирная	Стекломатная ткань толщиной 0,3 мм	1,5—1,9	28—35	21—42	1900—2500	—

¹ Чередувание слоев с взаимно-перпендикулярным направлением волокон.

Для предварительной проверки такой конструкции были изготовлены и испытаны образцы различных соединений пластмассовых пластин с металлическими.

Испытания показали высокую прочность соединений. Сопротивление разрыву составило для различных видов соединений 65—90 кг/мм². Эти вполне удовлетворительные результаты послужили предпосылкой для разработки типовых соединений пластмассовых деталей кузова (рис. 2). С использованием типовых соединений разработаны и построены кузова с узлами из стеклопластика для ряда опытных автомобилей.

Таблица 2

Вид облицовки	Каркасные кузова	Год вы-пуска	Бескаркасные кузова	Год вы-пуска
Панельные				
Однослойная: без арматуры	Шевроле-Корвет	1956	Марлей	1956
	Ситроен DS-19 (крыша)	1956	Бристол (кабина)	1956
	AWZ-Трабант, AWZ-Цвиккау	1958	Уайт 5000 (кабина)	1958
	ДКВ	1937		
	НАМИ-А50	1957		
	Универсал НАМИ	1957		
	НАМИ-031П	1957		
с арматурой	С1А	1958		
	НАМИ-060	1959		
	НАМИ-059	1958		
	НАМИ-041 (крыша)	1958		
	Огонек	1958		
Многослойная: без арматуры	Кузов НАМИ на базе ГАЗ-69	1959		
	Кузов НАМИ на базе УАЗ-450	1959		
	Бедфорд (фургон)	1955		
	ЗИЛ-спорт 112	1955		
с арматурой			Автобус МАН	1955
			Остин (фургон)	1956
Оболочковые				
Однослойная: без арматуры	Пирлес	1958	Аволетт	1957
	ЗИЛ-спорт	1957	Ламбетта	1957
	НАМИ-гоночный	1959	Фульдамобиль	1955
с арматурой	МВТУ	1957		
	Коронет	1957		
с арматурой	—	—	Беркли	1958

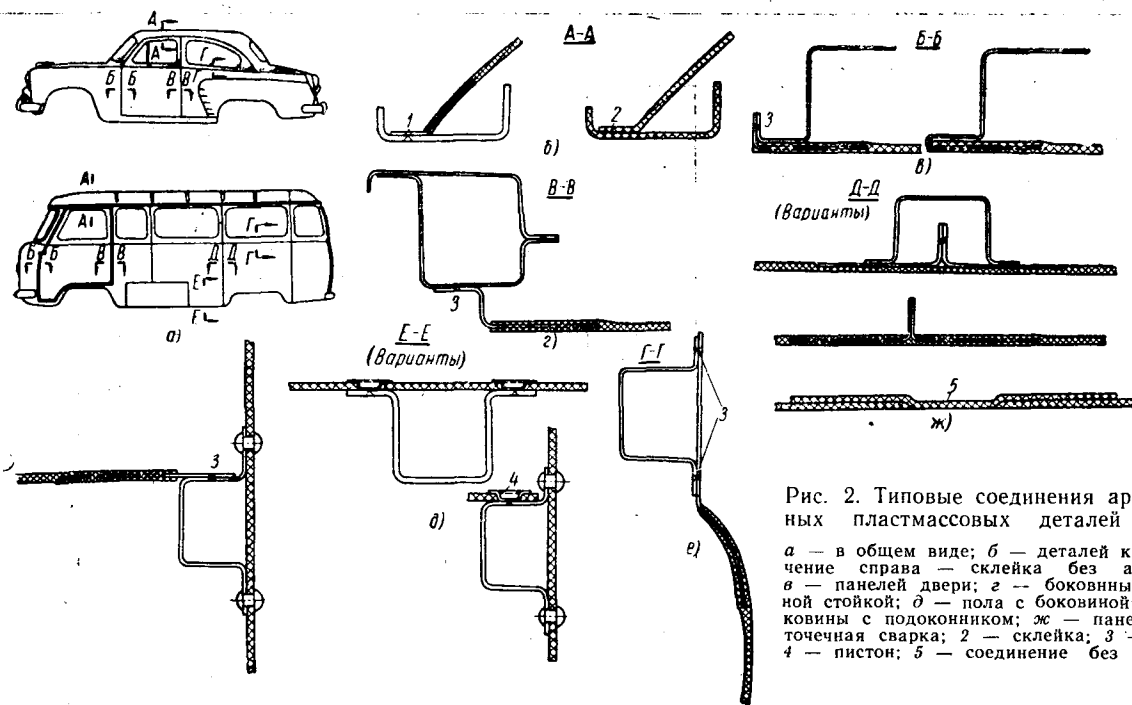


Рис. 2. Типовые соединения армированных пластмассовых деталей кузова:

а — в общем виде; б — деталей крыши (сечение справа — склейка без арматуры); в — панелей двери; г — боковины с замочной стойкой; д — пола с боковиной; е — боковины с подоконником; ж — панелей; 1 — точечная сварка; 2 — склейка; 3 — сварка; 4 — пистон; 5 — соединение без арматуры.

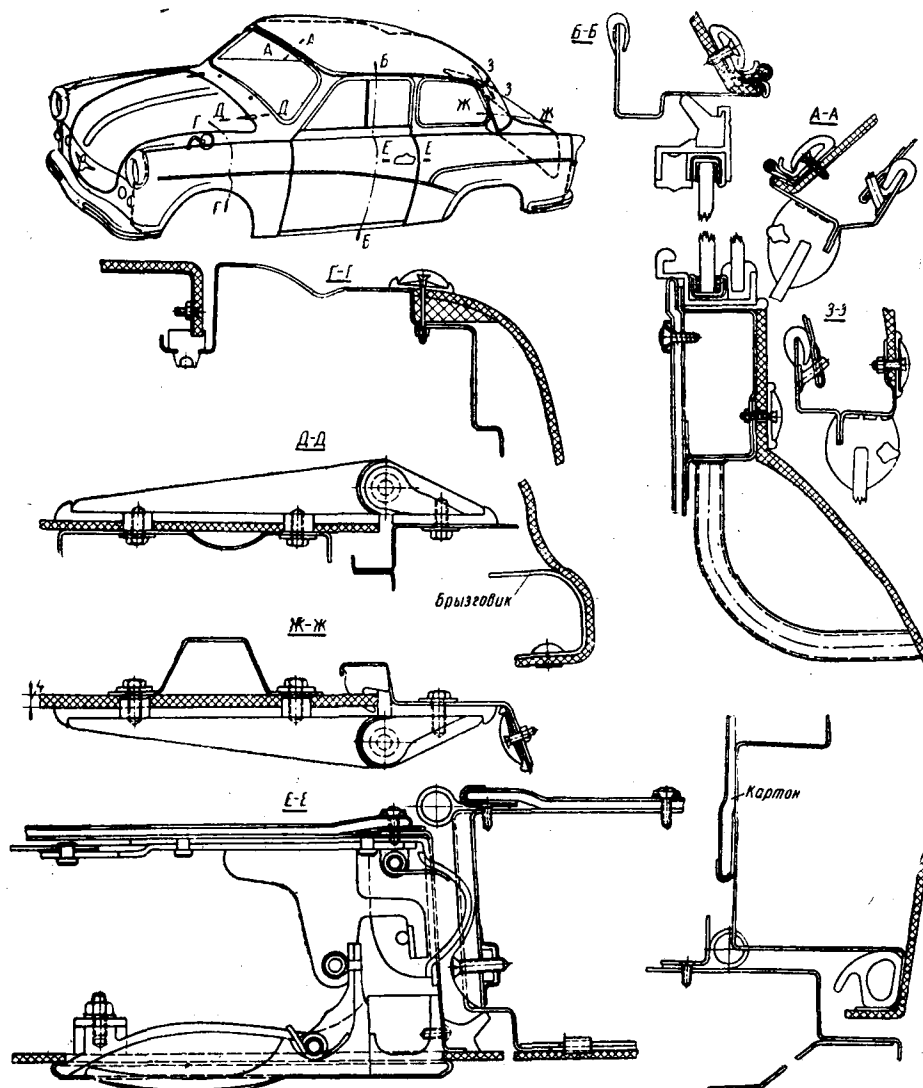


Рис. 3. Конструкция кузова AWZ-Трабант (ГДР).

Из изложенного выше следует, что в настоящее время уже накоплен опыт для перехода к подготовке производства кузовов с облицовкой из стеклопластика, причем для существующих автозаводов перспективными являются кузова с армированными панелями. Облицовка из стеклопластика требует широкой экспериментальной проверки на крупной серии кузовов.

Изучение зарубежных пластмассовых кузовов и разработка отечественных кузовов позволяют классифицировать их конструкции [2]—[4].

Пластмассовые кузова отличаются в основном по наличию или отсутствию каркаса; виду облицовки (в виде целой оболочки или из отдельных панелей); составу материала; числу слоев облицовки; наличию или отсутствию арматуры в конструкции отдельных панелей (деталей) или оболочки.

Различают несколько видов кузовов:

гослойными, если они по толщине состоят из двух и более видов пластмассы (например, наружные слои изготовлены из слоистого стеклопластика, а средний слой из пенопласта).

Если панель или оболочка (одно- или многослойная) имеет в местах крепления или соединения с другими деталями арматуру (чаще всего металлическую), то к определению добавляют слова «с арматурой», а при отсутствии таковой — «без арматуры».

Сочетание перечисленных признаков дает шестнадцать различных типов конструкций (табл. 2), из которых девять уже получили применение (марки автомобилей, снабженных пластмассовыми кузовами различных типов, указаны в соответствующих графах таблицы).

Каркасно-панельные кузова с однослойными панелями получили наибольшее распространение. Такая конструкция при-

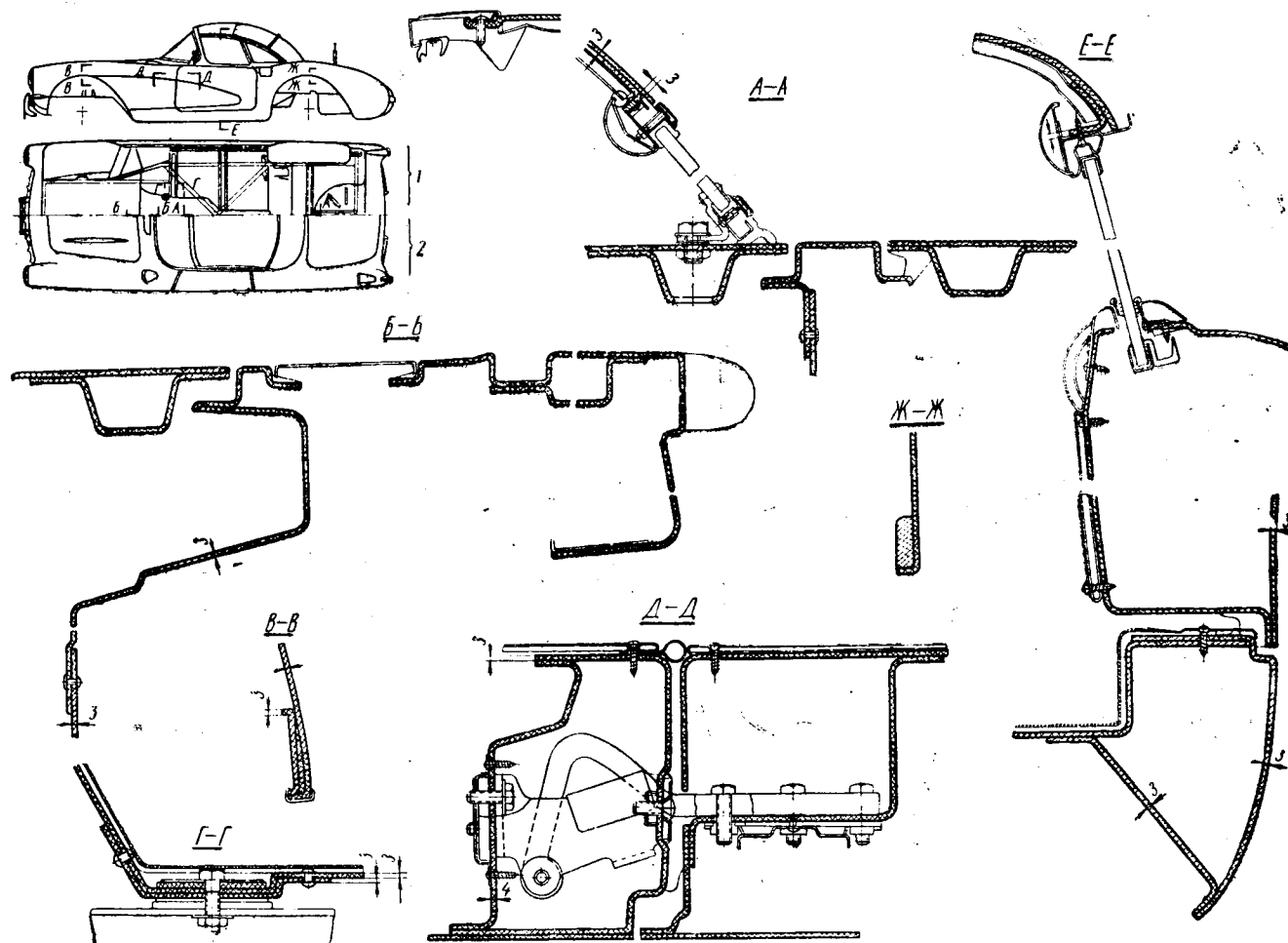


Рис. 4. Конструкция кузова Шевроле-Корвет (США).

1 — вид снизу; 2 — вид сверху.

1) каркасные, у которых имеется металлический, деревянный или иной пространственный каркас, собранный из отдельных брусков или образовавшийся после сборки узлов, когда элементы каркаса включены в состав этих узлов;

2) бескаркасные, не имеющие каркаса, в том числе и такие, у которых есть бруски-усилители отдельных мест кузова (проемы дверей и окон, стойки крепления дверных петель, рамы основания или пола и т. д.);

3) панельные, облицовка которых (наружная обшивка) собрана из отдельных панелей на каркасе или без него;

4) оболочковые, у которых облицовка состоит из немногих крупных частей, соединенных в единую оболочку, устанавливаемую на каркасе или имеющую местные усиления.

Панели или оболочка кузова могут быть однослойными, если они по толщине состоят из одного вида пластмассы, в том числе и слоистой (например, стеклопластика), или мно-

гослойными, если они по толщине состоят из двух и более видов пластмассы (например, наружные слои изготовлены из слоистого стеклопластика, а средний слой из пенопласта). Если панель или оболочка (одно- или многослойная) имеет в местах крепления или соединения с другими деталями арматуру (чаще всего металлическую), то к определению добавляют слова «с арматурой», а при отсутствии таковой — «без арматуры».

Сочетание перечисленных признаков дает шестнадцать различных типов конструкций (табл. 2), из которых девять уже получили применение (марки автомобилей, снабженных пластмассовыми кузовами различных типов, указаны в соответствующих графах таблицы).

Каркасно-панельные кузова с однослойными панелями получили наибольшее распространение. Такая конструкция при-

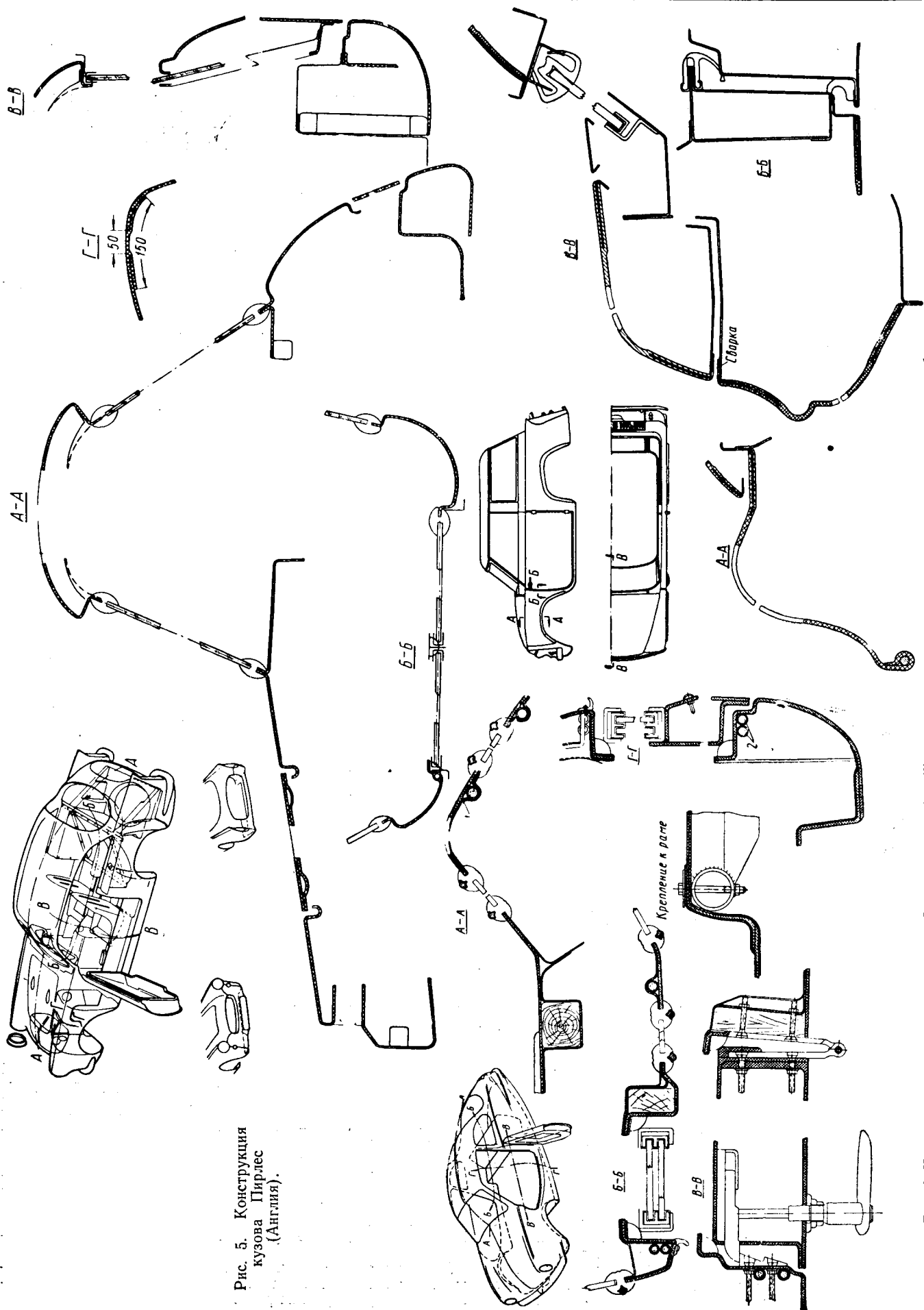


Рис. 5. Конструкция кузова Пирлес (Англия).

Рис. 6. Конструкция кузова мотоцикла Фульдамобиль (ФРГ)
1 — стеклотканевая оклейка; 2 — усиливающие жгуты из стеклопластика.

Рис. 7. Конструкция кузова НАМИ-060.

Каркасно-оболочковый кузов применяется для штучного и мелкосерийного производства (например, кузов автомобиля Пирлес) [5]. Отдельные панели его облицовки склеиваются полосами пластика в специальном сборочном приспособлении в единую оболочку, затем оболочка надевается на каркас и устанавливается на шасси (рис. 5). Облицовка изготавливается из стекломата на полиэфирной смоле холодного отвердевания. Единая оболочка кузова дает большие выгоды: отсутствие видимых соединений между панелями, пригонки одной панели к другой, отсутствие рихтовочных операций, уменьшение веса, увеличение прочности кузова и использование рабочих низкой квалификации.

Бескаркасно-оболочковые кузова применяются для тех же масштабов производства, в особенности для кузовов небольших габаритов, например, кузов трехколесной мотоциклетки Фульдамобиль (рис. 6). Его облицовка состоит из трех частей: двух склеенных по продольному стыку боковин, каждая из которых включает половину крыши, верха носовой части и мотоотсека и приклеенного к ним по периметру пола (днища). Проемы дверей и заднего окна, передние стойки и подоконники ветрового окна усилены пластмассовыми жгутами и деревянными брусками. Материал облицовки — стекломат на полиэфирной смоле.

Другие типы конструкций за рубежом применяются редко. Для ранних отечественных пластмассовых кузовов, а также для современных спортивных и гоночных автомобилей применяются оболочковые конструкции без арматуры.

Каркасно-панельная конструкция с арматурой применена на ряде опытных кузовов НАМИ и предназначена для крупносерийного и массового производства, например, кузов микроавтомобиля НАМИ-060 с пластмассовыми деталями оперения и крыши (рис. 7). Детали изготовлены из стеклотекстолита (на бутварофенольной смоле БФ-2). Для других образцов кузовов применяются также стеклопластики СВМ, стеклотекстолит на полиэфирной смоле и АГ-4. Крепление деталей между собой и к каркасу осуществляется точечной электросваркой и винтами.

Предлагаемая классификация, возможно, потребует уточнения при дальнейшем развитии пластмассовых кузовов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ланг Курт, «За рулем» № 1, 1959.
2. Осепчугов В. В., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 8, 1956.
3. «Крафтфарейтехник» № 2, 1959, стр. 44—50.
4. «Мотор-Рундшау» № 11, 1959, стр. 362.
5. «Отомобил Инжинир» № 1, 1959, стр. 18—22.

Об оценке тяговых качеств автобусов городского типа

А. А. ТОКАРЕВ

НАМИ

ТЯГОВЫЕ показатели, как известно из теории автомобиля [1], [2], должны обеспечить автомобилю способность двигаться с высокой средней скоростью в различных условиях эксплуатации. Поэтому величина средней скорости движения является результирующим и, следовательно, наиболее ценным показателем динамических качеств автомобиля.

Однако этот показатель не имеет достаточно широкого применения при проведении сравнительных дорожных испытаний и сравнительной оценки автомобилей. Например, при проведении лабораторно-дорожных испытаний на динамику этот показатель не используется совсем. Он находит применение лишь при эксплуатационных испытаниях и то в качестве среднего приближенного показателя, так как путь и время движения за период таких испытаний строго учесть невозможно. Кроме того, невозможно точно воспроизвести все режимы движения сравниваемых между собой автомобилей при повторяющихся испытаниях.

Оценка динамических качеств автомобилей при проведении лабораторно-дорожных испытаний по типовым методикам [3] ведется в основном по показателям интенсивности разгона, максимальной скорости и по пути или времени преодоления подъемов. Но соотношение величин этих показателей при сравнении автомобилей непропорционально соотношению средних скоростей движения.

Показатели интенсивности разгона и максимальной скорости, которые зависят в основном от конструкции автомобиля, в различной мере влияют на показатель средней скорости в различных условиях движения. Например, для автомобилей, курсирующих по магистральным дорогам с очень редкими остановками, величина средней скорости определяется в основном режимами установившегося движения, где существенную роль играет максимальная скорость.

Интенсивность разгона, так же как накат и торможение, в этом случае не имеет большого значения, так как удельная значимость этих фаз в общем балансе движения очень мала. Наоборот, для автомобилей, работающих в городских или других условиях с частыми остановками, интенсивность разгона и режим наката оказывают существенное влияние на среднюю скорость движения.

В этом случае оценка динамических качеств автомобилей по интенсивности разгона и максимальной скорости не только недостаточна, но может привести к ошибкам и неправильным выводам. Особенно это касается городского автобуса, скоростной режим движения которого носит характер систематической цикличности.

Влияние отдельных режимов движения на среднюю скорость автомобиля правильнее всего рассмотреть в замкнутых циклах движения (предложенных впервые д-ром техн. наук Б. С. Фалькевичем), состоящих из разгона с переключением передач, установившегося движения, наката и торможения.

В этом случае учитывается результирующее влияние на среднюю скорость всех взаимосвязанных между собой основных скоростных режимов движения, имеющих место в эксплуатации.

Пусть три произвольных автомобиля А, В и С, сильно отличающихся по интенсивности разгона, совершают замкнутые циклы движения на пути 1000 м (рис. 1).

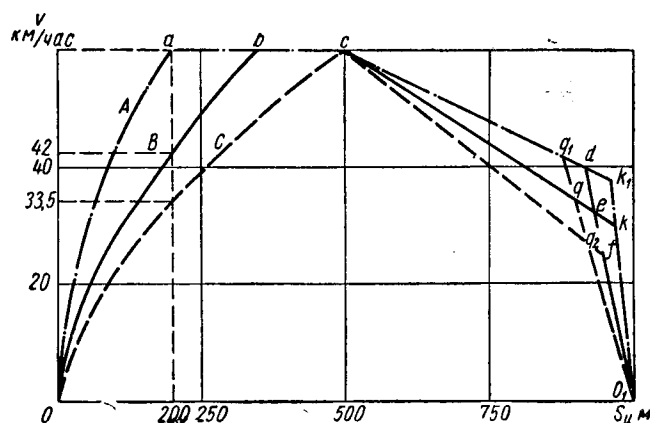


Рис. 1. Замкнутые циклы движения автомобилей А, В, С.

Примем, что конечная скорость их разгона $v_p = 60$ км/час, а режимы наката и торможения одинаковы и протекают по линии seO_1 . При этом автомобили А и В, достигая указанной скорости на меньшем пути, чем автомобиль С, проходят оставшиеся участки пути до точки с с установившейся скоростью $v_y = v_p = 60$ км/час. Примем также, что разгон протекает на полном дросселе, а накат и торможение — с выключенной передачей.

Таким образом, все три автомобиля поставлены в одинаковые условия. Они сравниваются на одном и том же пути цикла и при одинаковых скоростях разгона и установившегося движения. Кроме того, они имеют одинаковый суммарный путь разгона и установившегося движения, а также одинаковый суммарный путь наката и торможения.

Среднюю скорость движения в циклах можно определить по выражению

$$v_n = \frac{\Sigma F_n}{\Sigma s_n} \text{ км/час} = \frac{\Sigma F_n}{s_n} \quad (1)$$

где ΣF_n — суммарная площадь цикла в км·м/час;

$s_n = \Sigma s_n$ — суммарный путь цикла в м.

Суммарная площадь цикла состоит из площадей отдельных фаз

$$\Sigma F_n = F_p + F_y + F_n + F_T, \quad (2)$$

где F_p , F_y , F_n и F_T — соответственно площади фаз разгона, установившегося движения, наката и торможения в км·м/час.

На основе анализа ряда экспериментальных кривых установлено, что с достаточной для практических целей точностью можно принять кривую разгона за параболическую кривую с вершиной в начале координат, а кривые наката и служебного торможения — за прямые линии.

Тогда площади фаз определяются по формулам:

$$F_p = \frac{2}{3} v_p \cdot s_p = \frac{2}{3} v_y \cdot s_p; \quad (3)$$

$$F_y = v_y \cdot s_y = v_p \cdot s_y; \quad (4)$$

$$F_n = \frac{v_y + v_T}{2} s_n = \frac{v_p + v_T}{2} s_n; \quad (5)$$

$$F_T = \frac{1}{2} v_T \cdot s_T, \quad (6)$$

где v_p , v_y и v_T — соответственно конечная скорость разгона, скорость установившегося движения и начальная скорость торможения в км/час;
 s_p , s_y , s_n и s_T — соответственно пути разгона, установившегося движения, наката и торможения в м.

С учетом выражений (3) — (6) формула (1) примет вид:

$$v_n = \frac{\frac{2}{3} v_p \cdot s_p + v_p \cdot s_y + \frac{1}{2} (v_p + v_T) s_n + \frac{1}{2} v_T \cdot s_T}{s} \quad (7)$$

Результаты подсчета значений средней скорости в циклах движения приведены в таблице.

Отклонение расчетных скоростей от действительных не превышает 5%.

Если принять показатели автомобиля В за 100%, то величины конечных скоростей разгона различны: у автомобиля А — на 43% больше, у автомобиля С — на 19,6% меньше. По средней скорости движения эта разница составляет: у автомобиля А на 6,7% больше, у автомобиля С — на 7% меньше.

Как видно из сравнения, соотношения скоростных показателей автомобилей А, В и С по конечной скорости разгона и по средней скорости совершенно различны.

В данном случае завышенные результаты при сравнении по конечной скорости разгона достигает 33—12%.

Теперь допустим, что скоростные режимы движения указанных автомобилей отличаются только по режиму наката, который протекает по линиям, соответствующим условным обозначениям на рис. 1.

Для этого условимся, что автомобили совершают разгон по кривой Ос, а торможение — по наклонной dO₁.

При принятых режимах наката значения средних скоростей (см. таблицу) автомобилей А и С по отношению к автомобилю В отличаются на ±3,5% или на 7% между собой, что нельзя не учитывать при сравнении динамических качеств автомобилей.

Влияние режима (фазы) движения	Условное обозначение автомобиля	Обозначение цикла движения по рис. 1	Путь цикла s_n в м	Средняя скорость цикла движения v_n в км/час	Разница значений v_n автомобилей А и С по отношению к автомобилю В	
					$+ \Delta v_n$ в %	$- \Delta v_n$ в %
Интенсивности разгона	A	Oace O ₁	1000	47,2	6,7	—
	B	Obce O ₁	1000	44,2	0	—
	C	Oce O ₁	1000	41,2	—	7
Наката	A	Ocd O ₁	1000	42,6	3,5	—
	B	Oce O ₁	1000	41,2	0	—
	C	Ocf O ₁	1000	39,7	—	3,5
Интенсивности торможения	A	Ock O ₁	1000	41,75	1,3	—
	B	Oce O ₁	1000	41,2	0	—
	C	Ocq O ₁	1000	40,75	—	1
Односторонних качественных совпадений	A	Oack ₁ O ₁	1000	49,3	12,6	—
	B	Obce O ₁	1000	44,2	0	—
	C	Ocq ₂ O ₁	1000	39,5	—	10,6
Разносторонних качественных совпадений	A	Oacq ₂ O ₁	4	45,5	3	—
	B	Obce O ₁	4	44,2	0	—
	C	Ock ₁ O ₁	4	43,3	—	2
Установившегося движения (случай односторонних совпадений)	A	Oack ₁ O ₁	1000	49,3	12,6	—
			1500	59,2	7,0	—
			2000	51,6	5,0	—
			2500	55,7	3,5	—
	B	Obce O ₁	1000	44,2	0	—
			1500	49,5	0	—
			2000	52,1	0	—
			2500	53,7	0	—
	C	Ocq ₂ O ₁	1000	39,5	—	10,6
			1500	46,3	—	6,4
			2000	49,7	—	4,5
			2500	51,8	—	3,5
			3000	53,3	—	2,75

Допустим, что автомобиль С совершил три цикла движения, которые отличаются только по интенсивности торможения.

Примем, что разгон и накат протекает по линиям Ос и cqe_k, а торможение по наклонным qO₁, eO₁ и kO₁.

В этом случае значения средних скоростей движения автомобилей А и С по отношению к автомобилю В отличаются на ±1,3% и —1% или на 2,3% между собой.

Как видно из сравнения, интенсивность торможения оказывает незначительное влияние, но ее желательно учитывать, особенно при торможении с более высоких начальных скоростей (v_T), чем это принято в нашем примере.

В условиях эксплуатации рассмотренные режимы (разгона, наката и торможения) могут иметь самые различные качественные сочетания (совпадения), поэтому результирующее их влияние на среднюю скорость движения будет различным.

Рассмотрим два крайних случая:

Односторонние совпадения. Автомобиль А обладает самым интенсивным разгоном, лучшим торможением и накатом, автомобиль В средним, а автомобиль С низкими значениями соответствующих показателей.

В этом случае средние скорости движения автомобилей будут иметь максимальную разницу, которая в данном примере составляет по отношению к автомобилю В: у автомобиля А на 12,6% больше, у автомобиля С на 10,6% меньше или на 23,2% между собой.

Разносторонние совпадения. Автомобиль А имеет самый интенсивный разгон, самый худший накат и самое неинтенсивное торможение, автомобиль С — противоположные значения соответствующих показателей, автомобиль В — средние значения.

В этом случае разница в средних скоростях по отношению к автомобилю В составляет: у автомобиля А — на 3% больше, у автомобиля С — на 2% меньше или на 5% между собой.

Допустим, что в каждом очередном цикле движения автомобилей А, В и С путь цикла увеличивается на 500 м за счет пути установившегося режима движения.

В этом случае по мере увеличения пути цикла значения средних скоростей (см. таблицу) резко возрастают (особенно в первый период) и сближаются между собой.

НОВЫЕ КНИГИ

ВЫШЛИ ИЗ ПЕЧАТИ

Акатов Е. И. и др. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. 248 стр., ц. 9 р. 30 к.

Белышев В. Н. и др. Автомобиль ГАЗ-51. Устройство, обслуживание и ремонт. Изд. 2-е испр. и доп. 510 стр., ц. 13 р. 10 к.

Бюссиен Р. Автомобильный технический справочник. Перевод с немецкого. Том. II. 972 стр., ц. 61 р. 50 к.

Дымшиц И. И. Коробки передач. (Серия «Проектирование автомобиля») 356 стр., ц. 12 р. 65 к.

Каталог запасных частей автомобиля ГАЗ-69, ГАЗ-69А, УАЗ-450, УАЗ-450А и УАЗ-450Д. (Ульяновский автомобильный завод). 368 стр., ц. 47 руб.

Каталог запасных частей автомобилей «Москвич» модель 407, 410Н, 411, 423И и 430. (Московский завод малолитражных автомобилей) 480 стр., ц. 54 р. 50 к.

Малаховский Я. Э. и Лапии А. А. Сцепления (Серия «Проектирование автомобиля») 192 стр., ц. 7 руб.

Попов В. А. Автотракторные приборы. Изд. 4-е испр. и доп. 258 стр., ц. 9 р. 50 к.

Таборек Я. Механика автомобиля. Перевод с английского. 203 стр., ц. 8 р. 20 к.

Хельдт П. М. Автомобильные сцепления и коробки передач. Перевод с английского. 440 стр., ц. 21 р. 30 к.

Вышедшие из печати Машгиза книги требуются во всех магазинах Книготорга.

ВЫЙДУТ ИЗ ПЕЧАТИ В 3-м КВАРТАЛЕ

Автомобиль ЗИЛ-111 и ЗИЛ-111А. (Завод им. И. А. Лихачева), 28 л., ц. 10 р. 80 к.

Анохин В. И. Отечественные автомобили. 64 л., ц. 23 р. 40 к.

Гутман И. М., Пичак Ф. И. Тракторы и автомобили. Справочник для колхозников. Кн. 1-я, 11,5 л., ц. 5 р. 10 к.

Конев Б. Ф. и Мордухович М. М. Топливная аппаратура автомобильных двигателей. 16 л., ц. 9 р. 25 к.

Куприянов И. П., Автоматизация и механизация сборочных работ в зарубежном автомобилестроении. 7 л., ц. 3 р. 50 к.

Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Изд. 2-е, перераб. и доп. 24 л., ц. 13 р. 50 к.

Степанова Е. А. и Лефаров А. Х. Блокирующиеся дифференциалы грузовых автомобилей. 8 л., ц. 4 руб.

На книги, выходящие из печати, объем и цены указаны ориентировочно.

INTOL

Бутадиенстирольные каучуки горячей и холодной полимеризации марки "INTOL"

№	ТИП	ХАРАКТЕРИСТИКА	ИЗГОТОВЛЯЕМЫЕ ИЗДЕЛИЯ
1006	«Горячая» бутадиенстирольная сополимерная эмульсия. Полимеризована с применением жирно-кислотного мыла в качестве эмульсионного средства. Стабилизирована с бесцветным антиокислителем.	Легкий цветной не окрашивающий полимер. Широко применяется в изготовлении продуктов белого и других бледных цветов.	Половые кафель, прорезиненные ткани, предметы домашнего обихода. Применяется также для усиления сопротивления удару легких цветных пластмасс.
1500	С кислотно-канифольным мылом	Общего назначения, изготавливается простыми способами, обладает высокими механическими свойствами и хорошими клеящими способностями	Покрывки, профилированные заготовки, твердая резина, детали машин, предметы, требующие высоких физических свойств
1502	Со смесью жирных и кислотно-канифольных мыл и бесцветным антиокислителем	Обладает большой прочностью при разрыве, стойкостью против истирания, эластичностью. Благодаря бесцветности применяется для изготовления предметов светлых тонов	Детали автомобилей, спортивные принадлежности, подошвы для обуви, прорезиненные ткани, для одежды, вещи домашнего обихода
1710	Маслосодержащий, наполненный при полимеризации высоковязкого полимера марки 1502 ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера	Дешевый с превосходными физическими свойствами	Протекторы шин, профилированные заготовки, детали машин, литые изделия различного применения, цвет которых не является обязательным требованием
1712	Маслосодержащий полимер марки 1502, наполненный специальным ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера	Свойства те же, что у каучука № 1710, но предназначен для изделий, изготавливаемых простыми способами	Шины; профилированные заготовки; приводные ремни; изоляционные оболочки кабелей; изделия, получаемые литьем в формы и выдавливанием
1778	Бесцветный, маслосодержащий каучук	Эмульсия холодного сополимера бутадиенстирола полимеризована со смесью жирных и кислотно-канифольных мыл. Каучук наполнен светлым нафтеновым маслом в количестве 37,5%, обладает хорошими физическими свойствами и бесцветен	Белые боковины покрышек, шин, подошвы для обуви, спортивные принадлежности, ковры для пола квартир, предметы домашнего обихода, детали машин, изделия для медицины, резиновые листы, губчатая резина, изоляционные оболочки кабелей

Постарча кусками весом примерно 36,3 кг, обернутыми в пленку и вложенными в два бумажных трехслойных мешка каждый. Упакованный кусок весит примерно 37,4 кг.

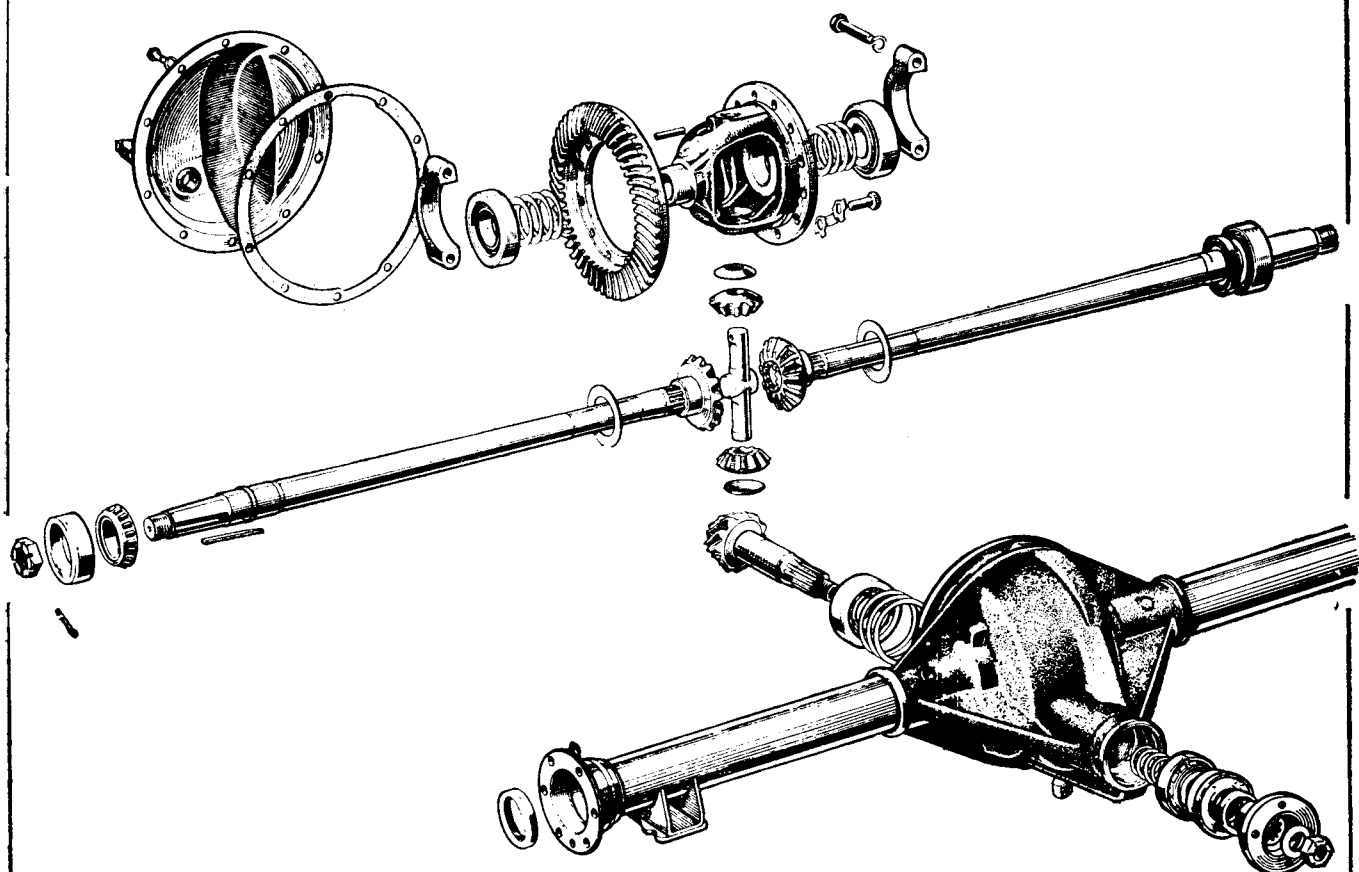


Доставка без замедления. Качество постоянное. Цены твердые и вне конкуренции. Обеспечиваются полные технологические данные и консультация.

**The International
Synthetic Rubber Co. Ltd.**

HYTHE • SOUTHAMPTON • АНГЛИЯ

Фирма САЛИСБЕРИ ТРАНСМИШЕН ЛИМИТЕД изготавливает ведущие оси разного типа для легковых и грузовых автомобилей, железнодорожных и заводских тягачей всех видов. Типичное изделие фирмы показано на рисунке. Кроме ведущих осей, фирма изготавливает конические гипоидные передачи с шестернями диаметром до 600 мм, имеющими спиральные зубья.



Фирма выпускает также конические шестерни с прямыми зубьями, диаметром до 125 мм и в состоянии поставлять оси и валы разного типа.

Наша продукция распространена по всему миру. Фирма зарекомендовала себя высоким мастерством и короткими сроками выполнения заказов.

Предприятие фирмы оборудовано современными станками Глисон самого последнего выпуска для нарезания зубчатых передач и новейшими станками другого назначения.

Просим направлять запросы на русском языке по адресу:

SALISBURY TRANSMISSION LTD.

BIRCH ROAD • WITTON • BIRMINGHAM 6 • АНГЛИЯ

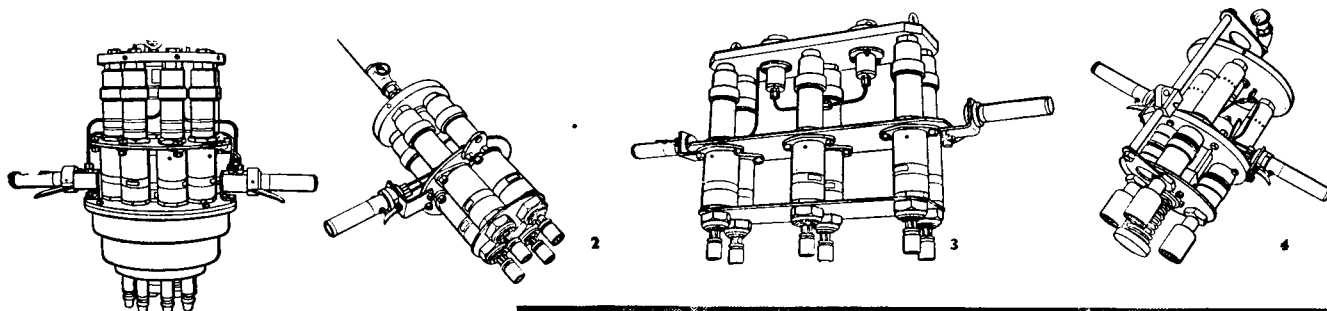
Desoutter

ДВУХСКОРОСТНЫЕ ГАЙКОВЁРТЫ „ДЕЗУТТЕР“



Двухскоростные пневматические гайковёрты, показанные на иллюстрации, применяются почти всеми известными автомобильными фирмами в Европе. Выдающийся успех этих гайковёртов объясняется наличием в их конструкции двухскоростных коробок передач.

Гайки сначала наворачиваются на высокой передаче, а затем передача автоматически переключается на очень низкую для окончательной затяжки резьбовых соединений с крутящим моментом до 183 кгм. Эффективность двухскоростных гайковёртов в 3 раза выше, чем обычных односторонних. Та же производительность достигается при затрате ими лишь одной трети объема воздуха, расходуемого односторонними гайковёртами. Важное значение имеет то, что двухскоростные гайковёрты фактически бесшумны. Если Вас интересуют дальнейшие подробности относительно этих или иных механизированных инструментов „Дезуттер“, напишите нам по указанному ниже адресу и мы охотно вышлем Вам подробную информацию.



1. Восьмидвигательный гайковёрт с особо близко сходящимися осями шпинделей для сборки гипонидных передач. 2. Четырехдвигательный гайковёрт для сборки колес. 3. Гайковёрт для сборки крышек главных подшипников, сконструированный нами для „Бритни Мотор Корпорейшен“. 4. Гайковёрт для сборки тракторных колес, снабженный плунжером для стаккивания.

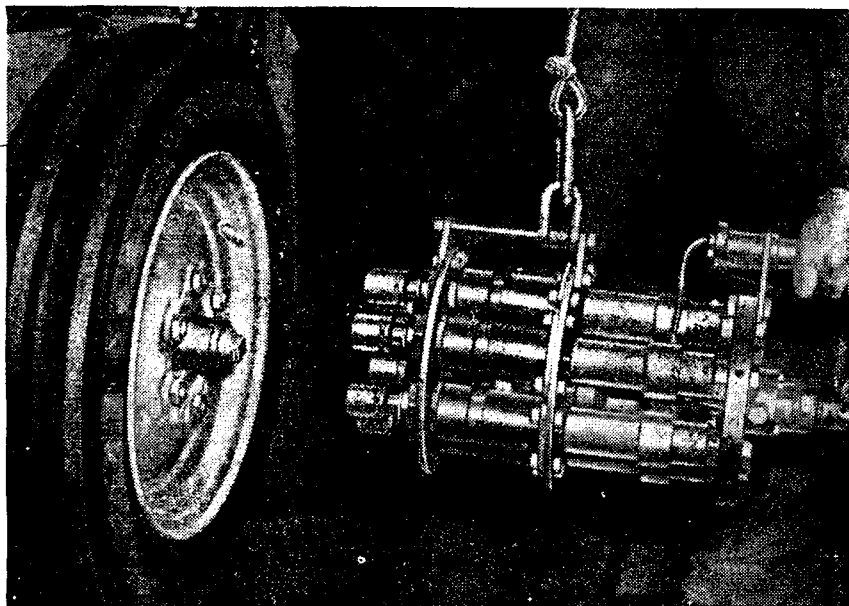
Это особенно мощный гайковёрт с шестью двухскоростными двигателями для сборки колес тракторов „Фергюсон“.

Desoutter

ПОРТАТИВНЫЙ МЕХАНИЗИРОВАННЫЙ
ИНСТРУМЕНТ

DESOUTTER BROTHERS LTD.

The Hyde, Hendon, London, N.W.9
АНГЛИЯ



CRC 447

Это происходит за счет роста удельной значимости фазы установившегося движения.

В дальнейшем величина средней скорости возрастает медленнее, стремясь в пределе к величине скорости установившегося движения. При этом разница между величинами средних скоростей автомобилей стремится к нулю. На рис. 2 показан характер протекания кривых изменения средней скорости автомобилей А, В, С при изменении пути циклов от 500 до 3000 м. Резкий рост средней скорости при малых значениях пути циклов происходит в результате роста удельной значимости фаз разгона и установившегося движения. Некоторое падение средней скорости при дальнейшем росте пути циклов объясняется включением в расчетный цикл фазы наката. Дальнейшее плавное увеличение средней скорости происходит из-за увеличения фазы установившегося движения.

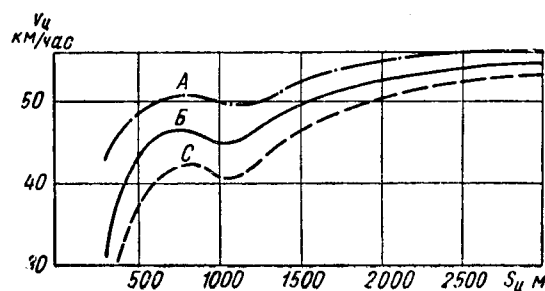


Рис. 2. Зависимость наибольшей средней скорости от пути цикла.

Отношение средней скорости циклов движения к скорости установившегося движения можно выразить зависимостью

$$\frac{v_{\text{ц}}}{v_y} = \frac{\Sigma F_{\text{ц}}}{F} = \Phi(s_{\text{ц}}), \quad (8)$$

где F — площадь прямоугольника, основанием которого служит путь цикла, а высотой — скорость установившегося движения в км-м/час.

Стремление $v_{\text{ц}}$ к v_y по мере увеличения $s_{\text{ц}}$ является главной причиной свойства сближения значений средних скоростей автомобилей, отличающихся по интенсивности разгона, наката и торможению. Даже в случаях односторонних совпадений, когда разница достигает максимальных значений, это сближение наступает довольно быстро.

Если при изменении пути цикла с 300 до 600 м $\Delta v_{\text{ц}}$ автомобиля А по отношению к автомобилю В упала на 29%, то при дальнейшем изменении $s_{\text{ц}}$ с 600 до 3000 м (или в 8 раз больше, чем в первом случае) эта разница изменилась лишь на 8,5%.

По мере увеличения расстояния между остановками разница в скоростных показателях автомобилей с хорошей и посредственной динамикой быстро уменьшается (в нашем примере она составляет при $s_{\text{ц}}=3000$ м не более 6%), как бы ни было велико их различие по этому показателю.

Проведенный выше анализ показывает, что качественное сочетание и протекание отдельных режимов движения оказывают различное количественное влияние на величину средней скорости автомобиля в замкнутых циклах движения.

Это влияние нельзя не учитывать при сравнительной оценке динамических качеств автомобилей, особенно тех, которые работают с частыми остановками.

Следовательно, сравнительная оценка динамических качеств автомобилей по показателю средней скорости в замкнутых циклах движения является комплексной или результирующей, так как здесь учитывается влияние всех основных режимов движения, имеющих место в эксплуатации.

При этом способность автомобиля к преодолению подъемов ведется по этому же показателю. В данном случае лишь меняется (точнее увеличивается) сопротивление движению автомобиля, характеризующее способность его работы в более тяжелых дорожных условиях.

Для сравнительной оценки динамических качеств автомобилей, кроме измерений тяги на ведущих колесах, рекомендуется определять скоростные характеристики в замкнутых циклах движения — зависимость средней скорости от пути циклов, $v_{\text{ц}} = v_{\text{ц}}(s_{\text{ц}})$, в том числе средние скорости преодоления подъемов.

Для определения скоростных характеристик строятся вспомогательные кривые замкнутых циклов движения $v=v(s)$, при разгоне до скорости $v_p = 0,9v_{\text{max}}$.

Данными для построения замкнутых циклов движения служат результаты записи на ленту прибора «путь, скорость, время» режимов движения «разгон, накат, торможение».

С помощью графиков замкнутых циклов движения рассчитываются средние скорости движения по формуле

$$v_{\text{ц}} = \frac{\Sigma s}{\Sigma t} = 3,6 \frac{s_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}} = 3,6 \frac{s_{\text{н}} + s_y}{t_{\text{н}} + t_y}, \quad (9)$$

где $v_{\text{ц}}$ — средняя скорость в замкнутых циклах движения в км/час;

$\Sigma s = s_{\text{ц}}$ — суммарный путь цикла в м;

$s_{\text{н}}$ — путь неустановившихся режимов движения в м;

s_y — путь установившегося режима движения в м;

$\Sigma t = T_{\text{ц}}$ — суммарное время цикла в сек.;

$t_{\text{н}}$ — время неустановившегося режима движения в сек.;

t_y — время установившегося режима движения в сек.

При этом

$$s_{\text{н}} = s_p + s_{\text{н}} + s_T;$$

$$t_{\text{н}} = t_p + t_{\text{н}} + t_T,$$

где s_p , $s_{\text{н}}$ и s_T — соответственно пути разгона, наката и торможения в м;

t_p , $t_{\text{н}}$ и t_T — соответственно время разгона, наката и торможения в сек.

В качестве примера сравнительной оценки автомобилей построены замкнутые циклы движения (рис. 3) и скоростные ха-

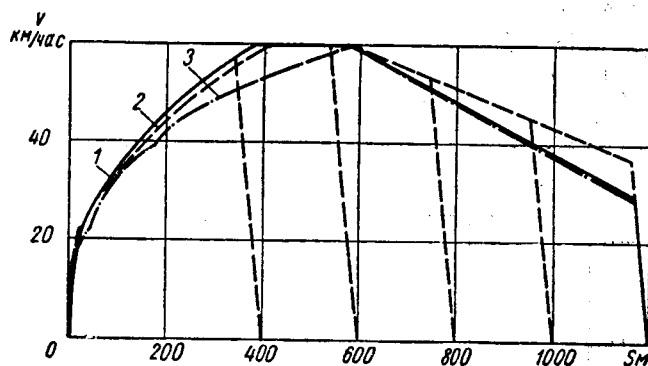


Рис. 3. Замкнутые циклы движения автобусов: 1 — ЗИЛ-Э159; 2 — ЗИЛ-Э129Б; 3 — ЗИЛ-158.

рактеристики (рис. 4) автобусов ЗИЛ-Э159 ($G_n = 12870$ кг), ЗИЛ-Э129Б ($G_n = 13900$ кг) и ЗИЛ-158 ($G_n = 10840$ кг).

Из рис. 4 видно, что вследствие неодновременного влияния фаз разгона, наката и установившегося движения изменение

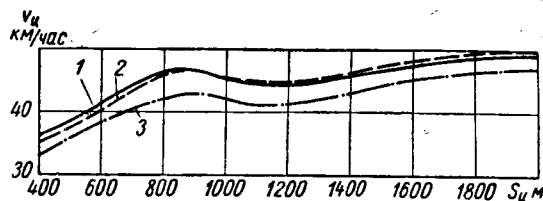


Рис. 4. Скоростные характеристики автобусов: 1 — ЗИЛ-Э159; 2 — ЗИЛ-Э129Б; 3 — ЗИЛ-158.

средней скорости указанных автобусов по пути циклов протекает неравномерно.

После резкого возрастания средней скорости в первый период, при изменении циклов примерно от 400 до 700 м и плавного перехода кривой наступает второй период некоторого

падения средней скорости ($s_n=900-1100$ м), и после обратного изгиба, наконец, плавное повышение ее в третьем периоде по мере дальнейшего увеличения пути циклов.

Как уже отмечалось выше, резкое возрастание v_n в первом периоде происходит за счет роста конечной скорости разгона и фазы установившегося движения; снижение во втором периоде — за счет появления влияния фазы наката, а дальнейшее плавное повышение — за счет увеличения удельной значимости фазы установившегося режима.

Пересечение кривых (рис. 4) средних скоростей автобусов ЗИЛ-Э159 и ЗИЛ-Э129Б объясняется противоположным влиянием фаз разгона и наката у этих автобусов, так как автобус ЗИЛ-Э159 имеет некоторое преимущество перед автобусом ЗИЛ-Э129Б по интенсивности разгона, но уступает ему по режиму наката. Этот случай может служить наглядным примером того, что нельзя судить о динамике автомобилей только по интенсивности разгона.

Максимальная разница (11%) средних скоростей автобусов ЗИЛ-Э159 и ЗИЛ-Э129Б по отношению к автобусу ЗИЛ-158 достигает при $s_n=800$ м, а при значении $s_n=2000$ м она падает у автобуса ЗИЛ-Э129Б до 5,6% и у автобуса ЗИЛ-Э159 до 4,7%.

При дальнейшем увеличении пути циклов эта разница будет постепенно убывать.

Описанный метод оценки динамических качеств городских автобусов применяется на Московском автозаводе имени Лихачева с 1958 г., в НАМИ — с 1960 г.

Этот метод пригоден также и для других автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гольд Б. В., Фалькевич Б. С., Теория, конструирование и расчет автомобиля, Машгиз, 1957.
2. Зимилов Г. В., Теория автомобиля, Машгиз, 1959.
3. Фалькевич Б. С., Диваков Н. В., Испытания автомобиля, Машгиз, 1952.



Резонансные режимы работы силовой передачи автомобиля ГАЗ-21В

ХЭ ЦЗИ-ЦЗЭН (КНР)

МВТУ имени Баумана

КРУТИЛЬНЫЕ жесткости упругих элементов исследуемой крутильной системы, определяющие резонансные режимы ее работы, испытаны в экспериментальном цехе Горьковского автозавода. При этом испытывались на кручение коленчатый вал, коробка передач на первой, второй и третьей передачах, карданный вал и полуось. Резиновые шины испытывались в автомобильной лаборатории МВТУ им. Баумана. Результаты всех этих опытов показаны на рис. 1—3.

Для решения этой задачи обычным инженерным методом необходимо линеаризовать все нелинейные параметры, определяя средние их значения в рассматриваемом диапазоне нагрузки системы. При этом на основе закона сохранения энергии средняя эквивалентная крутильная жесткость может быть определена из уравнения

$$\bar{C} = \frac{2 \int_0^{\varphi_m} M d\varphi}{\varphi_m^2},$$

где M — крутящий момент;
 φ — угол кручения при моменте M ;
 φ_m — максимальный угол кручения.

На рис. 1 показаны зависимости крутящего момента M_k и истинной жесткости C_u от угла кручения всей длины коленчатого вала от свободного конца до фланца (кривые 1) и резиновой шины колеса (кривые 2). Прямая, параллельная оси абсцисс, представляет собой среднюю эквивалентную крутильную жесткость $\bar{C}$.

Для коробки передач в целом диаграмма кручения, т. е. кривая $M=f(\varphi)$, имеет форму, близкую к форме треугольника (рис. 2). Это означает, что момент сопротивления угловому смещению вала коробки возрастает с увеличением угла его кручения. Однако в этом случае действуют не только силы внутреннего трения в материале, но и силы внешнего трения между зубцами шестерен и в подшипнике качения. По закону Кулона силы внешнего трения пропорциональны нормальной нагрузке, действующей на контактные поверхности. Так как силы внешнего трения между зубцами коробки передач, особенно на первой передаче, довольно значительны, то их наличие можно считать одной из причин образования петли гистерезиса в форме треугольника, как это следует по закону Кулона при постоянном коэффициенте трения. Средняя эквивалентная жесткость коробки передач на первой, второй (рис. 2) и третьей (рис. 3, кривые 1) передачах подсчитана по формуле (1) при данных диаграммах кручения (рис. 3).

Крутильная жесткость полуоси (кривые 2) определена тоже по диаграмме кручения. При этом после обработки экспериментальных данных получены зависимости $M_y=f(\varphi)$, $C_u=f(\varphi)$ и средняя крутильная жесткость $\bar{C}$ (рис. 3).

Диаграмма кручения резиновой шины автомобиля «Волга», а также истинная и средняя крутильные ее жесткости показаны на рис. 1.

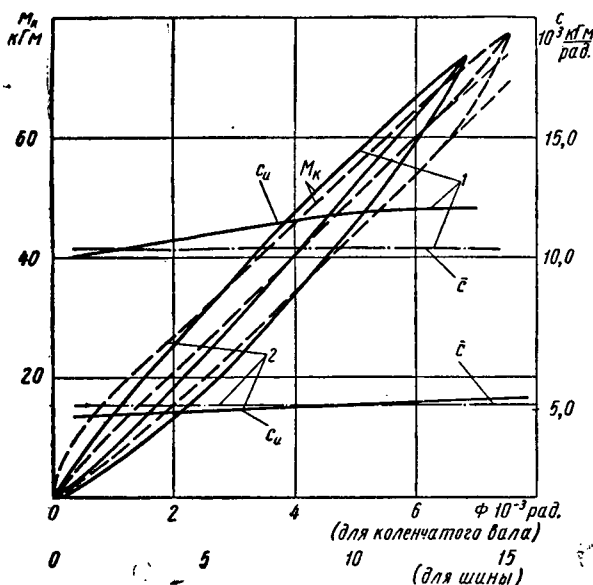


Рис. 1. Диаграмма кручения коленчатого вала и резиновой шины колеса.

Из полученных диаграмм видно, что крутильная жесткость той или иной детали не является постоянной, а зависит от угла кручения (кривые C на рис. 1—3). Такая зависимость жесткости от угла кручения усложняет задачу исследования колебаний крутильной системы двигателя внутреннего сгорания с си-

Моменты инерции маховика и вращающихся деталей силовой передачи автомобиля ГАЗ-21А определены автором общеизвестным методом качания на двух проволоках. Результаты обработки этих опытов показаны в табл. 1.

В табл. 1 указаны также числовые значения средних эквивалентных жесткостей упругих элементов системы, взятые по данным рис. 1—3.

Имея числовые значения крутильных жесткостей и моментов инерции исследуемой системы, можно представить ее в виде динамически эквивалентной системы с одиннадцатью степенями свободы.

Частоты собственных колебаний этой одиннадцатимассовой приведенной системы и формы ее колебаний при этих частотах подсчитаны по системе уравнений, составленных на основе уравнения Лагранжа второго рода. Расчет произведен для трех разнородностей крутильной системы, которые получаются в результате ее приведения на первой, второй и третьей передачах механической коробки скоростей.

По данным табл. 2 и по формам колебаний, представленным на рис. 4 (одноузловые — 2, двухузловые — 3, трехузловые — 4, четырехузловые — 1), нетрудно убедиться, что изменение приведенных масс и приведенных жесткостей, с изменением передаточного числа в коробке передач, оказывает значительное влияние на частоты первых трех форм собственных колебаний. Однако частоты четырехузловых форм колебаний на всех передачах практически одинаковы.

Это объясняется тем, что при четырехузловой форме колебаний амплитуды немоторных масс значительно меньше амплитуд моторных масс, тогда как при других, низших, формах колебаний, наоборот, амплитуды немоторных масс значительно превосходят амплитуды масс моторных.

Следовательно, при четырехузловой форме колебаний немоторные массы практически не влияют на колебания моторных масс. Для сравнения проведен расчет собственных колебаний масс двигателя пятимассовой системы, состоящей из четырех моторных масс и маховика. При этом оказалось, что круговая частота одноузловых собственных колебаний пятимассовой системы двигателя равна 2110 рад/сек, тогда как при четырехузловой форме колебаний одиннадцатимассовой системы на первой, второй и третьей передачах частоты составляют 2011,8; 2012 и 2013 рад/сек. Отсюда следует, что частоту собственных колебаний моторных масс с узлом около маховика можно определять при выключенном сцеплении.

При резонансных вынужденных одноузловых колебаниях одиннадцатимассовой системы все амплитуды моторных масс приблизительно одинаковы. Это означает, что коленчатый вал

Таблица 1

Обозначения	Наименование деталей	Первая передача	Вторая передача	Третья передача	Примечание
Приведенные моменты инерции в кг-см-сек ²	J_1 Шатунно-поршневая группа и первое колено	0,1664	0,1664	0,1664	По опытам и расчетам
	J_2 Шатунно-поршневая группа и второе колено	0,1664	0,1664	0,1664	То же
	J_3 Шатунно-поршневая группа и третье колено	0,1664	0,1664	0,1664	„
	J_4 Шатунно-поршневая группа и четвертое колено	0,1664	0,1664	0,1664	По расчету
	J_5 Маховик и участок коленчатого вала между серединой последней коренной шейки коленчатого вала и маховиком	2,84	2,84	2,84	Определен методом качения
	J_6 Первичный, вторичный и промежуточный валы коробки передач	0,0101	0,01105	0,00672	По расчету
	J_7 Промежуточный карданный вал, половина карданного вала заднего моста, две крестовины и барабан центрального тормоза	0,0194	0,0610	0,191	То же
	J_8 Хвостовик заднего моста, половина карданного вала заднего моста и одна крестовина	0,00105	0,00321	0,0101	„
	J_9 Дифференциал главной передачи	0,00136	0,00417	0,0131	По опытам
	J_{10} Два задних колеса (в сборе) и две полуоси	0,110	0,339	1,065	То же
	J_{11} Автомобиль с полной нагрузкой	8,1	24,9	78,1	По расчету
Приведенные жесткости в 10 ⁸ кг-см/рад	C_1 Участок коленчатого вала между серединами первой и второй шатунных шеек	48,1	48,1	48,1	По опытам
	C_2 Участок коленчатого вала между серединами второй и третьей шатунных шеек	48,6	48,6	48,6	То же
	C_3 Участок коленчатого вала между серединами третьей и четвертой шатунных шеек	48,1	48,1	48,1	„
	C_4 Участок коленчатого вала между серединами четвертой шатунной шейки и маховика	44	44	44	„
	C_5 Первичный и промежуточный валы коробки передач	0,78	0,84	2,39	По опыту и расчетам
	C_6 Вторичный вал коробки передач и половина промежуточного карданного вала	0,146	0,45	1,41	То же
	C_7 Половина промежуточного карданного вала и карданный вал заднего моста	0,082	0,151	0,79	„
	C_8 Хвостовик заднего моста	0,695	2,13	6,7	По расчету
	C_9 Две полуоси	0,0124	0,038	0,119	По опытам
	C_{10} Две шины	0,059	0,181	0,57	То же

практически не деформируется, а поэтому при исследовании вынужденных одноузловых колебаний приведенных масс всей машины возбуждающие моменты действуют на одну массу, заменяющую все моторные массы.

Таблица 2

Передача	Форма колебаний	Круговая частота колебаний ω в секунду	Частота свободных колебаний f в $1/с$	Число колебаний n в минуту
Первая	Одноузловая	18,4	2,93	175,8
	Двухузловая	251	39,9	2 034
	Трехузловая	785	125	7 500
	Четырехузловая	1011,8	320,3	19 218
Вторая	Одноузловая	28,5	4,54	272,4
	Двухузловая	251	39,9	2 034
	Трехузловая	695	110,8	6 618
	Четырехузловая	2012,2	320,4	18 224
Третья	Одноузловая	48,2	7,57	450,2
	Двухузловая	252	40,1	2 406
	Трехузловая	750	119,5	7 170
	Четырехузловая	2013,0	320,7	19 242

$$* \left[f = \frac{\omega}{2\pi} \right], \quad ** \left[n = 60f = \frac{60\omega}{2\pi} \right]$$

Как известно, самый напряженный участок системы находится там, где кривая формы колебаний более круто наклонена к оси абсцисс, поэтому для резонансных одноузловых вынужденных колебаний наибольшее напряжение располагается в резиновой шине колеса.

Двухузловыми и трехузловыми формами колебаний (рис. 4) установлено, что на всех передачах амплитуды двигательных масс и самого автомобиля настолько малы, что приведенная система совершает резонансные вынужденные колебания так

же, как при защемлении ее концов. Из этих форм колебаний видно и то, что если система совершает трех- или четырехузловые резонансные вынужденные колебания, то наиболее напряженные участки находятся вблизи ее концов, т. е. в резиновых шинах колес и в коробке передач. Коленчатый вал двигателя при этом не нагружается, однако, в трансмиссии автомобиля возникают значительные деформации.

Наоборот, четырехузловая форма колебаний на всех передачах характеризуется значительными колебаниями двигатель-

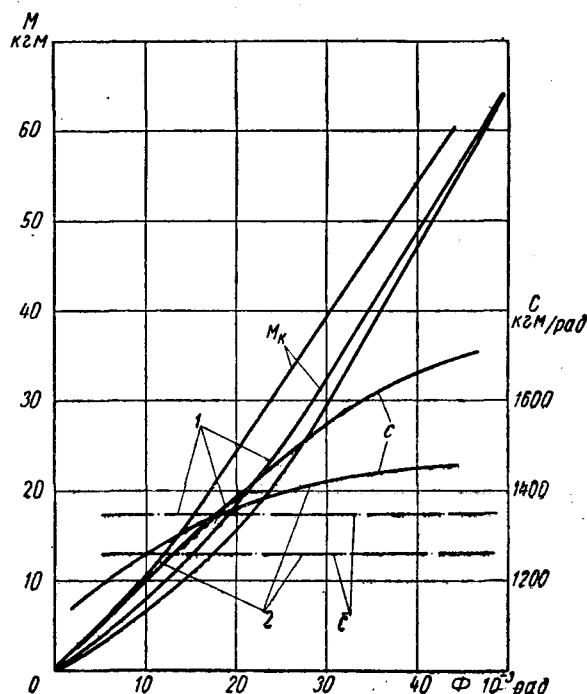


Рис. 3. Диаграмма кручения коробки передач на третьей передаче и полуоси.

ных масс, при которых самый напряженный участок приведенной системы оказывается в коленчатом вале, а напряжения в валах трансмиссии незначительны, что не ухудшает прочности установки.

Подобные результаты получены и в расчете автомобилей ГАЗ-51 и М-20. Отсюда следует, что для автомобилей с механической передачей резонансные режимы с низкими частотами оказываются (по данным Ф. Ф. Симакова) опасными для прочности трансмиссии, а резонансные режимы с высокими частотами, при которых первый узел колебаний располагается около маховика, опасны для вала двигателя.

Из указанного выше следует, что в расчете одно-, двух- или трехузловых колебаний все двигательные массы и маховик можно заменять одной приведенной массой, на которую действуют все возбуждающие моменты с соответствующими фазами сдвига.

Частота и форма одноузловых собственных колебаний приведенной пятимассовой системы двигателя очень близки к частоте и форме четырехузловых колебаний автомобиля, поэтому для упрощения расчета по определению частот крутильных колебаний системы можно рассматривать отдельно двигатель при включении сцепления. Однако такое упрощение становится недопустимым при исследовании вынужденных колебаний, так как сопротивления, вызываемые трансмиссией, в той или иной мере оказывают влияние на баланс энергии за цикл колебаний и на величину их амплитуд.

Резонансные числа оборотов коленчатого вала исследуемой силовой установки автомобиля «Волга» указаны в табл. 3.

Из этой таблицы видно, что колебания высоких частот в зоне рабочих скоростей автомобиля вызываются возбуждающими моментами высших порядков $m > 8$ с малыми амплитудами, а поэтому не имеют практического значения. Из этого следует, что при расчете крутильных систем на вибропрочность достаточно исследовать одноузловую, двухузловую, трехузловую и четырехузловую формы колебаний.

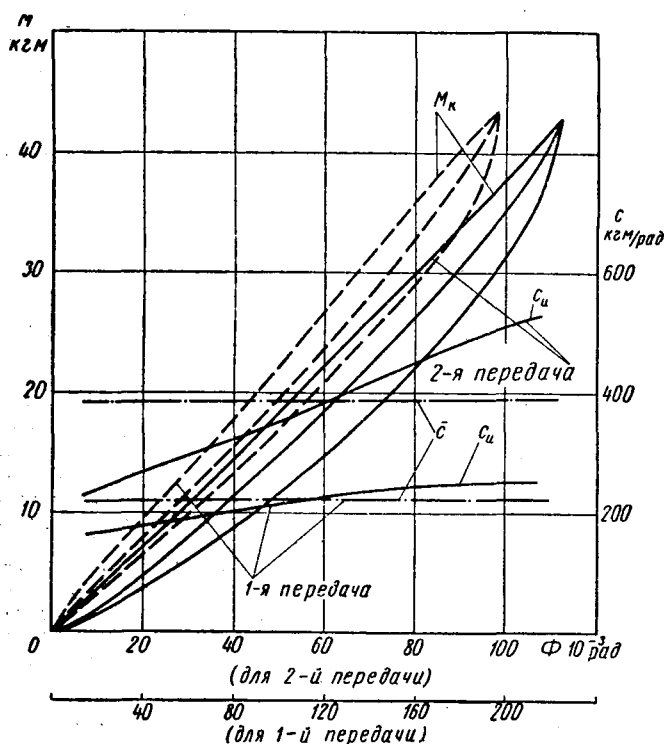


Рис. 2. Диаграмма кручения коробки передач на второй и третьей передачах.

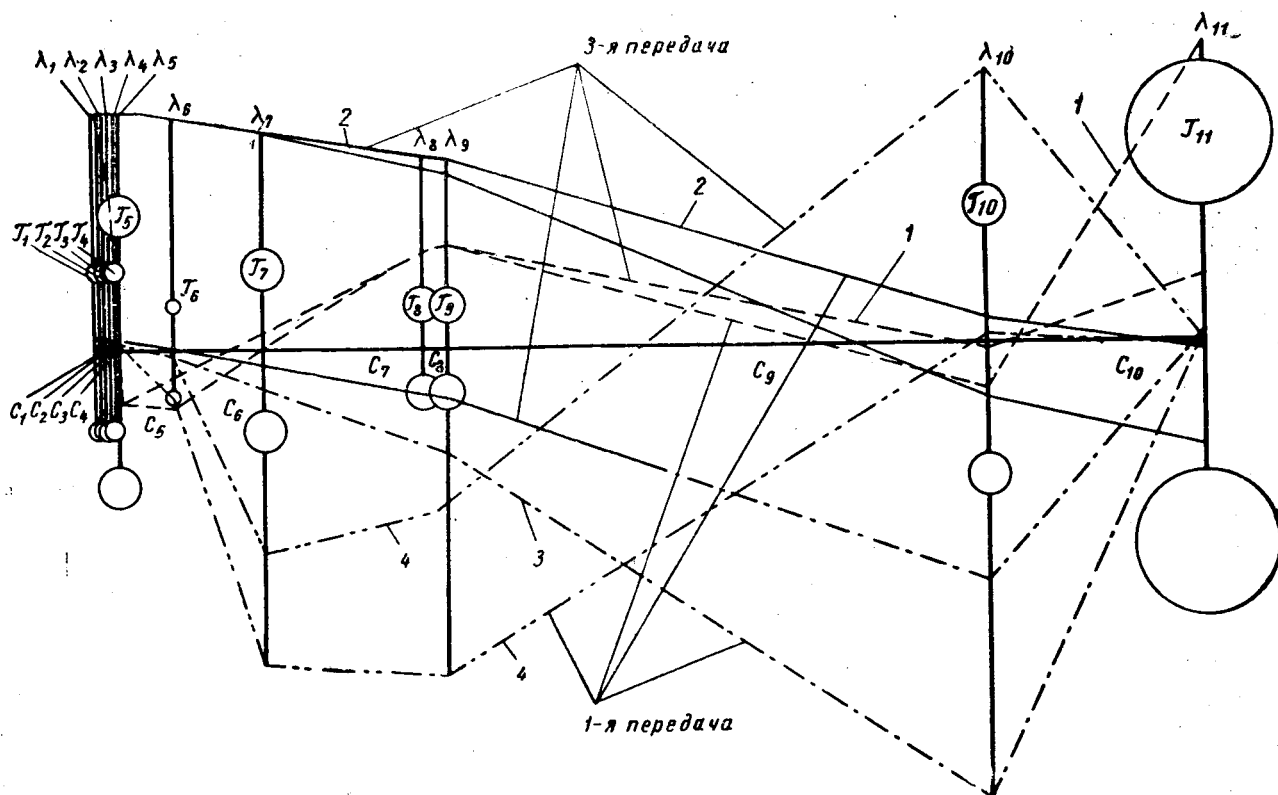


Рис. 4. Формы колебаний крутильной системы.

Таблица 3

Порядок гармоник	Первая передача				Вторая передача				Третья передача			
	Форма колебаний											
	Одноузловая	Двухузловая	Трехузловая	Четырехузловая	Одноузловая	Двухузловая	Трехузловая	Четырехузловая	Одноузловая	Двухузловая	Трехузловая	Четырехузловая
2	87,9	1017	3750	9609	136,2	1017	3309	9612	230,1	1203	3585	9621
4	—	508,5	1875	4504,5	—	508,5	1654,3	4506	115,05	601,5	1792,5	4510,5
6	—	339	1250	3203	—	339	1103	3204	—	401	1195	3207
8	—	—	937,5	2402,3	—	—	827,3	2403	—	—	896,3	2405,3
10	—	—	750	1921,8	—	—	661,8	1922,4	—	—	717	1924,2
12	—	—	625	1601,5	—	—	551,5	1607	—	—	597,5	1603,5

В силовой установке автомобиля «Волга» при работе на разных передачах резонансы главных гармоник устанавливаются при следующих числах оборотов вала двигателя: резонанс гармоники шестого порядка $m=6$ с четырехузловой формой колебаний на всех передачах при n , равном 3204, 3207 и 3203 об/мин; резонанс гармоники четвертого порядка $m=4$ с четырехузловой формой колебаний на всех передачах при n , равном 1875, 1654,5 и 1792 об/мин; резонанс гармоники второго порядка с двухузловой формой колебаний при n , равном 1017, 1017 и 1203 об/мин.

Действительные амплитуды резонансных колебаний системы и напряжения, возникающие в участках вала, зависят от амплитуд возбуждающих моментов, от величины диссипативных сил и многих других факторов. Отсюда следует, что для изучения степени опасности тех или иных резонансных режимов работы автомобиля необходимо знать действительные амплитуды колебаний.

Испытаниями установлено, что самая большая амплитуда первой моторной массы (переднего конца коленчатого вала) при сильном резонансе (второго порядка при полной нагрузке) не превышает нескольких сотых радиана, например на третьей передаче $\lambda_1=0.0384$ рад. Измеряя напряжение в полуси, автор определил, что прибавка напряжения в полуси

от действия крутильных колебаний в установившемся режиме работы автомобиля не больше 10% среднего. Это объясняется тем, что в силовой передаче автомобиля ГАЗ-21В существуют разные виды сил, гасящих крутильные колебания. Отсюда следует, что в отношении крутильных колебаний конструкцию автомобиля ГАЗ-21В можно считать надежной.

Для уточнения теоретического способа определения действительных амплитуд крутильных колебаний приведенной системы проведены испытания на стенде исследуемой силовой установки и теоретические результаты сопоставлены с экспериментальными (см. табл. 4).

Таблица 4

Передача	Форма колебаний	Порядок гармоник	Резонансные числа оборотов коленчатого вала в минуту	
			Расчетное	Экспериментальное
Третья	Двухузловая	2	1203	1250
"	Трехузловая	4	1792	1710
"	Четырехузловая	10	1924	2000
Вторая	Двухузловая	2	1017	1150
"	Трехузловая	4	1654	1630
"	Четырехузловая	10	1922	2080
"	Трехузловая	8	2403	2740
"	Четырехузловая	6	3309	2990
"	Четырехузловая	6	3204	3190

ЛИТЕРАТУРА

1. Ф. Ф. Симак, Исследование крутильных систем. Сборник МВТУ № 83, «Двигатели внутреннего сгорания», Машгиз, 1958.
2. С. П. Тимошенко, Колебания в инженерном деле, Машгиз, 1959.

О некоторых особенностях проектирования комплексных гидротрансформаторов

Канд. техн. наук С. М. ТРУСОВ

НАМИ

В ПОСЛЕДНЕЕ время в ИАМИ проводились исследовательские и экспериментально-конструкторские работы по созданию одноступенчатого, четырехколесного гидротрансформатора для гидромеханической трансмиссии городского автобуса средней вместимости ЛАЗ-695 Львовского автобусного завода.

Исследовалось также влияние некоторых геометрических параметров рабочих колес на преобразующие и нагружающие свойства гидротрансформатора.

В силовой передаче автомобиля гидротрансформатор работает в широком диапазоне скоростей. Поэтому одной из задач при проектировании гидротрансформатора является достижение высокого к.п.д. не только в одной точке, соответствующей расчетному режиму, а в широком диапазоне передаточных отношений.

Расширение зоны с высоким к.п.д. представляет большие трудности, так как снижение потерь на одном режиме приводит к их увеличению на другом. Это обстоятельство связано, в частности, с тем, что одно из условий получения высокого к.п.д. на расчетном режиме заключается в реализации на этом режиме безударного входа потока жидкости во все рабочие колеса. Однако при выполнении этого условия существенно увеличиваются углы атаки на других режимах, что приводит к снижению к.п.д. на этих режимах. В связи с этим проектирование автомобильного гидротрансформатора является сложной задачей и требует компромиссных решений.

Рациональный выбор углов атаки на расчетном режиме еще мало исследован.

Под расчетным понимается режим, соответствующий максимальному к.п.д. (передаточное отношение, соответствующее этому режиму обозначается i^* , а к.п.д. — η^*).

Ранее [1] был рассмотрен частный случай проектирования гидротрансформатора, когда соблюдается условие совпадения экстремумов, т. е. режим безударного входа потока жидкости во все рабочие колеса соответствует режиму минимального расхода.

Условие совпадения экстремумов следующее:

$$i_3 = i_6,$$

где i_3 — передаточное отношение, соответствующее минимальному расходу;

i_6 — передаточное отношение, соответствующее безударному входу во все рабочие колеса.

В случае выполнения данного условия можно реализовать на расчетном режиме максимально возможный к.п.д., так как потери на этом режиме будут минимальными [1].

Указанный подход к проектированию гидротрансформатора может быть использован в тех случаях, когда на расчетном режиме желательно иметь максимально возможный к.п.д.

В случае выполнения условия $i_3 = i_6$ применительно к комплексному гидротрансформатору¹ последний обращается в гидромфуту, так как режим минимального расхода в комплексном гидротрансформаторе соответствует $i = 0,99 \div 1,00$ [2]. Поэтому в комплексных гидротрансформаторах режим безударного входа выбирается таким образом, чтобы i_6 было меньше i_3 . Благодаря этому при некотором уменьшении максимального значения к.п.д. достигается расширение зоны с высоким к.п.д. и увеличение k_0 , что весьма важно для автомобильного гидротрансформатора, работающего в широком диапазоне скоростей.

В связи с этим передаточное отношение i^* , где к.п.д. достигает максимального значения, не соответствует передаточным отношениям i_3 и i_6 , а располагается между ними. В выполненных конструкциях безударный вход потока жидкости во все рабочие колеса в чистом виде отсутствует, так как с целью получения более пологого характера кривой к.п.д. стремятся распределить углы атаки таким образом, чтобы обеспечить безотрывное обтекание решеток профилей в широком диапазоне передаточных чисел.

С целью установления влияния углов атаки на величину потерь при различных режимах работы и выявления в связи с этим особенностей протекания характеристики гидротрансформатора были проведены исследования. Для этого была построена и испытана серия рабочих колес с различными значениями углов наклона лопаток на входе в рабочие колеса.

В результате обработки этих материалов получены зависимости, характеризующие изменение напоров, расхода и углов атаки в зависимости от передаточного отношения.

В табл. 1 приводятся параметры гидротрансформаторов ЛГ, основой для проектирования которых послужили ранее выполненные работы [2], [3].

Таблица 1

Параметры	Гидротрансформаторы		
	ЛГ-1	ЛГ-2	ЛГ-3
Коэффициент трансформации k_0	2,8(3,1)	3,1(3,4)	3,3(3,6)
Максимальный к. п. д. η^*	0,88	0,87	0,85
Передаточное отношение i^*	0,77	0,77	0,77
Коэффициент прозрачности Π	1,53	1,48	1,41
Коэффициент первичного момента $\lambda_{10} \cdot 10^6 \text{ мин}^2/\text{м} \cdot \text{об}^2$ (при $i=0$)	2,95	2,85	2,70
Передаточное отношение i_m , соответствующее переходу на гидромфуту	0,86	0,85	0,84
Насосное колесо			
Радиус входа r_{11} в м	0,091	0,091	0,091
Угол входа β_{11} в град. и мин.	117,30	117,30	109
Радиус выхода r_{12} в м	0,161	0,161	0,161
Угол выхода β_{12} в град. и мин.	122,30	122,30	122,30
Площадь F_{12} в м ²	0,0176	0,0176	0,0176
Число лопаток z_1	27	27	27
Турбинное колесо			
Радиус входа r_{21} в м	0,161	0,161	0,161
Угол входа β_{21} в град. и мин.	41,30	41,30	41,30
Радиус выхода r_{22} в м	0,091	0,091	0,091
Угол выхода β_{22} в град.	153	153	153
Число лопаток z_2	26	26	26
Первый реактор			
Радиус входа r_{31} в м	0,090	0,090	0,090
Угол входа β_{31} в град.	129	140	140
Радиус выхода r_{32} в м	0,080	0,080	0,080
Угол выхода β_{32} в град.	97	90	90
Число лопаток z_3	21	21	21
Второй реактор			
Радиус входа r_{41} в м	0,080	0,80	0,80
Угол входа β_{41} в град.	80	80	80
Радиус выхода r_{42} в м	0,090	0,090	0,090
Угол выхода β_{42} в град.	33	33	33
Число лопаток z_4	19	19	19
Примечания: 1. Угол β наклона лопатки измеряется между направлениями переносной и относительной скоростей. 2. Значения γ и β соответствуют средней струйке. Цифры в скобках даны для ЛГ-1А, ЛГ-2А, ЛГ-3А.			

Общий вид гидротрансформатора показан на рис. 1.

Безразмерные характеристики гидротрансформаторов ЛГ-1, ЛГ-3 представлены соответственно на рис. 2, данные по гидротрансформатору ЛГ-2 приведены в табл. 1. Эти характеристики были получены на малом испытательном стенде НАМИ при 1500 оборотах электродвигателя в минуту. На режиме гидро-

¹ Комплексный гидротрансформатор характеризуется симметричным расположением насосного и турбинного колес.

муфты обороты были несколько выше и составляли 1600—1800 в минуту. В качестве рабочей жидкости использовалось веретенное масло 2. Температура рабочей жидкости в процессе испытания на основных рабочих режимах составляла 85—90°, а давление подпитки — 2,5—3 кг/см².

Безразмерные характеристики (рис. 2) послужили основой для построения внутренних характеристик гидротрансформаторов, представляющих изменение напоров и расхода, а также углов атаки в зависимости от передаточного отношения.

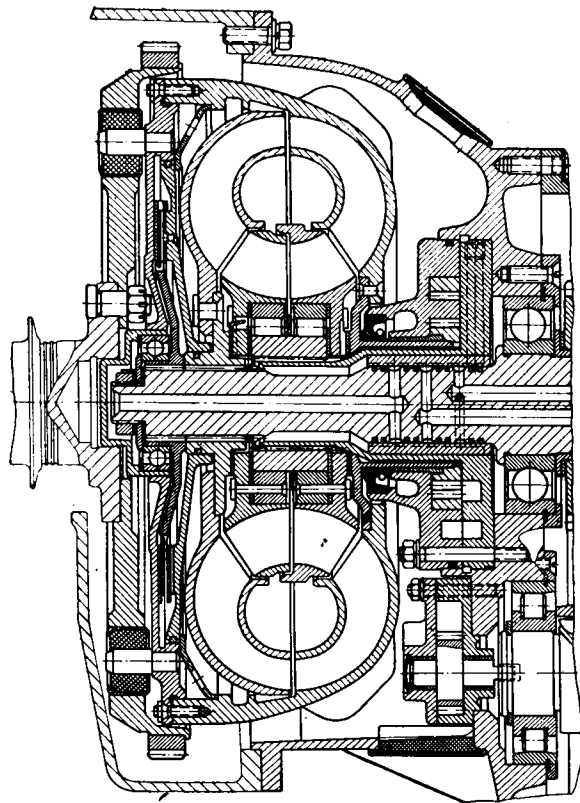


Рис. 1. Общий вид гидротрансформатора.

Для определения расхода и величины меридиональной скорости использовались материалы работы В. Н. Прокофьева [4]. Полученные уравнения для определения расхода представлены в несколько измененной форме в соответствии с принятыми в настоящей работе обозначениями. Приводимые ниже уравнения основываются на одномерной (струйной) теории, которая с соответствующими поправками на конечное число лопаток применяется для расчета центробежных насосов и гидравлических турбин малой и средней быстроходности. Учитывая, что в рабочих колесах комплексных гидротрансформаторов при тех же размерах число лопаток почти удваивается (по сравнению с насосами и гидравлическими турбинами), можно считать вполне допустимым использование одномерной теории с соответствующими поправками для определения осредненных величин расхода и напора в зависимости от передаточного отношения в гидротрансформаторе.

В качестве характерной меридиональной скорости примем меридиональную скорость на выходе из насосного колеса m_{12} . Значения c_m в любом сечении можно определить на основании уравнения неразрывности.

Величину расхода можно определить из уравнения

$$Q = c_{m12} F_{12}, \quad (1)$$

где F_{12} — площадь проходного сечения.

Для определения величины c_{m12} представим уравнение $k = \frac{|M_2|}{M_1}$ в развернутом виде

$$|M_2| = \frac{Q\gamma}{g} (c_{u12}r_{12} - c_{u22}r_{22}); \quad (2)$$

$$M_1 = \frac{Q\gamma}{g} (c_{u12}r_{12} - c_{u32}r_{32}). \quad (3)$$

Отсюда

$$k = \frac{c_{u12}r_{12} - c_{u22}r_{22}}{c_{u12}r_{12} - c_{u32}r_{32}}, \quad (4)$$

где c_{u12} — проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости на выходе из насосного колеса;
 c_{u22} — проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости на выходе из турбинного колеса;

c_{u32} — проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости на выходе из реактора.

При определении величины c_u необходимо учитывать поправку на конечное число лопаток. Вопрос об особенностях учета поправки на конечное число лопаток в радиально-осевых

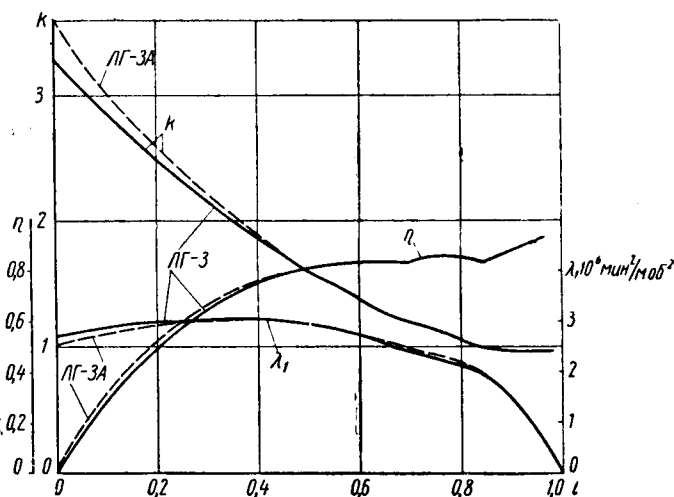
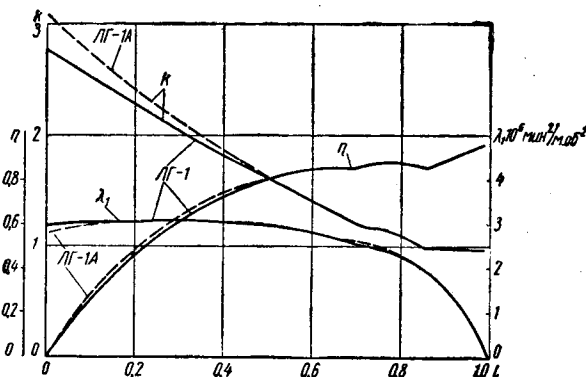


Рис. 2. Безразмерные характеристики гидротрансформаторов.

колесах гидротрансформатора в настоящее время изучен весьма мало. Поэтому на практике при расчете гидротрансформатора обычно пользуются формулами, известными из теории центробежных насосов и радиально-осевых турбин.

Используя известную формулу Стодола, найдем величину, учитывающую отклонение потока (рис. 3) на выходе из насосного колеса¹,

$$\Delta c_{u12} = \frac{a_1 \omega_1}{2} = \frac{\omega_1}{2} \frac{2\pi r_{12}}{z_1} \sin(180 - \beta_{12}) = \frac{\pi u_{12} \sin \beta_{12}}{z_1}, \quad (5)$$

где z_1 — число лопаток в насосном колесе;

u_{12} — окружная скорость на выходе из насосного колеса.

При использовании этой формулы необходимо учитывать, что она была получена применительно к радиальным колесам.

¹ При использовании других способов для учета поправки на конечное число лопаток отличие в характере изменения расхода $c_{m12} = f(i)$ незначительно.

В радиально-осевых колесах действие осевого вихря проявляется в меньшей степени, поэтому в формулу целесообразно ввести поправочный коэффициент b_1 , учитывающий это обстоятельство.

В этом случае формула для определения указанной величины примет вид

$$\Delta c_{u12} = \frac{b_1 \pi u_{12} \sin \beta_{12}}{z_1} \quad (6)$$

Произведенные расчеты позволили заключить, что значение поправочного коэффициента b_1 следует принимать равным $0,6 \div 0,8$, что обеспечивает вполне удовлетворительную сходимость, так как величины расхода, полученные на основании зависимостей $k=f(i)$ и $\lambda_1=f(i)$, полностью совпали.

Величина c_{u22} на выходе из турбинного колеса равна

$$\Delta c_{u22} = \frac{b_2 \pi u_{22} \sin \beta_{22}}{z_2} \quad (7)$$

где z_2 — число лопаток в турбинном колесе;

u_{22} — окружная скорость на выходе из турбинного колеса.

Проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости с учетом поправки на конечное число лопаток определяются из уравнений

$$c_{u12} = u_{12} + c_{m12} \operatorname{ctg} \beta_{12} - \Delta c_{u12} = u_{12} + c_{m12} \operatorname{ctg} \beta_{12} - \frac{b_1 \pi u_{12} \sin \beta_{12}}{z_1} \quad (8)$$

$$c_{u22} = u_{22} + c_{m22} \operatorname{ctg} \beta_{22} + \Delta c_{u22} = u_{22} + c_{m22} \operatorname{ctg} \beta_{22} + \frac{b_2 \pi u_{22} \sin \beta_{22}}{z_2} \quad (9)$$

Следует отметить, что величины Δc_{u22} для выполненных комплексных гидротрансформаторов очень мала, вследствие чего при расчетах ею можно пренебречь без ощутимой погрешности.

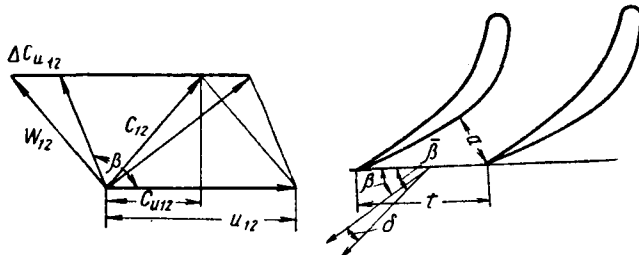


Рис. 3. Отклонение потока на выходе из насосного колеса.

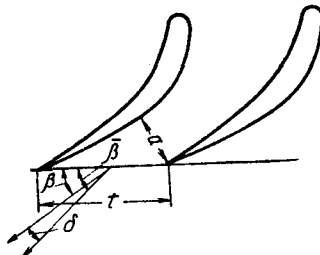


Рис. 4. Отклонение потока на выходе из реактора.

Угол выхода потока из неподвижного второго реактора находим на основании формулы, известной из теории лопаточных машин. Угол выхода потока обозначим β''_{32} в отличие от угла наклона лопатки β'_{32}

$$\sin \beta''_{32} = \frac{a}{t} \quad (10)$$

где t — шаг решетки;

a — ширина узкого сечения (рис. 4).

Для выполненных конструкций комплексных гидротрансформаторов угол отставания, вычисленный с учетом формулы (10), составляет обычно $2-6^\circ$.

Подставляя значения c_u в уравнение (4) и решая его относительно c_{m12} , получим

$$c_{m12} = \frac{u_{12} r_{12} (k-1) + \frac{r_{12} u_{12} b_1 \pi \sin \beta_{12}}{z_1} (1-k) + u_{22} r_{22} + \frac{b_2 u_{22} r_{22} \pi \sin \beta_{22}}{z_2}}{r_{12} \operatorname{ctg} \beta_{12} (1-k) - x_{22} \operatorname{ctg} \beta_{22} r_{22} + k r_{32}'' x_{32}'' \operatorname{ctg} \beta_{32}''} \quad (11)$$

$$\text{где } x_{32}'' = \frac{c_{m32}''}{c_{m12}} = \frac{F_{12}}{F_{32}}; \quad x_{22} = \frac{c_{m22}}{c_{m12}} = \frac{F_{12}}{F_{22}}$$

(F — площадь проходного сечения для соответствующих колес).

Отметим, что в некоторых случаях целесообразно знать величину безразмерной меридиональной скорости $\bar{c}_m = \frac{c_{m12}}{u_{12}}$.

Используя экспериментальные зависимости $k=f(i)$ и зная геометрические параметры рабочих колес, а также учитывая дисковые и механические потери, можно на основании приведенных выше уравнений определить c_{m12} , Q и $\bar{c}_m$.

Эти зависимости для гидротрансформаторов ЛГ-1, ЛГ-2, ЛГ-3 приведены на рис. 5 при $n_1=1500$ об/мин; на том же гра-

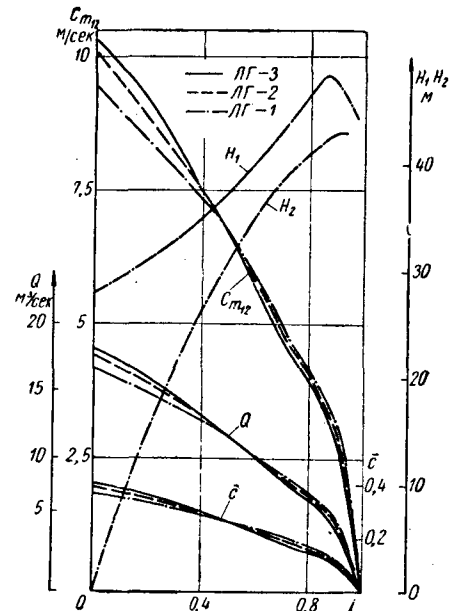


Рис. 5. Изменение расхода и напоров в зависимости от передаточного отношения.

фике для гидротрансформатора ЛГ-1 на основании зависимости $c_{m12} = f(i)$ построены также зависимости $H_1=f(i)$ и $H_2=f(i)$ при $n_1=1500$ об/мин¹.

Далее на основе зависимости $c_m = f(i)$ были построены скоростные треугольники и определены углы атаки при входе в

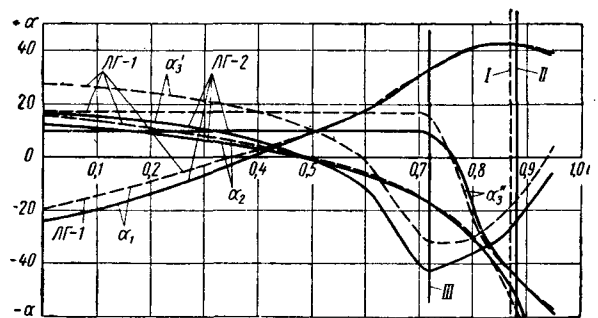


Рис. 6. Изменение углов атаки для гидротрансформаторов ЛГ-1 и ЛГ-2:

I — отклонение второго реактора для ЛГ-2; II — отклонение второго реактора для ЛГ-1; III — отклонение первого реактора для ЛГ-1 и ЛГ-2.

рабочие колеса для различных значений передаточного отношения. Зависимости, характеризующие углы атаки для гидротрансформаторов ЛГ-1 и ЛГ-2, приведены на рис. 6.

Сравнение характеристик гидротрансформаторов ЛГ-1 и ЛГ-2, отличающихся геометрическими параметрами первого реактора, показывает, что величина расхода при $n_1=1500$ об/мин и $i=0$ для гидротрансформаторов ЛГ-1 равна $Q=0,164$ м³/сек

¹ Зависимость $c_{m12} = f(i)$ на режиме гидромукты определялась на основании зависимости $\lambda_1 = f(i)$.

($c_{m12} = 9,42$ м/сек, $\bar{c}_m = 0,372$), а для гидротрансформатора ЛГ-2 $Q = 0,177$ м³/сек.

Увеличение расхода при $i=0$ в гидротрансформаторе ЛГ-2 по сравнению с ЛГ-1 было достигнуто благодаря уменьшению углов атаки при входе в первый и второй реакторы на этом режиме. На рис. 6 видно, что для гидротрансформатора ЛГ-1 при $i=0$ угол атаки при входе в первый реактор $\alpha'_3 = 27^\circ$, при входе во второй реактор угол атаки $\alpha''_3 = 16^\circ$.

Для гидротрансформатора ЛГ-2 при $i=0$ углы атаки соответственно равны $\alpha'_3 = 16^\circ$; $\alpha''_3 = 10^\circ$. Уменьшение углов атаки при входе в первый и второй реакторы обеспечило увеличение расхода при $i=0$, что привело к некоторому изменению углов атаки при входе в насосное и турбинное колеса для гидротрансформатора ЛГ-2 по сравнению с ЛГ-1.

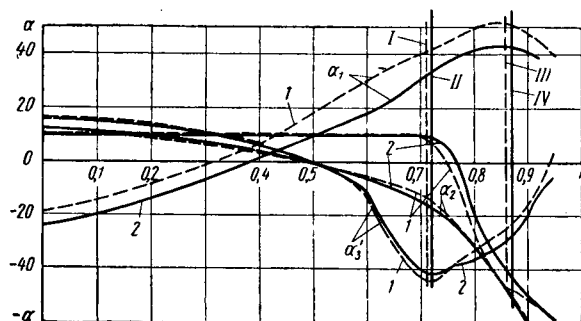


Рис. 7. Изменение углов атаки:

I — для гидротрансформатора ЛГ-3; II — для гидротрансформатора ЛГ-2; III — отключение первого реактора для ЛГ-3; IV — отключение первого реактора для ЛГ-2; III — отключение второго реактора для ЛГ-3; IV — отключение второго реактора для ЛГ-2.

Увеличение расхода при $i=0$ в гидротрансформаторе ЛГ-2 по сравнению с ЛГ-1 позволило увеличить коэффициент трансформации k_0 (для ЛГ-1 $k_0 = 2,8$, для ЛГ-2 $k_0 = 3,1$).

Изменение расхода и углов атаки для гидротрансформаторов ЛГ-1 и ЛГ-2 в зависимости от передаточного отношения показано на рис. 5 и 6. Режим максимального к.п.д. в обоих гидротрансформаторах соответствует $i^* = 0,76 \div 0,78$. Максимальное значение к.п.д. для гидротрансформатора ЛГ-1 равно $\eta^* = 0,88$, для ЛГ-2 $\eta^* = 0,87$. Снижение максимального к.п.д. для гидротрансформатора ЛГ-2 по сравнению с ЛГ-1 объясняется увеличением угла атаки при входе во вращающийся первый реактор. Для гидротрансформатора ЛГ-1 при $i^* = 0,77$ угол атаки равен $\alpha'_3 = 32^\circ$, для ЛГ-2 $\alpha'_3 = 39^\circ$.

Углы атаки при входе в другие колеса на этом режиме практически совпадают и равны $\alpha_1 = 39^\circ$, $\alpha_2 = 27^\circ$, $\alpha''_3 \approx 6^\circ$.

Углы атаки на режиме гидромукты для обоих гидротрансформаторов весьма велики, однако потери напора на этом режиме сравнительно малы. Это объясняется тем, что относительные скорости потока на режиме гидромукты сравнительно невелики. Использование приближенной формулы для определения потерь на удар подтверждает данное обстоятельство.

На рис. 7. показано изменение углов атаки в зависимости от передаточного отношения для гидротрансформаторов ЛГ-2 и ЛГ-3. Увеличение расхода в гидротрансформаторе ЛГ-3 ($Q = 0,181$ м³/сек) по сравнению с гидротрансформатором ЛГ-2 ($Q = 0,177$ м³/сек) при $i=0$ достигнуто благодаря уменьшению угла атаки при входе в насосное колесо. В гидротрансформаторе ЛГ-2 угол атаки на этом режиме равен $\alpha_1 = -19^\circ$, для ЛГ-3 $\alpha_1 = -19^\circ$.

Уменьшение углов атаки при $i=0$ в гидротрансформаторе ЛГ-3 позволило увеличить расход и k_0 по сравнению с ЛГ-2. Для гидротрансформатора ЛГ-3 $k_0 = 3,3$; для ЛГ-2 $k_0 = 3,10$. Изменение расхода и углов атаки с изменением передаточного отношения дано на рис. 5 и 7.

Режим максимального к.п.д. у обоих гидротрансформаторов соответствует передаточному отношению $i^* = 0,76 \div 0,78$. Максимальное значение к.п.д. для гидротрансформатора ЛГ-2 равно $\eta^* = 0,87$; для ЛГ-3 $\eta^* = 0,86$. Снижение величины η^* в гидротрансформаторе ЛГ-3 по сравнению с ЛГ-2 объясняется тем, что угол атаки при входе в насосное колесо несколько больше и составляет: для ЛГ-3 $\alpha_1 = 39^\circ$, для ЛГ-2 $\alpha_1 = 47^\circ$ при $i^* = 0,77$.

Приведенный фактический материал о характере изменения внутренних и внешних характеристик гидротрансформатора позволяет заключить, что профильные потери, зависящие от углов атаки, существенно влияют на свойства гидротрансформатора. Увеличение углов атаки на режиме, который соответствует максимальному к.п.д., приводит к увеличению k_0 , но одновременно сопровождается снижением η^* .

Зависимость $\eta^* = f(k_0)$, полученная экспериментально для рассмотренных гидротрансформаторов представлена на рис. 8.

Приведенные выше данные позволяют заключить, что с целью расширения зоны с высоким к.п.д. и увеличения k_0 допустимо задавать углы атаки на расчетном режиме (при $i=i^*$) в следующих пределах: $\alpha_1 = 38 \div 49^\circ$, $\alpha_2 = -(25 \div 28)^\circ$, $\alpha'_3 = -(30 \div 40)^\circ$, $\alpha''_3 = -(3 \div 10)^\circ$.

Большие значения углов атаки соответствуют $\eta^* = 0,86 \div 0,87$; меньшие — $\eta^* = 0,88 \div 0,89$. Дальнейшее увеличение углов атаки на расчетном режиме для рассмотренных образцов позволило бы повысить k_0 , однако сопровождалось бы снижением η^* .

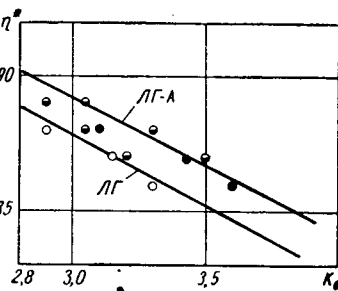


Рис. 8. Изменение η^* в зависимости от k_0 .

В автомобилестроении обычно используются комплексные гидротрансформаторы с $\eta^* = 0,86 \div 0,90$. Снижение к.п.д. ниже указанных значений, по-видимому, нецелесообразно, так как может сопровождаться существенным ухудшением топливной экономичности. Однако в некоторых случаях, когда важно иметь повышенное значение k_0 , допускают снижение максимального к.п.д. до $\eta^* = 0,84 \div 0,85$.

При проектировании гидротрансформаторов ЛГ-1, ЛГ-2, ЛГ-3 предполагалось, что эти гидротрансформаторы будут работать с новым двигателем ЗИЛ мощностью 150 л. с. Однако в связи с задержкой в получении такого двигателя гидротрансформатор ЛГ-1 был установлен на автобус ЛАЗ-695 со стандартным двигателем ЗИЛ-158-Л ($N_{\text{емax}} = 109$ л. с.).

В связи с этим обороты входа оказались значительно сниженными, что привело к ухудшению динамических качеств автобуса. Поэтому возникла необходимость в постройке нового гидротрансформатора, который по своим нагрузочным свойствам соответствовал бы двигателю мощностью 109 л. с. Эту задачу можно было бы решить путем уменьшения всех размеров гидротрансформатора на основании закона подобия. Однако такой путь представлялся нецелесообразным, так как был связан с изготовлением новых моделей для всех рабочих колес. В связи с этим было решено изменить нагрузочную характеристику гидротрансформатора (уменьшить его энергоемкость) путем изменения угла выхода из второго реактора. Угол выхода из реактора был уменьшен с $\beta''_{32} = 33^\circ$ до $\beta''_{32} = 27^\circ$.

Напорные характеристики насосных колес с учетом поправки на конечное число лопаток для этих случаев приведены на рис. 9. На этом же рисунке показана зависимость $M_1 = f(Q)$. Сопоставление кривых $M_1 = f(Q)$ для гидротрансформатора с углом выхода $\beta''_{32} = 27^\circ$ и углом выхода $\beta''_{32} = 33^\circ$ позволяет заключить, что уменьшение угла выхода из реактора приводит к существенному снижению энергоемкости гидротрансформаторов.

В табл. 2 приведены параметры гидротрансформаторов ЛГ-4, ЛГ-5, ЛГ-6, которые отличаются от гидротрансформаторов ЛГ-1, ЛГ-2, ЛГ-3 углом выхода из реактора.

Безразмерные характеристики гидротрансформатора ЛГ-4 сняты при тех же условиях, приведены на рис. 10.

Сравнение безразмерных нагрузочных характеристик и данных табл. 1 и 2 показывает, что величина коэффициента момента в гидротрансформаторах ЛГ-4, ЛГ-5, ЛГ-6 существенно уменьшилась по сравнению с гидротрансформаторами ЛГ-1, ЛГ-2, ЛГ-3. Так, например, величина коэффициента первичного момента при $i=0$ для ЛГ-1 равна $\lambda_1 = 2,95 \cdot 10^{-6}$ мин²/м·об², для ЛГ-4 $\lambda_1 = 2,55 \cdot 10^{-6}$ мин²/м·об², т. е. при изменении угла выхода из реактора с 33 до 27° величина λ_1 уменьшилась на 15%. Преобразующие свойства гидротрансформаторов $k=f(i)$ и $\eta=f(i)$ практически не изменились.

В гидротрансформаторах ЛГ-4, ЛГ-5, ЛГ-6 по сравнению с ЛГ-1, ЛГ-2, ЛГ-3 несколько увеличился к.п.д. (для ЛГ-4 $\eta^* = 0,89$).

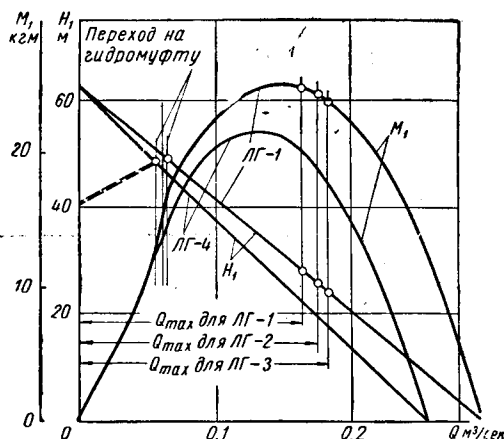


Рис. 9. Напорные характеристики насосных колес.

Приведенный материал позволяет заключить, что, увеличивая или уменьшая угол выхода из реактора, можно существенно менять и энергоёмкость гидротрансформатора при незначительном изменении его преобразующих свойств.

Таблица 2

Параметры	Гидротрансформаторы		
	ЛГ-4	ЛГ-5	ЛГ-6
Коэффициент трансформации k_0 . . .	2,8(3,05)	3,05(3,3)	3,2(3,5)
Максимальный к. п. д. η^* . . .	0,89	0,88	0,87
Передаточное отношение i^* . . .	0,78	0,78	0,78
Коэффициент прозрачности Π . . .	1,5	1,48	1,40
Коэффициент первичного момента λ_{10} $10^6 \text{ мм}^2/\text{м}^2 \cdot \text{с}^2$ (при $i=0$) . . .	2,55	2,45	2,40
Передаточное отношение i_m , соответствующее переходу на гидромумфу . . .	0,87	0,86	0,85
Насосное колесо			
Радиус входа r_{11} в м . . .	0,091	0,091	0,091
Угол входа β_{11} в град. и мин. . .	117,30	117,30	109
Радиус выхода r_{12} в м . . .	0,161	0,161	0,161
Угол выхода β_{12} в град. и мин. . .	122,30	122,30	122,30
Площадь F_{12} в м ² . . .	0,0176	0,0176	0,0176
Число лопаток z_1 . . .	27	27	27
Турбинное колесо			
Радиус входа r_{21} в м . . .	0,161	0,161	0,161
Угол входа β_{21} в град. и мин. . .	41,30	41,30	41,30
Радиус выхода r_{22} в м . . .	0,091	0,091	0,091
Угол выхода β_{22} в град. . .	153	153	153
Число лопаток z_2 . . .	26	26	26
Первый реактор			
Радиус входа r_{31} в м . . .	0,090	0,090	0,090
Угол входа β_{31} в град. . .	129	140	140
Радиус выхода r_{32} в м . . .	0,080	0,080	0,080
Угол выхода β_{32} в град. . .	97	90	90
Число лопаток z_3 . . .	21	21	21
Второй реактор			
Радиус входа r_{41} в м . . .	0,080	0,080	0,080
Угол входа β_{41} в град. . .	85	85	85
Радиус выхода r_{42} в м . . .	0,090	0,090	0,090
Угол выхода β_{42} в град. . .	27	27	27
Число лопаток z_4 . . .	19	19	19

Примечания: 1. Угол β наклона лопатки измеряется между направлениями переменной и относительной скоростей.
2. Значения r и β соответствуют средней струйке. Цифры в скобках даны для ЛГ-4А, ЛГ-5А, ЛГ-6А.

С целью улучшения показателей гидротрансформаторов ЛГ, были проведены некоторые дополнительные исследования, касающиеся особенностей работы турбинного колеса в комплексном гидротрансформаторе.

Как известно, для обеспечения эффективной работы на режиме гидромумфы в комплексных гидротрансформаторах турбинное и насосное колеса выполняются с относительно большим количеством лопаток. При использовании тонких штампованных лопаток, имеющих толщину $s=0,8$ мм, число лопаток в насосном и турбинном колесах $z=30 \div 35$. При литых рабочих колесах, имеющих большую толщину лопаток (1,0—2,0 мм), число лопаток обычно равно $z=22 \div 29$ (соответствует гидротрансформаторам с активным диаметром $D=300 \div 450$ мм). Приведенные данные показывают, что число лопаток в рабочих колесах комплексных гидротрансформаторов по сравнению с числом лопаток центробежных насосов и радиально-осевых турбин тех же размеров увеличивается почти вдвое.

Увеличение числа лопаток в насосном и турбинном колесах позволяет получить более равномерную структуру потока в каналах рабочих колес, что дает положительный эффект на режиме гидромумфы. Это обусловлено тем, что при работе на указанном режиме ввиду малых значений c_m и больших значений угловой скорости ω_2 турбинного колеса при определен-

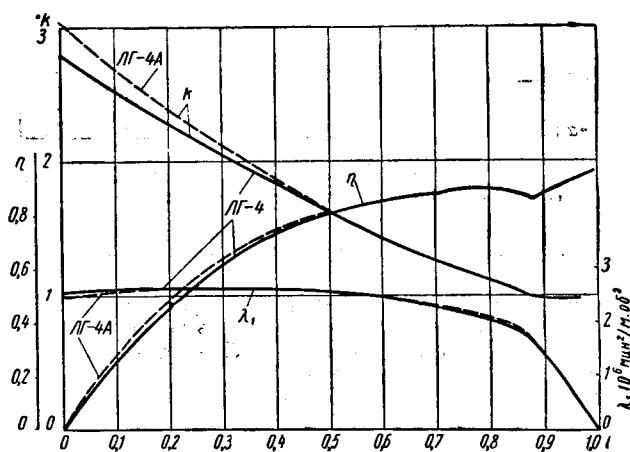


Рис. 10. Безразмерная характеристика гидротрансформаторов ЛГ-4, ЛГ-4А.

ных значениях $\frac{c_m}{\omega_2}$ могут возникать обратные токи, что приводит к увеличению потерь и уменьшению передаваемого момента.

Однако применение рабочих колес с относительно большим количеством лопаток может снижать k_0 и к.п.д. при малых значениях передаточного отношения. Это объясняется тем, что на данных режимах работы вследствие больших значений c_m и малых значений ω_2 структура потока поперек канала достаточно равномерна, в результате чего увеличение числа лопаток может приводить лишь к дополнительным потерям на трение.

Следует учитывать, что с увеличением числа лопаток существенно возрастает стеснение и относительные скорости на выходе из турбинного колеса.

В связи с этим представлялось целесообразным применить турбинное колесо с уменьшенным стеснением. Для внесения обоснованных изменений в конструкцию турбинного колеса были проведены теоретические исследования, позволившие уяснить некоторые особенности поля скоростей. В частности, было установлено, что значительная неравномерность поля скоростей обусловлена действием кориолисовых сил. Наибольшая неравномерность поля скоростей имеется в сечении 1—1 (рис. 11). Для гидротрансформаторов типа ЛГ возникновение обратных токов в этом сечении можно предполагать уже при $i=0,82 \div 0,84$.

В сечении 2—2 поле скоростей на этом режиме (при $i=0,82 \div 0,84$) практически равномерно (рис. 11). Учитывая это обстоятельство, было решено уменьшить стеснение на выходе

из турбинного колеса путем укорачивания лопаток через одну (по внутреннему тору на 12 мм, по наружному тору на 22 мм).

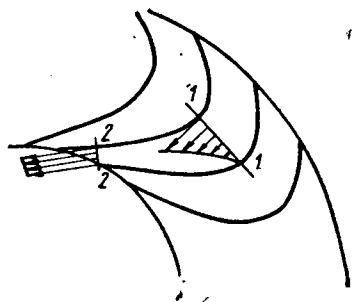


Рис. 11. Схема турбинного колеса.

Общий вид турбинных колес, исходного и с уменьшенным стеснением, показана также на рис. 12.

Результаты испытаний гидротрансформаторов, в которых использовалось турбинное колесо с уменьшенным стеснением, приведены на рис. 2 и 10 (пунктирные линии), а также в табл. 1 и 2. Этим гидротрансформаторам были даны индексы ЛГ-1А, ЛГ-2А и т. д.

Данные, проведенные на рис. 2 и 10, показывают, что уменьшение стеснения

позволило существенно увеличить k_0 и к.п.д. при $i=0 \div 0,35$ без снижения показателей на других режимах.

Увеличение k_0 для рассмотренных гидротрансформаторов сопровождалось некоторым увеличением зоны с обратной про-

да при $i=0$ и иллюстрируется зависимостями, приведенными на рис. 9. Таким образом, уменьшение стеснения привело к уменьшению относительных скоростей на выходе из турбинного колеса и увеличению расхода.

Укорочение лопаток также могло привести к незначительному изменению угла выхода β_{22} , что способствовало уменьшению угла атаки при $i=0$ на входе в первый реактор.

Указанный способ уменьшения стеснения целесообразно применять, как показывает опыт, при достаточно большом количестве лопаток в турбинном колесе. Длина, на которую следует уменьшать лопатку, может быть уточнена в процессе доводочных испытаний в каждом конкретном случае.

С целью получения удовлетворительных тяговых качеств при использовании на автобусе ЛАЗ гидромеханической трансмиссии решено использовать гидротрансформатор с $k_0=3,5 \div 3,6$ и $\eta^*=0,86 \div 0,87$, который будет работать в сочетании с двухступенчатым механическим редуктором.

Выводы

1. Приведенный фактический материал о влиянии углов атаки на протекание характеристик гидротрансформатора может быть использован во время доводочных работ, а также для обоснованного выбора углов наклона лопаток при входе в рабочие колеса в случае проектирования новых образцов гидротрансформаторов данного типа.

2. Данные, приведенные на рис. 2 и 10, позволяют заключить, что путем изменения угла выхода из второго реактора можно существенно изменять энергоемкость гидротрансформатора и, следовательно, режимы совместной работы двигателя с гидротрансформатором при сравнительно незначительных конструктивных изменениях.

3. Уменьшение стеснения на выходе из турбинного колеса указанным способом позволяет улучшить преобразующие свойства гидротрансформатора данного типа на режиме трогания (при $i=0$) и при малых значениях $i=0 \div 0,35$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лapidус В. И., Петров В. А., Гидравлические трансмиссии автомобилей, Машгиз, 1957.
2. Трусов С. М., «Автомобильная промышленность» № 6, 1959.
3. Трусов С. М., «Автомобильная промышленность» № 7, 1957.
4. Прокофьев В. Н., Определение расхода в круге циркуляции гидродинамических трансформаторов, труды НАМИ, вып. 52, Машгиз, 1948.

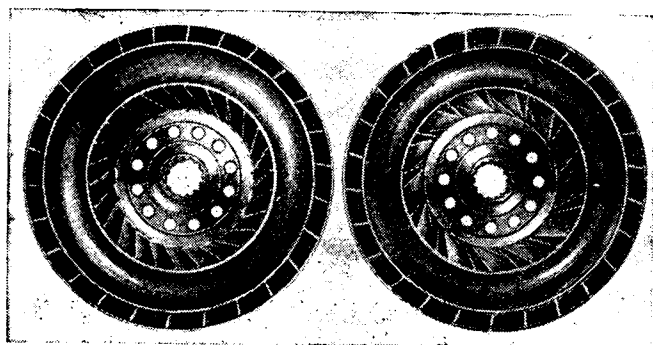


Рис. 12. Турбинные колеса гидротрансформатора.

рачностью и уменьшением коэффициента первичного момента λ_1 при $i=0$. Это обстоятельство связано с увеличением расхо-

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

НЕ ЗАБУДЬ СВОЕВРЕМЕННО ОФОРМИТЬ ПОДПИСКУ НА ЖУРНАЛ

„АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ“

на 1961 год

Подписка на журнал «Автомобильная промышленность» принимается без ограничения общественными распространителями печати по месту работы или учебы, а также в пунктах подписки «Союзпечать», почтамтах, конторах, отделениях связи.

РЕДАКЦИЯ ЖУРНАЛА.

Станок для притирки краииков воздушной и водяной систем автомобиля

В. А. ШАКУРИН

Ярославский моторный завод

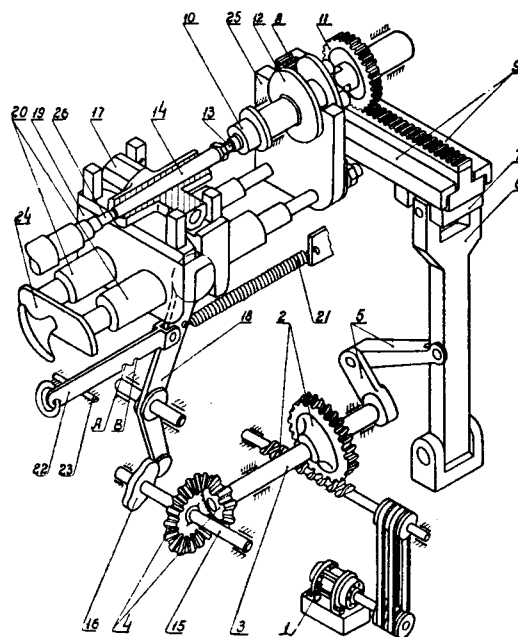
СЦЕЛЬЮ механизации трудоемкой ручной операции на Ярославском моторном заводе изготовлен и внедрен в производство станок для одновременной притирки четырех краииков трех наименований.

На рисунке показана кинематическая схема станка. От электродвигателя 1 и клиноременной передачи вращение передается на червячный редуктор 2, имеющий двухсторонний выходной вал 3, один конец которого приводит во вращение коническую пару 4, второй — кривошипный механизм 5. Кривошипный механизм, воздействуя на кулису 6 через сухарь 7, передает возвратно-поступательное движение рейке 8, движущейся в направляющих 9, заставляя вращаться свободно сидящую на шпинделе 10 шестерню 11, несущую на одной из торцов ступицы полумуфту. На шпинделе 10 сидит вторая полумуфта 12, имеющая возможность перемещаться вдоль оси шпинделя, и, сцепляясь полумуфтой шестерни 11, сообщать реверсивное движение шпинделю. В торце шпинделя вставлена оправка 13, оканчивающаяся резьбовым концом, на котором крепится притираемая конусная пробка 14.

Коническая пара 4 приводит во вращение вал 15 с закрепленными на нем кулачками 16 для периодического отвода корпуса 17 краника от притираемой пробки.

Кулачок 16, вращаясь, действует на рычаг 18, который вторым концом входит в паз «постели» 19, движущейся по направляющим скалкам 20, и обеспечивает прерывистый контакт притираемых деталей. «Постель» 19 устроена таким образом, что корпус 17 притираемой детали свободно центрируется по конусной пробке 14, обеспечивая качественную притирку поверхностей. Необходимый натяг корпуса на пробку обеспечивает пружина 21. Для полного останова вращения шпинделя 10 необходимо оттянуть рычаг 18 за тягу 22, зацепив впадиной В за упор 23. Двигаясь по направляющим скалкам 20, «постель» 19 упирается своим торцом в планку 24, соединяющую тяги вилки 25 выключения муфты, и тем самым останавливает шпиндель. Впадина А на тяге 22 служит для рас-

цепления притираемых поверхностей и смазки пробки абразивным порошком без останова вращения шпинделя. В слу-



чае притирки центровых пробок на станке применяется задний центр 26.

Приспособление для притирки тормозной ленты

А. В. МЕТЕЛИЦА

Московский автозавод имени Лихачева

В ГИДРОПЕРЕДАЧЕ современных автомобилей применяются ленточные тормоза с металлокерамической рабочей поверхностью.

При изготовлении таких тормозов необходимо очень тщательно обработать поверхность металлокерамического слоя, что может быть достигнуто притиркой.

На Московском автомобильном заводе имени И. А. Лихачева внедрено в производство специальное приспособление для притирки тормозной ленты, которое обеспечивает получение качественной поверхности металлокерамического слоя.

Приспособление (см. рисунок) устанавливается на универсальном токарном станке. В шпинделе станка закреплена конусная оправка 1 с укрепленным на ней чугуниным притиром 2.

К направляющим суппорта станка прикрепляется сварной корпус 3 приспособления, к которому на стойке 4 прикреплен резервуар 5 для масла. По трубе 6 масло может подаваться во внутреннюю полость притира.

В нижней части корпуса имеется воронка 7, предназначенная для сбора отработанного масла. Внутри корпуса укреп-

лен упор 8, к которому штоком 9 пневматического цилиндра 10 поджимается тормозная лента, охватывающая притир 2.

Цилиндр работает от крана 11, укрепленного на его задней крышке. Воздух от сети к крану подается через редукционный клапан (на рисунке не показан).

Во избежание разбрызгивания масла с вращающегося притира, на верхней части корпуса имеется откидная крышка 12.

Для притирки тормозной ленты применяется масло турбинное.

Лента, подлежащая обработке, надевается на притир и поджимается штоком пневматического цилиндра 10 к упору. Затем опускается крышка 12, дается вращение шпинделю станка и обеспечивается подача масла во внутреннюю полость притира.

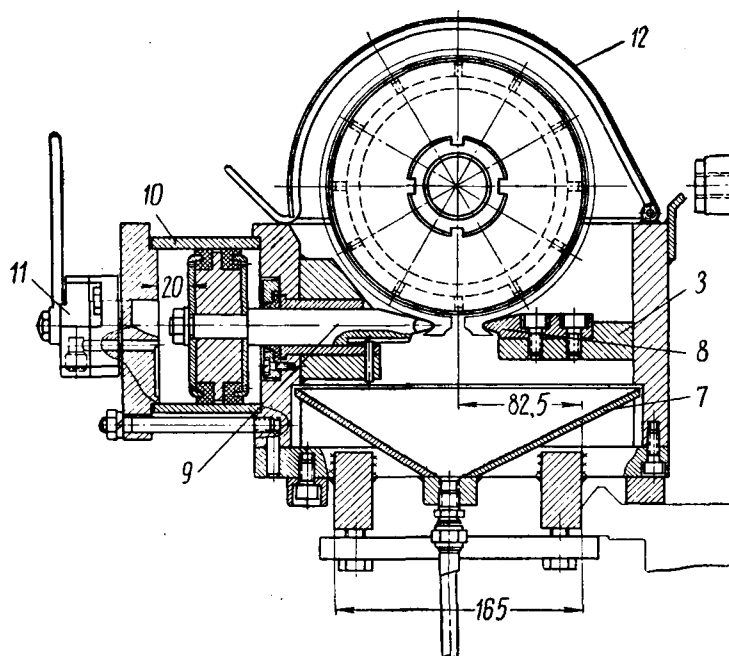
Из внутренней полости притира масло по радиальным сверлениям и канавкам, расположенным на периферии притира, поступает к металлокерамическому слою притираемой ленты.

В процессе притирки масло вместе с мельчайшими части-

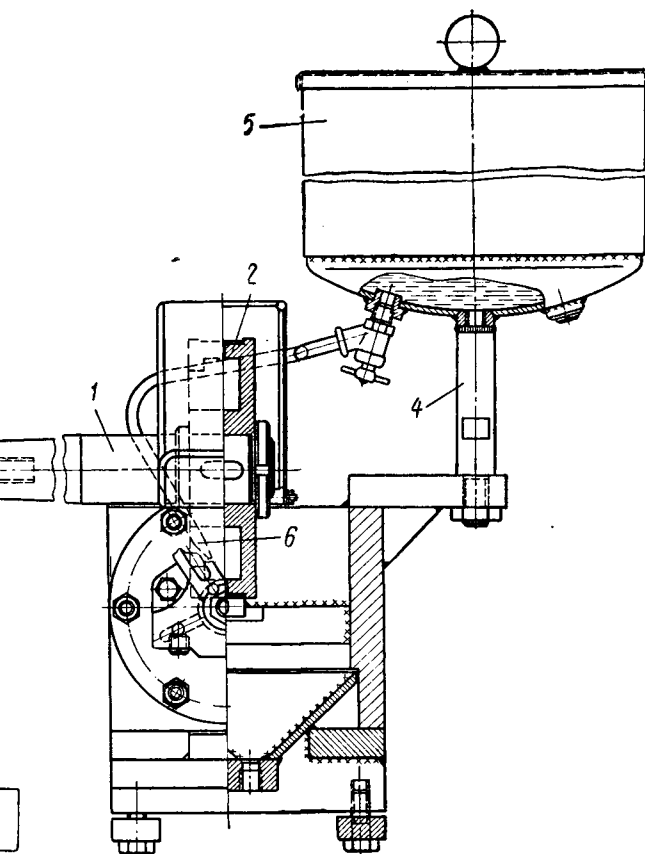
цами металлокерамики стекает в воронку 7 и удаляется по маслоотводящей трубке.

В начале притирки, когда снимается много мелких металлокерамических частиц, масло из трубки вытекает в виде мутной струи. Затем струя постепенно светлеет и становится совершенно чистой, это указывает на то, что процесс притирки, продолжавшийся 10 мин., закончен, при этом чистота поверхности достигает $\nabla 6$.

Притирку ленты производят в несколько приемов со ско-



ростью 6,4 м/мин, постепенно увеличивая усилие, с которым лента прижимается к притиру, доводя его до 100 кг.



Изменение усилия на штоке пневматического цилиндра обеспечивается редукционным клапаном и контролируется по манометру.

Автомат для сборки крестовин карданного вала

В. В. ХАПКИНА, П. О. ПИЛАЦКИЙ

Московский завод малолитражных автомобилей, НИИТАвтопром

ДО НАСТОЯЩЕГО времени сборка крестовин карданного вала производилась вручную при помощи молотка и оправки. Рабочий напрессовывал обоймы на все четыре цапфы крестовин, а затем в обойму впрессовывал пробковые салыники. Таким образом, сборка крестовин осуществлялась восемью ударами молотка. Конструкторами НИИТАвтопрома был спроектирован, а на Московском заводе малолитражных автомобилей изготовлен автомат для сборки крестовин (рис. 1).

При сборке крестовин на автомате работа сборщика сводится к загрузке через каждые 15 мин. кассеты, вмещающей 40 крестовин, и через такой же промежуток времени — двух вибрационных сункеров обоймами и пробковыми кольцами. Все остальные операции (подача деталей к рабочим позициям, напрессовка металлических обойм и пробковых колец, а также поворот крестовин) осуществляются автоматически.

Принцип действия автомата показан на рис. 2 и 3.

Суппорт 1 (рис. 2) перемещает крестовины с одной рабочей позиции на другую.

Он приводится в движение пневматическим цилиндром 2 и перемещается влево и вправо на шаг, равный 80 мм. При движении суппорта влево установочный винт 3 нажимает на рычаг 4, поворачивая отсекатель 5, и из кассеты 6 на поверхность суппорта падает одна крестовина, фиксируемая четырьмя штифтами.

Движением суппорта (под действием цилиндра 2) вправо эта крестовина переносится в первую рабочую позицию. Это же движение суппорта перемещает крестовину с уже напрессованными обоймами на вторую рабочую позицию, а готовую собранную крестовину подводит к двум крючкам 7, которые

захватывают ее и при обратном ходе суппорта влево сбрасывают в ящик.

Вслед за этим к цилиндру подъема 8 подается воздух и движением двух толкателей 9 обе детали на позициях I и II поднимаются и устанавливаются против пуансонов для запрессовки обойм и пробковых колец.

После запрессовки обойм на рабочей позиции I и пробковых колец на рабочей позиции II суппорт делает движение влево, заряжается новой крестовиной и цикл повторяется в указанной последовательности.

Обоймы и пробковые кольца запрессовываются в крестовину последовательно с поворотом ее на 90° после запрессовки каждой последующей обоймы или пробкового кольца. Механизм запрессовки обойм и пробковых колец изображен на рис. 3.

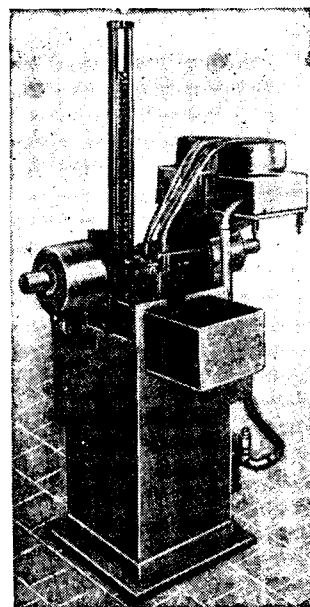


Рис. 1.

Процесс запрессовки и поворота крестовин следующий: цилиндр подпора 1 подводит к торцам обеих крестовин пуансоны 2, которые центрируют их подвижными центрами по центровым отверстиям в цапфах крестовин. После этого пневматический цилиндр 3 подводит к крестовинам одновременно

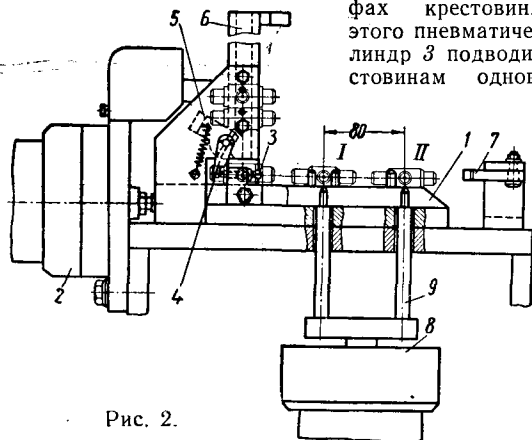


Рис. 2.

два пуансона 4 и 5. Пуансон 4 проходит через кассету 6, захватывает обойму, проталкивает ее через задерживающие пружинные собачки 7 и напрессовывает на цапфу крестовины. Таким же образом второй пуансон запрессовывает пробковые кольца на второй рабочей позиции.

Давление запрессовки воспринимается пуансонами 2 цилиндра подпора 1.

Движение запрессовки используется для поворота крестовин на рабочих позициях I и II. Во время запрессовки блок пуансонов 8 через тягу 9 отклоняет рычаг 10. Движение этого рычага передается откидной планке 11, которая проскальзывает через цапфы крестовин. При возвратном ходе блока эта план-

ка под действием пружины 12 поворачивает цапфу на 90° и устанавливает ее против пуансона запрессовки.

На второй рабочей позиции II механизм поворота работает так же, как на позиции I, но вращение происходит в обратном направлении.

Вибробункеры типа ВП-200, разработанные НИИТАвтопромом, состоят из чаш (см. рис. 1) и вибропривода.

В результате направленных колебаний, сообщаемых чашам вибробункеров, засыпанные в них детали (обоймы и пробковые кольца) движутся и попадают на наклонные спиральные

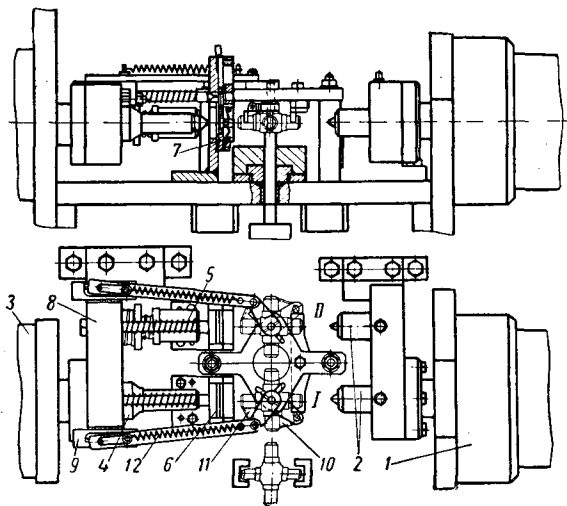


Рис. 3.

лотки внутри бункеров, поднимаются по этим лоткам, проходят через ориентиры и отсекатели, придающие деталям определенное положение, и пропускают их на выходные лотки последовательно по одной штуке друг за другом в строго ориентированном положении.

Устройство для снятия передних осей с подвесного конвейера

Д. В. КАЗМЕНКО
Горьковский автозавод

В ЦЕЛЯХ автоматизации трудоемких периодических работ для снятия с подвесных конвейеров балок передних осей автомобилей в темпе сборки сконструировано специальное устройство (см. рисунок).

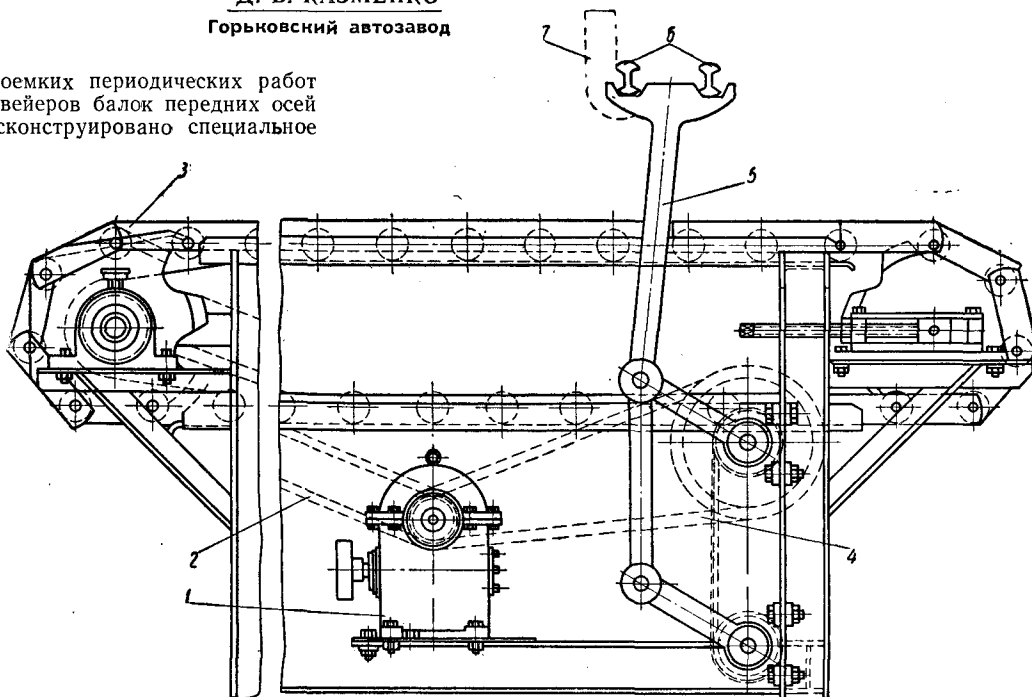
Редуктор 1 передает через цепную передачу 2 движение транспортеру 3 двухцепного гусеничного типа, а через цепную передачу 4 передает движение рычажным механическим рукам 5. Работа транспортера и механических рук заблокирована так, что транспортер 3 уносит балки 6, снятые с подвески 7 и уложенные на его цепь рычажными руками 5, освобождая место для следующей очередной пары балок 6.

Вертикальный рычаг руки 5 сидит шарнирно на нижнем и верхнем рычагах, совершающих вращательное движение. Вертикальный рычаг, подхватив балки 6 с подвески 7, поднимает их, одновременно отводит в сторону от трассы подвесного конвейера и опускает на транспортер.

При движении подвесного конвейера подвеска 7, несущая балки, своим включающим кулачком нажимает на рычажок конечного выключателя, монтированного на кронштейне подвесного конвейера, и включает электродвигатель редуктора 1.

При завершении цикла съема балок 6 с подвески 7 рычажные руки 5 нажимают на второй конечный выключатель, монтированный на их пути, и выключают электродвигатель.

В дальнейшем цикл повторяется.



ЧЕХОСЛОВАЦКАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕЕ ДАЛЬНЕЙШЕГО РАЗВИТИЯ

ЧЕХОСЛОВАЦКАЯ автомобильная промышленность существует более шестидесяти лет. Первый чешский автомобиль был построен в 1897 г. на вагонном заводе в г. Копршивны, а через год велосипедным заводом в г. Млада Болеслав был выпущен первый мотоцикл марки Лаурин и Клемент.

К концу тридцатых годов предприятия конкурирующих друг с другом фирм Прага, Татра, Шкода, Вальтер и др. создали значительное количество типов

Производство малолитражных и легковых автомобилей было сосредоточено на автомобильных заводах в г. Млада Болеслав.

Производство легковых автомобилей повышенного класса было оставлено, как дополнительная программа, при производстве тяжелых грузовых автомобилей на заводах Татра в г. Копршивны.

Грузовые автомобили марки Прага грузоподъемностью 3—5 т производятся заводом имени Кл. Готвальда в Праге.

Легковые автомобили выпускаются на заводе противопожарного оборудования в г. Высоке Мыто.

Запчасти для автомобилей, снятых с производства, изготавливает Государственный завод авточастей в Праге.

На ряде специализированных предприятий организовано производство автомобильных и мотоциклетных деталей и узлов.

Научная и исследовательская работа сосредоточена в Исследовательском ин-

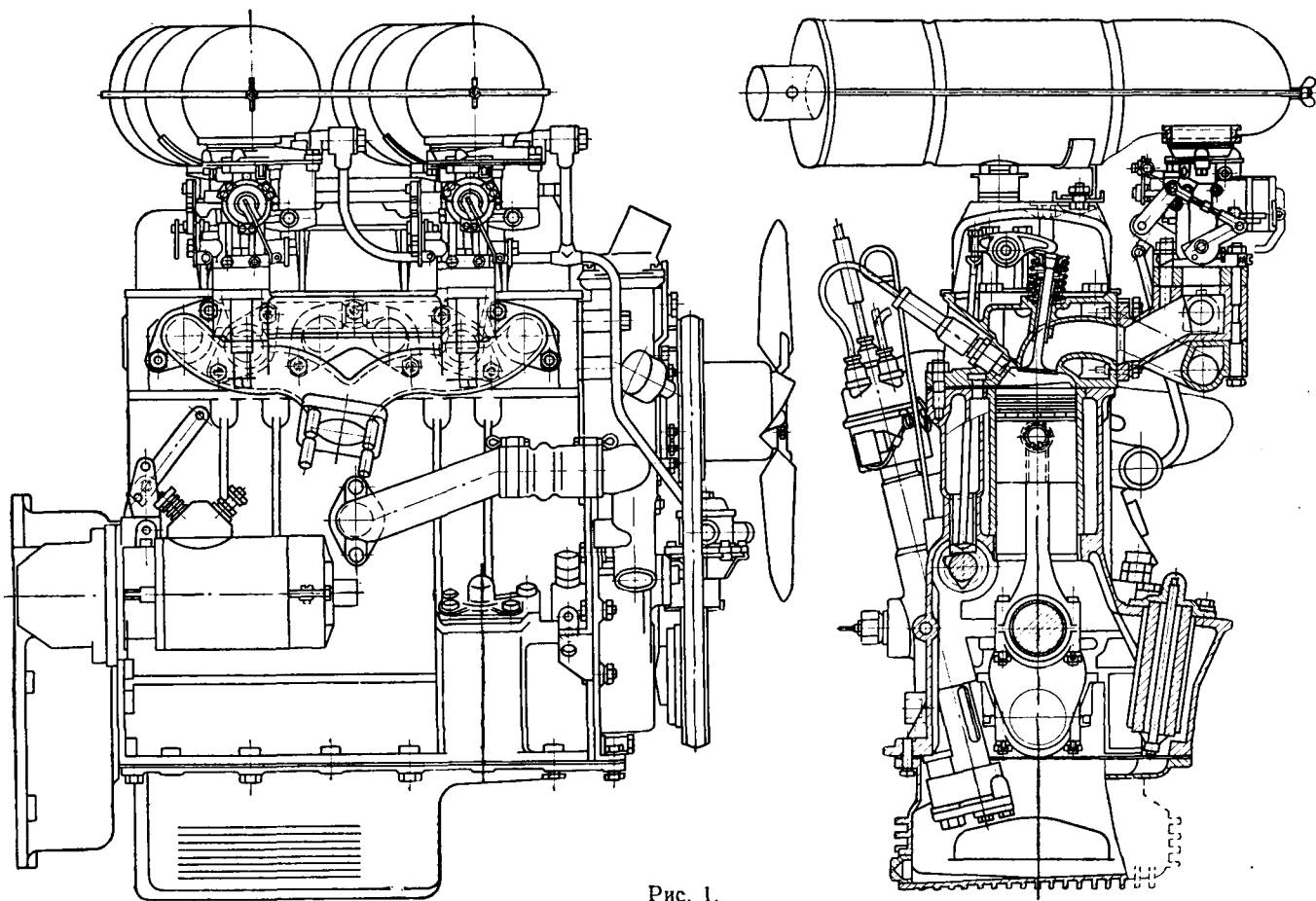


Рис. 1.

легковых и грузовых автомобилей, однако из-за сравнительно небольшого спроса не имели возможности наладить их рентабельного крупносерийного производства.

Национализация промышленных предприятий в Чехословакии в послевоенный период создала предпосылки для крупносерийного и массового выпуска автомобилей и специализации отдельных заводов.

Плановое распределение производства позволило постепенно заменять оборудование заводов, улучшать технологию и реорганизовать предприятия в целом.

Грузовые автомобили и автобусы грузоподъемностью 7 т строятся Либерецким автомобильным заводом в г. Рыновцы.

Кроме того, автобусы выпускаются также на заводе Кароса в г. Высоке Мыто.

Прицепы и навесные устройства для легковых и грузовых автомобилей и тракторов, цистерны и автомобили для очистки городов строятся Брандыским машиностроительным и литейным заводами в г. Бранды над Эльбой. Противопожарное оборудование, пожарные автомобили, коммунальные цистерны и по-

ституте автомобильной промышленности в Праге.

Такая целеустремленная организация производства способствовала его рационализации, повышению продуктивности и улучшению качества автомобилей.

Легковые автомобили. Легковые автомобили всегда отличались наличием ряда оригинальных конструктивных особенностей, таких, например, как центральная несущая труба, заменяющая лонжероны рамы, независимая подвеска задних колес с поперечной рессорой, воздушное охлаждение двигателя, расположение двигателя в задней части автомобиля и др.

Таблица 1

Параметры	Шкода-1201	Шкода „Октавия“	Шкода „Октавия-супер“	Шкода „Фелиция“	Татра-603
Число цилиндров	4	4	4	4	8
Охлаждение	Водяное	Водяное	Водяное	Водяное	Воздушное
Диаметр цилиндров в мм	72	63	72	68	75
Ход поршня в мм	75	75	75	75	72
Рабочий объем в см ³	1221	1089	1221	1089	2545
Мощность в л.с. при числе об/мин	45/4200	40/4200	45/4200	50/5500	100/5000
Крутящий момент в кгм					
при числе об/мин	8,6/2500	7/2800	8,6/2500	7,6/3500	16,5/3500
Число передач	4	4	4	4	4
Тип рессоры:					
передней	Листовые	Спиральные	Спиральные	Спиральные	Спиральные
задней	„	Листовые	Листовые	Листовые	Листовые
Полный вес в кг	1040	920	920	930	1470
Максимальная скорость в км/час	115	110	115	130	130
Расход топлива в л на 100 км	8,2	7,7	8	9	13
Шины	6,00—15	5,50—15	5,50—15	5,50—15	5,50—15

Многие из этих особенностей сохранены в легковом автомобиле повышенного класса Татра-603, имеющем V-образный восьмицилиндровый двигатель с воздушным охлаждением. Такое охлаждение инженеры заводов Татра впервые применили еще в 1925 г. для двухцилиндрового двигателя рабочим объемом 1,1 л. В последующие 35 лет они выпустили ряд других моделей автомобильных двигателей с воздушным охлаждением различной размерности.

Заводы Татра являются инициаторами широкого применения в автостроении автомобилей с задним расположением двигателя, начав их выпуск с 1934 г. (модели Татра-77, Татра-87, Татраплан, Татра-603 и др.).

Двигатель автомобиля Татра-603 (рис. 1) имеет рабочий объем 2,55 л и при 4800 об/мин развивает мощность 100 л. с. Небольшой вес этого двигателя (160 кг) позволил автомобилю Татра-603 иметь достаточно благоприятное распределение нагрузки по осям (53% на задних колесах и 47% на передних), практически мало отличающееся от существующего у легковых автомобилей с обычной компоновочной схемой.

Автомобиль Татра-603 обладает высокими динамическими качествами и развивает скорость до 160 км/час.

Малолитражные легковые автомобили Шкода модели «Октавия» и «Фелиция» (рис. 2) выполнены по обычной компоновочной схеме с передним расположением

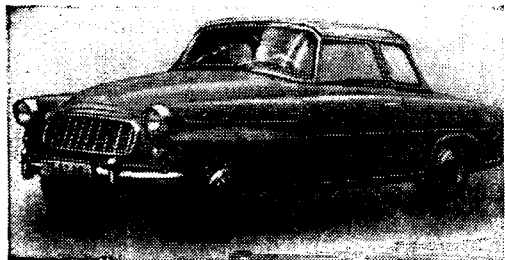


Рис. 2.

четырехцилиндрового двигателя, рабочим объемом 1,089 л, а также имеют центральную несущую трубку и независимую подвеску задних колес (рис. 3).

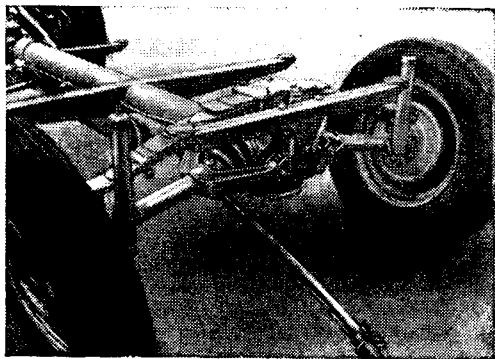


Рис. 3.

Двигатель имеет водяное охлаждение. Он способен развивать мощность до 40 л. с. при 4200 об/мин у модели «Октавия» и 50 л. с. при 5500 об/мин у мо-

дели «Фелиция». Повышение мощности у последней модели достигнуто за счет увеличения степени сжатия с 7,0 до 8,4, применения двух карбюраторов, увеличенного размера впускных клапанов и расширенных фаз газораспределения. Автомобиль «Фелиция» со спортивным кузовом развивает скорость до 130 км/час.

Выпускаются также модификации Шкода-1201 и «Октавия-супер», для которых применяется двигатель с увеличенным (за счет изменения диаметра цилиндров с 68 до 72 мм) рабочим объемом (до 1,221 л).

Для определения поведения автомобиля Шкода в условиях высоких скоростей построен специальный спортивный автомобиль Шкода-1,100 ОХС. Двигатель этого автомобиля имеет алюминиевую головку цилиндров с полусферическими камерами сгорания, два расположенных на головке цилиндров кулачковых вала, приводимых во вращение при помощи набора шестерен, и два горизонтальных карбюратора собственной конструкции. При степени сжатия 9,25 и 7500 об/мин двигатель развивает мощность 92 л. с., имеет при этом среднее эффективное давление 10,7 кг/см².

Автомобиль оборудован специально спроектированными коробкой перемены передач, рамой, передним и задним мо-

зова, изготовленного из фиброкласа, автомобиль весит всего лишь 550 кг.

В дальнейшем предполагается использовать для автомобилей Шкода безрамную конструкцию, уже применявшуюся ранее для автомобилей Татра-87, Татра-97 и Татра-603. В табл. 1 приведены основные параметры легковых автомобилей, изготавливаемых в настоящее время в Чехословакии.

Грузовые автомобили. Основной моделью грузовых автомобилей Прага является вездеход V3S с тремя ведущими осями (рис. 4), имеющий грузоподъемность 5 т на дорогах с твердым покрытием и 3 т на бездорожье. Вездеход оборудован бортовыми шестеренчатыми редукторами, благодаря чему его дорожный просвет увеличен до 405 мм. Вездеход может преодолевать подъем более 100% (т. е. более 45°), и развивать тяговое усилие на крюке 6000 кг и на лебедке 3000 кг.

На вездеход устанавливается шестицилиндровый двигатель с воспламенением от сжатия с воздушным охлаждением.

Большинство агрегатов, узлов и деталей (таких, как двигатель, сцепление, рулевое управление, детали коробки перемены передач, кабина и кузов) вездехода V3S унифицированы с подобными двухосного пятитонного грузового автомобиля Прага S5T обычного назначения. Многие детали и узлы моделей V3S и S5T, не унифицированные полностью,

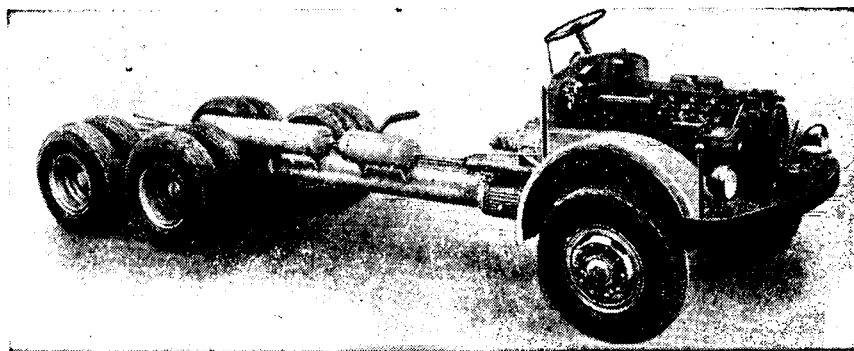


Рис. 4.

стами. Вместо обычных рессор применены торсионные стержни. Тормозы имеют алюминиевые барабаны с чугунной облицовкой. Благодаря применению ху-

могут обрабатываться на одних и тех же станках. Обе модели оборудованы демультипликатором, наличие которого позволяет иметь восемь передач при дви-

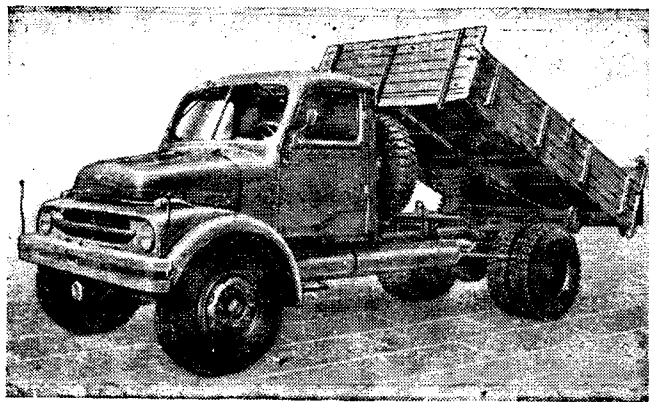


Рис. 5.

жени вперед и две передачи для заднего хода. Включение и выключение демультипликатора осуществляется системой электромагнитного управления (кнопка на рычаге переключения передач).

Автомобили Прага имеют устройство для подъема запасного колеса в его гнездо, чем облегчается труд водителя при смене колес. Стальные кузова обоих типов автомобилей оборудованы самосвальным устройством для выгрузки назад (рис. 5). Кроме того, выпускаются автомобили Прага S5T с деревянным кузовом, который можно наклонять на три стороны. В настоящее время ведется подготовка к выпуску новой модели пятитонного грузового автомобиля с шестицилиндровым двигателем, охлаждаемым водой. Эта модель будет иметь меньший мертвый вес и более высокую скорость.

Грузовые автомобили Шкода S-706RT грузоподъемностью 7—8 т снабжены нормальной рамой и шестицилиндровым двигателем с воспламенением от сжатия водяного охлаждения. Главная передача оборудована редуктором с двумя парами шестерен. Двигатель подвергся модернизации, повысившей его мощность со 135 до 160 л. с. при одновременном значительном улучшении топливной экономичности. Это привело к тому, что расход топлива снизился с 30 л на 100 км до 24 л на 100 км при одновременном повышении максимальной скорости автомобиля с 65 до 75 км/час. Модернизация двигателя в основном свелась к замене вихревой камеры сгорания камерой, расположенной в поршне. Кабина водителя надвинута на двигатель (рис. 6), что дало возможность сократить расстояние между осями с 5000 до 4000 мм при сохранении той же длины кузова, которая была у предыдущей модели с кабиной, расположенной за двигателем.

Снижение мертвого веса автомобиля с 6460 до 6100 кг позволило уменьшить размеры шин с 12,00 — 22 до 11,00 — 20.

Отличительной чертой автомобилей Шкода-706 RT является простая и надежная конструкция, оправдавшая себя в тяжелых транспортных условиях. Большинство этих автомобилей экспортируется во все страны мира.

Одновременно с подготовкой новой модели грузового автомобиля было реконструировано шасси, поставляемое для автобусов, выпускающихся Либерецкими автомобильными заводами и заводом Кароса. Новый тип автобуса S-706 RTO

(рис. 7), созданный на этом шасси, является совершенным по своим внешним формам и экономичности. Он имеет удобное расположение кресел, улучшенные рессоры, отопление при помощи специального отопителя и хорошую освещаемость.

В настоящее время производится подготовка к очередной реконструкции автомобилей S-706 RT, направленной на повышение комфорта пассажиров и на дальнейшее увеличение мощности двигателя.

воспринимают нагрузки, передаваемые от переднего моста автомобиля.

В настоящее время готовится замена автомобиля Татра-111 новым тяжелым грузовым автомобилем Татра-138, имеющим ряд модернизированных узлов и деталей. Шины 11,00 — 20 будут заменены шинами 10,00 — 20. В целях упрощения ремонтных и монтажных работ и уменьшения влияния дорожных неровностей на двигатель и коробку передач их устанавливают на вспомогательной раме, причем двигатель монтируется на упругих опорных подушках.

Двенадцатицилиндровый двигатель с воспламенением от сжатия будет заменен более быстроходным V-образным восьмицилиндровым (рис. 8), имеющим только один кулачковый вал и один центральный вентилятор. Новый двигатель развивает такую же мощность (180 л. с.), что и двенадцатицилиндровый. Вес его равен 700 кг (вес старого двигателя составлял 970 кг), диаметр цилиндров 120 мм, ход поршня 130 мм

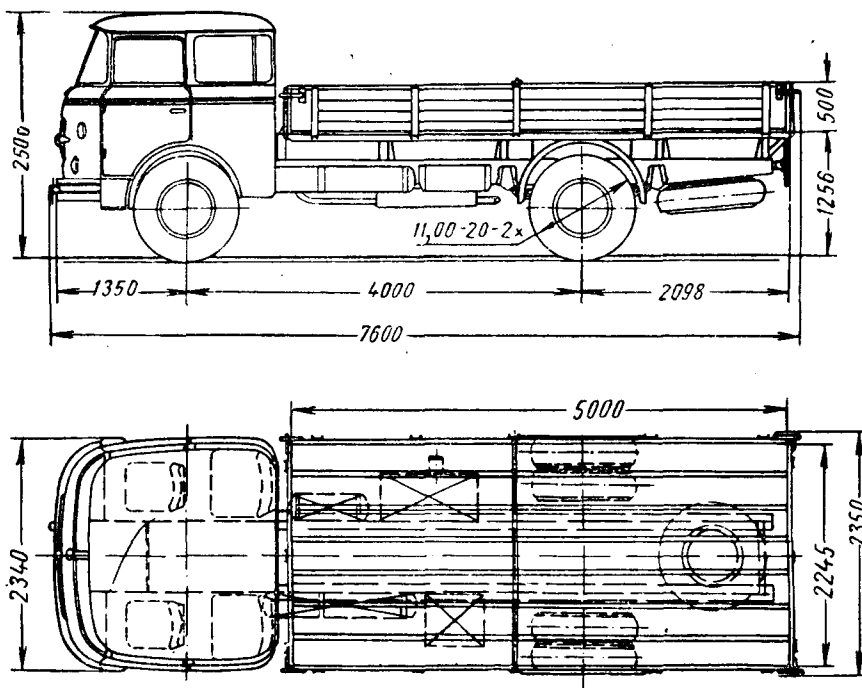


Рис. 6.

Главным производственным объектом заводов Татра в г. Копршны в послевоенное время являлся десятилетний трехосный грузовой автомобиль Татра-111 с двенадцатицилиндровым двигателем, имеющим воздушное охлаждение.

Этот автомобиль имеет центральную несущую трубу и независимую подвеску колес. Передача движения на колеса осуществляется без карданных сочленений, а при помощи посаженных на полуоси конических шестерен, перекачивающихся при качании полуосей по малым приводным шестерням главной передачи.

Двенадцатицилиндровый V-образный двигатель с воспламенением от сжатия (рабочий объем 14,83 л), имеющий три кулачковых вала, два вентилятора, развивает мощность 180 л. с. при 1800 об/мин.

Картер двигателя, а также картер коробки перемены передач, являясь продолжением центральной несущей трубы.

и общий рабочий объем 11,75 л.

На базе этой размерности создан новый двенадцатицилиндровый двигатель, развивающий мощность 270 л. с. при всасывании воздуха и 340 л. с. при турбонаддуве.

Кроме того, созданы четырехцилиндровые двигатели такой же размерности



Рис. 7.

Таблица 2

Параметры	Модель автомобиля Татра						
	V3S	S5T	S703 KT	S703 KTO	111	138	141
Схлаждение	Воздушное	Воздушное	Водяное	Водяное	Воздушное	Воздушное	Воздушное
Число цилиндров	6	6	6	6	12	8	12
Диаметр цилиндра в мм	110	110	125	125	110	120	110
Ход поршня в мм	130	130	160	130	130	130	130
Максимальная мощность в л. с. при числе об/м и	98 2100	98 2100	130 1500	160 1900	180 1800	180 2000	185 2000
Число передач	4×2	4×2	5	5	4×2	5×2	4×2
Шины	8,25—20	9,00—20	11,00—20	11,00—20	11,00—20	10,00—20	11,00—20
Число осей	3	2	2	2	3	3	3
Грузоподъемность в кг	3000 5000	5000	7100/8300	—	10000	12000	—
Вес автомобиля в кг	5400	4500	6100	8700	8500	8300	12140
Скорость в км/час	40	72	75	75 86	61,5	72	38
Расход топлива в л на 100 км	23	13—19	25	25	34	—	—

120×130 мм, поставляемые для комбайнов; двенадцатцилиндровая модель предназначена для тяжелых дорожных машин и железнодорожных вагонов с двигателем.

Чехословацкая автомобильная промышленность следует современной тенденции развития безрельсового тяжелого

В качестве опытного образца на заводе Кароса была создана крытая прицепная платформа НО-80, предназначенная для перевозки 80 пассажиров. Этот полуприцеп-автобус (рис. 9) будет служить для изучения экономических условий перевозки пассажиров и грузов одним тягачом попеременно с полуприцепом-автобусом и с полуприцепом грузовой платформой.

Основные технические данные грузовых автомобилей и автобусов, выпускаемых в ЧСР, приведены в табл. 2.

Специализированные автомобили, прицепы и полуприцепы. Растущее значение автотранспорта в перевозке жидкостей, сыпучих материалов и товаров, требующих особых предосторожностей во время их транспортирования, стимулировало создание широкого ассортимента специализированных автомобилей, прицепов и полуприцепов. Производство прицепов и полуприцепов, предназначенных для повышения экономичности перевозок и для механизации сельскохозяйственных работ, сосредоточено в Брандынском машиностроительном и литейном заводах, где пока изготавливаются одноосные прицепы грузоподъемностью 0,5—1 т и двухосные прицепы грузоподъемностью 1—10 т. В ближайшее время будут выпускаться полуприцепы для сельских тягачей грузоподъемностью 10, 14 и 18 т, чем будет закончен выпуск необходимых для народного хозяйства

прицепов и полуприцепов. Выпускаются также прицепы со самосвальными кузовами, крытые и с холодильниками. Прицепы-самосвалы последних выпусков выполняются с гидравлическим управлением, размещенным в кабине водителя.

Для вывоза сельскохозяйственных продуктов с мягких почв в настоящее время

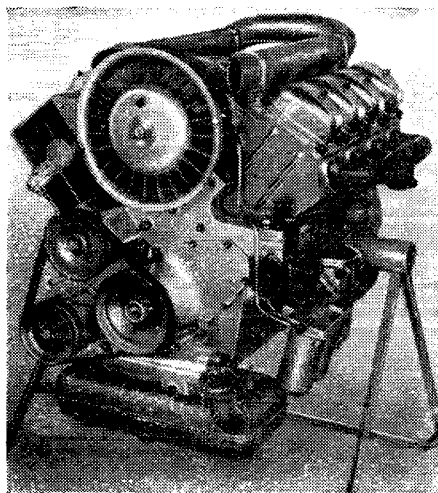


Рис. 8.

транспорта путем применения прицепных платформ для тягачей большой мощности.

В настоящее время заводы Татра изготавливают тягач модели 141, являющийся модификацией автомобиля Татра-111. Изменением передаточного числа трансмиссии тяги на крюке была увеличена до 11 000 кг при одновременном уменьшении скорости передвижения до 38 км/час. Укороченная площадка тягача была использована для укладки груза с целью увеличения сцепляемости колес с грунтом. Общий вес тягача в рабочем состоянии равен 18 240 кг. Тягач способен тянуть груз до 100 т на подъеме до 9,24%. Тягачи Татра-141 используются транспортными предприятиями для доставки по дорогам объемных и тяжелых предметов, перевозка которых по железным дорогам затруднительна. В дальнейшем такие тягачи будут изготавливаться на базе грузовых автомобилей Татра-138. В настоящее время выпускаются следующие открытые и крытые платформы: прицепы, предназначенные для работы с тягачами грузоподъемностью 10 т (тягач S5T TH), грузоподъемностью 14 т для тягача Шкода S706P TH и грузоподъемностью 1,8 т для тягача Татра T138 TH.



Рис. 9.

изготавливаются прицепы для колесных тракторов. Эти прицепы имеют силовой привод на колеса.

Разрабатываются также тракторные прицепы с высокоподнимающимися платформами, облегчающими выгрузку. Такие прицепы значительно повышают производительность труда в сельском хозяйстве.

Для перевозки жидкостей создаются автомобильные цистерны объемом 3000—7000 л, а также цистерны, установленные на типовых прицепах. Проектируется цистерна объемом 16 000 л на навесной площадке для тягача. Для

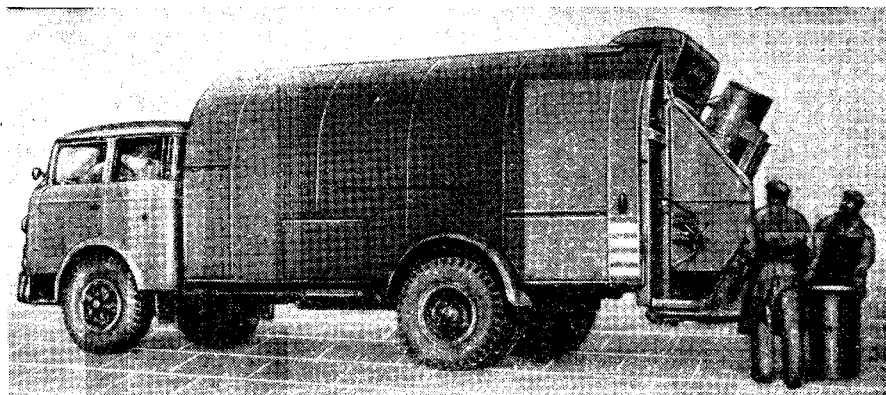


Рис. 10.

Таблица 3

Параметры	Мотоцикл Стаглон	Мотоцикл Ява	Мотоцикл Пионер	Мотороллер Манет	Мотоцикл 125-13	Мотоцикл Ява ЧЗ-15	Мотороллер Чезета	Мотоцикл Ява ЧЗ-250	Мотоцикл Ява ЧЗ-350
Число цилиндров . . .	1	1	1	1	1	1	1	1	2
Диаметр цилиндра в мм . . .	38	38	38	50	52	58	58	65	58
Ход поршня в мм . . .	41	44	44	50	58	65	65	75	65
Рабочий объем в см ³ . . .	49,9	49,9	49,9	98,1	123,2	171,7	171,7	248,5	344
Число оборотов в минуту . . .	4500	4500	5500	5500	4750	4750	4750	4750	4750
Максимальная мощность в л. с. . . .	1,5	1,5	2,2	5,1	5,9	8	8	12	16
Число передач . . .	2	2	3	4	4	4	4	4	4
Шина . . .	23×2	23×2	2,5×13	2,75×14	3×13	3×16	3,25×12	3,25×13	3,25×13
Дорожный вес в кг . . .	45	45	57	110	122	125	141	142	152
Максимальная скорость в км/час . . .	45	45	60	70	75	90	80	105	120
Расход топлива в л на 100 км . . .	1,5	1,5	1,8	2,7	2,3	2,5	3	3,2	3,5

транспортировки молока изготавливаются цистерны объемом 4000 л, установленные на типовом шасси Прага S5T.

Поливочные и пожарные автомобили с цистернами на шасси S706 RT изготавливаются заводом в г. Высоке Мыто. Этот же завод изготавливает пожарные автомобили с насосами производительностью 1600—2500 л/мин. Автомобили для вывоза городского мусора оборудуются устройством для беспыльного опорожнения урн. Пневматическое устройство поднимает и переворачивает урны внутри кузова, поэтому человеческий труд ограничивается установкой урны на подъемник (рис. 10). Открытие задней дверки для выгрузки из кузова мусора также механизировано, что упрощает эту тяжелую работу и способствует повышению санитарного состояния городов.

Изготавливаются также передвижные зубоочечные кабинеты, библиотеки, магазины, машины для перевозки мебели и т. п. с использованием главным образом шасси грузовых автомобилей и автобусов.

Мотоциклы. Завод Лаурин и Клемент (впоследствии завод Шкода) в г. Младе Болиславе является одним из первых в мире по созданию мотоциклов. Однако выпуск мотоциклов в Чехословакии был невелик и спрос на них покрывался главным образом импортом из-за границы.

Мотоцикlostроение начало развиваться в основном после выпуска мотоциклов марки Ява и Чешских оружейных заводов. Однако до 1946 г. сбыт их ограничивался почти только внутренним рынком в количестве 15—20 тыс. шт. в год.

Во второй половине тридцатых годов был начат выпуск мотоцикла Ява-250 с двухтактным двигателем рабочим объемом 248 см³, с плоским днищем поршня с обратной продувкой цилиндра по патенту Шнорле. Непосредственно перед второй мировой войной эта модель мотоцикла была реконструирована. Четырехскоростная коробка передач, которая ранее представляла собой самостоятельный узел, была соединена с картером двигателя, а двигатель размером 63×80 мм был заменен двигателем размером 68××68 мм и рабочим объемом 246 см³, развивавшим мощность 9 л. с. при 3800 об/мин. Разработка этого мотоцикла продолжалась в течение войны, в результате чего после войны появился модернизированный мотоцикл Ява-250.

Благодаря современной конструкции двигателя, целесообразному объединению двигателя и коробки передач в один узел, телескопическим рессорам обоих колес, общей уравновешенности и хорошему внешнему виду этот мотоцикл стал достойным представителем чехословацкой конструкторской школы.

Последующие усовершенствования мотоцикла Ява-250 привели к применению закрытого карбюратора с воздушным фильтром достаточных размеров. Ножное переключение передач имеет кулису улучшенного типа и устройство, при помощи которого муфта сцепления автоматически выключается при каждом переключении передачи. Рычаг переключения передач одновременно служит для запуска двигателя. Валик рычага переставляется в осевом направлении для сцепления с сегментом пуска или с кулисой коробки скоростей. Передача фара

встроена в верхней части передней вилки и вместе со спидометром и другими элементами конструкции образуют узел обтекаемой формы. Закрыты также аккумулятор и инструментальный ящик, расположенные в задней части рамы.

Перед второй мировой войной Чешский оружейный завод (ныне Чешский мотоциклетный завод) изготавливал в ограниченном количестве моторизованные велосипеды с двухтактным двигателем объемом от 98 до 500 см³. В послевоенное время завод разработал новую конструкцию легкого мотоцикла с двигателем 125 см³, принятую для серийного производства. В 1945 г. был выпущен слегка измененный мотоцикл ЧЗ 125С, а в 1949 г. — мотоцикл ЧЗ 150С. В 1950 г. чешский мотоциклетный завод был реконструирован для крупносерийного производства мотоциклов.

Современные мотоциклетные двигатели рабочим объемом 250 см³ развивают мощность до 32 л. с. Исключительно большая мощность была достигнута на двигателе рабочим объемом 125 см³, (20 л. с. при 12 000—14 000 об/мин).

Согласно плану, утвержденному в 1953 г., конструкции мотоциклов Ява и ЧЗ были унифицированы. Было решено выпускать мотоциклы рабочим объемом двигателей, равным 125, 175, 250 и 350 см³. Первые два типа изготавливаются Чешским мотоциклетным заводом, последние два — заводом Ява.

Завод ЧЗ также выпускает мотороллеры Чезета, собранные из стандартных деталей и узлов (двигатель рабочим объемом 175 см³).

В послевоенное время Поважский машиностроительный завод начал выпускать легкий мотоцикл «Писчер», отличающийся надежной и прочной конструкцией и развивающий скорость до 60 км/час. На нем установлен горизонтальный одноцилиндровый двигатель рабочим объемом 50 см³, мощностью 2,2 л. с. при 5500 об/мин.

С увеличением спроса на моторизованные велосипеды их стали изготавливать заводы Стадион и Ява. Первый — с обычной рамой из труб и второй — с пресованной рамой из листовой стали. Обе эти машины снабжены двигателями рабочим объемом 50 см³ и весят в дорожном состоянии 42—45 кг.

Программа Поважского машиностроительного завода была расширена на производство мотороллеров Манет, на которых установлен двигатель рабочим объемом 100 см³ и четырехскоростная

коробка передач, электростартер; мотороллеры развивают скорость до 70 км/час.

В настоящее время выпуск мотоциклов и мотороллеров распределен между тремя главными заводами: Поважский машиностроительный завод, кроме моторизованных велосипедов, выпускает легкие мотоциклы с двигателем, имеющим рабочий объем до 100 см³, Чешский мотоциклетный завод выпускает мотоциклы и скутеры с двигателями рабочим объемом 125 и 175 см³. Завод Ява выпускает мотоциклы рабочим объемом 250 и 350 см³, а также моторизованные велосипеды с двигателем, имеющим рабочий объем 50 см³.

Моторизованные велосипеды Стадион изготавливает также завод «Мотор» в г. Ческе Будеовицы.

В настоящее время до 30% мирового экспорта мотоциклов принадлежит чехословацкой республике, а мотоциклов рабочим объемом 250 см³ — все 50%. Общее число мотоциклов, изготовленных чехословацкими заводами, превышает 1 млн.

Технические данные чешских моторизованных велосипедов, мотоциклов и мотороллеров приведены в табл. 3.

Технология изготовления. Плановое хозяйство, специализация заводов, стандартизация деталей, узлов и изделий, унификация и расширение производства создали предпосылки для организации рационального крупносерийного производства.

Годовое производство мотоциклов увеличилось с 20 000 в 1946 г. до 320 000 в 1959 г. Производство легковых автомобилей с 25 000 в 1950 г. возросло до 50 000 в 1959 г. и должно увеличиться к 1965 г. до 110 000.

Производство грузовых автомобилей с 1939 г. увеличилось на 330%.

Такое расширение производства потребовало разработки новых технологических процессов. Поточные обрабатывающие и сборочные линии осуществлены даже в производстве грузовых автомобилей, автобусов и прицепов, несмотря на то, что их выпускается меньше, чем легковых автомобилей и мотоциклов.

Для изготовления деталей грузовых автомобилей применяются станки с программным управлением, оказавшиеся рентабельными и в мелкосерийном производстве. Цилиндры с ребрами воздушного охлаждения отливаются в оболочковых формах, что устраняет обработ-

ку ребер. Круговая сварка деталей производится автоматическими станками. Для изготовления шатунов двигателей грузовых автомобилей построена автоматическая линия.

Все более широко внедряются обработка металла холодом, высокочастотная закалка и отливка сборных коленчатых валов для двигателей грузовых автомобилей.

В производстве автобусных кузовов применяется изготовление крупных панелей, которые потом свариваются вместе на монтажных приспособлениях.

Созданы также производственные линии для изготовления подушек сидений, включающие механическую раскройку материалов.

Пластмассы применяются для изготовления втулок и вкладышей в различных местах шасси грузовых автомобилей, кабин, для покрытия крыш и облицовки стен и полов автобусов и для обтяжки сидений.

Порошковая металлургия используется для изготовления гаек крепления дисков колес, шайб клапанных пружин и других деталей.

Недавно началось производство кузовов и всего внутреннего оборудования передвижных дач-прицепов из фиброгласа.

В производстве мотоциклов имеются автоматические линии для обработки картеров, цилиндров и других деталей двигателей. Налажено массовое производство цепей и цепных звездочек. Наиболее современное оборудование имеется на заводе Шкода в г. Млада-Болеслав, выпускающем легковые автомобили. Алюминиевые корпуса коробок передач полностью обрабатываются на автоматической линии, состоящей из 23 агре-

гатов. Обработка производится 93 шпинделями в 30 положениях. Автоматический контроль качества работы производится в четырех пунктах. Темп линии 66 сек., производительность 43 корпуса в час при 80% нагрузке.

Для обработки блоков цилиндров имеется линия (рис. 11), состоящая из 14 станков, на которых производятся все сверления в 9 положениях 29 инструментами одновременно. Головки цилиндров обрабатываются на автоматической линии в 6 положениях 48 инструментами.

В цехе изготовления кузовов легковых автомобилей Шкода установлены ступенчатые прессы, в которых можно установить до 10 матриц в ряд. Значительное ускорение производства сварных работ достигнуто установкой автомата, сваривающего одновременно в 48 местах.

Автоматизировано хромирование частей автомобилей, включая предварительную автоматическую подготовку поверхностей. Гальванизация производится в автоматах, покрывающих сначала медью с последующим покрытием хромом, производительностью 960 м² за 14 час. Хромировать можно детали длиной до 1100 мм. Толщина хромированного слоя достигает 45 мк.

Опыт, приобретаемый при внедрении автоматических обрабатывающих линий,

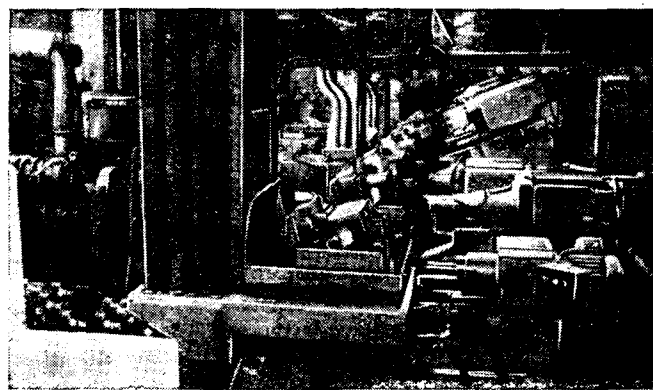


Рис. 11.

будет служить в дальнейшем для расширения автоматизации производства автомобилей.

Чехословацкая промышленность смогла в течение весьма короткого времени реорганизовать и модернизировать свое автомобильное и мотоциклетное производство и наладить выпуск широкого ассортимента как обычных, так и специализированных машин, соответствующих современным требованиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ланц, Мелена «Автомобиль» № 3, 1957.
2. Мацкерле «Автомобиль» № 4, 1957.
3. Сейдль «Автомобиль» № 9, 1958.
4. Выкоукал «Автомобиль» № 2, 1960.
5. Янза «Автомобиль» № 3, 1960.
6. Пиврек «Автомобиль» № 10, 1959.

КАРЕЛ ВЫШКА

Чехословацкая социалистическая республика

КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГОНОЧНЫХ И СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

ИСХОДЯ из специфических условий эксплуатации гоночных и спортивных автомобилей, коробки передач должны обладать минимальным весом, минимальными механическими потерями (высокий к. п. д.), интенсивным охлаждением и подбором числа передач и значений передаточных отношений, соответствующих рабочему диапазону чисел оборотов двигателя форсированного типа.

Для снижения веса коробок передач их литые детали (картеры, крышки) нередко изготавливают из магниевых сплавов, все вращающиеся детали максимально облегчают высверливанием и снятием лишнего металла другими способами механической обработки, а также за счет применения особо прочных сортов сталей, позволяющих ограничиваться минимальными конструктивными размерами деталей.

Синхронизаторы применяются в коробках передач спортивных автомобилей, а на гоночных автомобилях они встречаются редко как по соображениям экономии веса, так и вследствие того, что этими автомобилями обычно управляют опытные водители.

Для коробок передач спортивных и в особенности гоночных автомобилей характерны циркуляционные системы

смазки, способствующие более интенсивной смазке трущихся поверхностей и их лучшему охлаждению.

Улучшенная смазка наряду с повышенной качеством обработки зубьев шестерен обеспечивает необходимое снижение механических потерь.

Подбор числа передач обусловлен узким диапазоном рабочих чисел оборотов, характерным для двигателей с высокой литровой мощностью; за пределами этого диапазона такие двигатели работают неустойчиво, их мощность быстро уменьшается.

Двигатели, развивающие максимальную мощность при 7000 об/мин, имеют рабочий диапазон чисел оборотов при работе на полном дросселе, приблизительно 4000—7000 об/мин. В некоторых случаях этот диапазон еще уже: компрессорный двигатель BRM литражом 1,5 л работал нормально только в диапазоне 8000—10 500 об/мин.

Для получения оптимальных динамических качеств автомобиля его двигателя все время должен работать на режимах, близких к максимальной мощности, что достигается своевременным переключением на передачу, позволяющую двигателю не выходить из рабочего диапазона чисел оборотов. Для выполнения

этого требования коробки передач гоночных и спортивных автомобилей нередко имеют пять и даже шесть передач, несмотря на высокие удельные мощности таких автомобилей (до 0,45 л. с./кг).

Передаточные отношения быстроходных автомобилей, как известно, целесообразно выполнять сближенными, в особенности для высших передач, что позволяет лучше использовать мощность гоночных двигателей и облегчает процесс переключения на высоких скоростях движения.

На автомобилях рассматриваемых типов передаточное отношение на первой передаче обычно в 2—2,5 раза больше, чем на высшей передаче. Этот интервал передаточных отношений в первом приближении делят на ряд ступеней, пользуясь обычными соотношениями смежных передаточных отношений, образующих геометрическую прогрессию. При этом, если коробка передач имеет n ступеней, то после определения первой и последней передач обычным способом промежуточные передаточные отношения определяют по формулам:

$$i_{n-1} = \sqrt[n-1]{i_1};$$

$$i_{n-2} = \sqrt[n-1]{i_1^2};$$

$$i_{n-3} = \sqrt[n-1]{i_1^3};$$

$$\dots \dots \dots$$

Если высшая передача i_n не прямая ($i_n \neq 1$), как это часто бывает у гоночных автомобилей, то промежуточные передаточные отношения определяют из выражений:

$$i_{n-1} = \sqrt[n-1]{i_n^{n-2} i_1};$$

$$i_{n-3} = \sqrt[n-1]{i_n^{n-4} i_1^3};$$

$$\dots \dots \dots$$

Однако в вычисленные значения вносят на практике некоторые коррективы с целью сближения вышних передаточных отношений; так, например, передаточное отношение предпоследней передачи обычно уменьшают на 5—15% по сравнению с вычисленным значением.

Практика подбора передаточных отношений характеризуется таблицей, в которой приведены соответствующие цифровые материалы по некоторым известным автомобилям.

Фирма	Тип	Модель	Год выпуска	Рабочий объем в л	Передаточные отношения в коробке передач					Общие передаточные отношения трансмиссии				
					i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_1'	i_2'	i_3'	i_4'	i_5'
Элва	Гоночный	Юниор	1965	1	2,27	1,45	1,2	1	—	10,25	6,51	5,53	4,55	—
Лола	"	"	1.65	1	—	—	—	—	—	11,25	7,47	5,54	4,5	—
Лотос	"	"	1.60	1	2,38	1,98	1,55	1,21	1,07	11,7	8,36	7,78	5,3	4,68
Купер	"	"	19.9	1	2,27	1,59	1,25	1	—	—	—	—	—	—
Купер	"	Формула	1959	2,5	—	—	—	—	—	9,06	3,39	5,33	4,61	—
Порше	Спортивный	Спайдер	1954	1,5	3,15	2,14	1,35	1,04	0,89	14,1	9,5	6	4,6	3,94
Листер Ягуар	"	"	19.9	3	—	—	—	—	—	7,61	3,82	4,52	3,54	—
Мерседес Бенц	"	300	1955	3	—	—	—	—	—	12,4	8	5,83	4,89	3,81

Устройство коробки передач в значительной степени зависит от общей конструктивной схемы автомобиля и, в частности, от расположения двигателя, который может быть помещен на переднем или заднем конце рамы. Если двигатель расположен спереди, то коробку передач обычно объединяют в одном агрегате с главной передачей и дифференциалом и устанавливают ее на заднем конце рамы, что способствует правильному распределению нагрузки на колеса автомобиля и, кроме того, удобно сочетается с независимой подвеской задних колес или с подвеской типа Де-Дион. При заднем расположении двигателя последний всегда блокируется с коробкой передач и главной передачей.

При конструировании автомобилей гоночного и спортивного типов всегда стремятся к максимальному снижению центра тяжести, что необходимо для увеличения устойчивости автомобиля и способствует уменьшению его лобовой площади. В связи с этим геометрическая ось коленчатого вала двигателя во многих конструкциях располагается ниже центров ведущих колес и, следовательно, коробка передач не может иметь прямой передачи. В течение последних 10—15 лет в конструкциях быстроходных автомобилей часто отказывались от

прямой передачи и вводили в трансмиссию одну или даже две дополнительные пары шестерен, если это улучшало внешнюю форму автомобиля; небольшое уменьшение к. п. д. трансмиссии считали несущественным по сравнению с преимуществами низкого центра тяжести и малой лобовой площади.

При переднем расположении двигателя усложнение схемы трансмиссии может быть обусловлено и другими причинами; для уменьшения лобовой площади ав-

ствляется при помощи муфт 5 с торцовыми кулачками, перемещающихся в осевом направлении на шлицеванных частях первичного вала. Только включение заднего хода производится зубьями подвижной крайней правой ше-

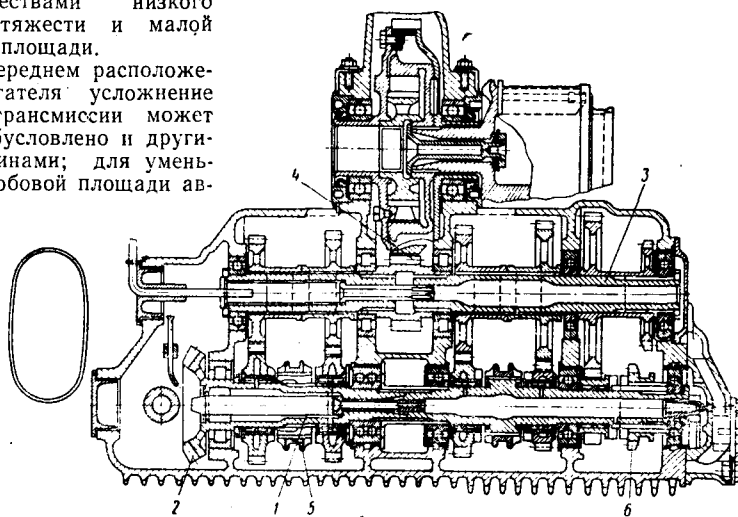


Рис. 1. Пятиступенчатая коробка передач Мерседес Бенц для гоночного автомобиля с передним расположением двигателя.

стерни 6 первичного вала. На правой торцовой стенке картера расположен шестеренчатый масляный насос, обеспечивающий смазку шестерен под давлением. Для охлаждения коробки передач картер имеет оребрение наружной поверхности.

Рассмотренной коробке передач близка по схеме коробка передач фирмы Д. Броун, типа CG537 (рис. 2), установленная на автомобиле Эстон Мартин, занявшем в 1959 г. первое место в гонках на первенство мира для спортивных автомобилей. Однако в отличие от коробки передач Мерседес Бенц эта конструкция предназначена для автомобиля с центральным карданным валом, поскольку спортивные автомобили, соглас-

томолия сиденье водителя должно быть максимально опущено, что требует смещения карданного вала вбок или его расположения по диагонали рамы. Тогда сиденье водителя можно поместить рядом с карданным валом.

Прототипом коробок передач для такой схемы трансмиссии является конструкция М. Вагнера, применявшаяся на гоночных автомобилях Мерседес Бенц (рис. 1). Эта коробка передач, выполненная в блоке с главной передачей, устанавливалась на заднем конце рамы так, что оси валов коробки передач были перпендикулярны к продольной оси автомобиля. Валы коробки передач находились под главной передачей, но на схеме главная передача условно повернута в плоскость чертежа. Первичный вал 1 получает вращение от диагонального карданного вала через коническую пару 2. Далее вращение передается вторичному валу 3 через одну из пяти пар шестерен, находящихся в постоянном зацеплении. В середине вторичного вала находится малая цилиндрическая шестерня 4 главной передачи. Все шестерни вторичного вала соединены с ним жестко посредством шлицевых соединений, а шестерни первичного вала вращаются на нем свободно (на роликоподшипниках). Включение передач осуще-

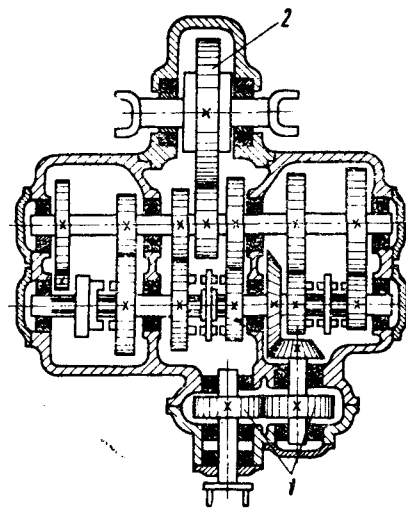


Рис. 2. Схема пятиступенчатой коробки передач Д. Броун для спортивного автомобиля с передним расположением двигателя (главная передача условно повернута в плоскость чертежа).

но существующим правилам, строятся двухместными и поэтому сиденья целесообразно помещать по бокам карданного вала заключенного в кожух в виде туннеля. Из этих соображений в коробке передач Д. Броун прямоугольная коническая пара размещена между шестернями второй и третьей передач. Между конической парой и центральным карданным валом имеется еще дополнительная цилиндрическая пара шестерен 1 с винтовыми зубьями, которую можно легко заменять с целью подбора оптимального общего передаточного отношения трансмиссии, наиболее соответствующего свойствам заданного гоночного маршрута.

Изменение общего передаточного отношения достигается также заменой большой шестерни 2 главной передачи с соответствующей установкой под картер главной передачи прокладки (пластины) другой толщины для получения необходимого межосевого расстояния. Все шестерни прямоугольные и находятся в постоянном зацеплении, причем включение передач производится муфтами с торцовыми кулачками на первичном валу, задний ход включается зубьями подвижной шестерни (рис. 2, слева).

На правой и левой стенках картера коробки передач установлены масляные насосы для циркуляционной смазки. Один из них подает масло под давлением в пустотелый первичный вал к шестерням, вращающимся вхолостую. Масло подается также к валу переключения, имеющему форсунки, из которых струя масла подается только на пару шестерен, работающую под нагрузкой. Второй насос отсасывает масло из коробки передач.

Иное устройство имеет пятиступенчатая коробка передач гоночного автомобиля Лотос с передним расположением двигателя (рис. 3). У этого автомобиля карданный вал проходит под углом (в горизонтальной плоскости), вследствие чего его задний конец сильно смещен вбок. Коробка передач сконструирована в блоке с главной конической передачей, имеющей спиральные зубья, и кулачковым дифференциалом типа ZF. Первичный и вторичный валы коробки передач параллельны продольной оси автомобиля. Короткие полуоси главной передачи заканчиваются вилками шарниров, передающих вращение через поперечные карданные валы ведущим колесам. На каждой полуоси закреплены три тормозные диски. Валы коробки передач имеют очень небольшую длину благодаря принятому устройству механизма переключения передач. Все шестерни вторичного вала 1 насажены на шлицы одна вплотную к другой. Эти шестерни находятся в постоянном зацеплении с шестернями первичного вала 2, на который они надеты свободно. Первичный вал представляет собой трубу, на наружной поверхности которой предусмотрены короткие шлицы, по длине примерно равные ширине шестерни первичного вала. Остальная часть первичного вала гладкая, полированная и выполнена с чистотой, необходимой для работы роликов, поддерживающих первичный вал.

На конце первичного вала имеется гайка 3 с буртиком, на который надевается вилка механизма переключения. Вилка может перемещать первичный

вал в осевом направлении, причем его шлицевая часть входит в шлицованное отверстие той или иной шестерни первичного вала, и, таким образом, включается соответствующая передача. На переднем конце первичный вал имеет внутренние шлицы, соединяющиеся скользящей посадкой с шлицованной частью ведущего вала 4. Агрегат смазывается моторным маслом посредством циркуляционной системы, использующей масляный бак и масляный радиатор двигателя.

В картере главной передачи поддерживается уровень масла с таким расчетом, чтобы коронная шестерня могла разбрызгивать масло. Кроме того, на зубья главной передачи подается масло под давлением от насоса. Масло забрасывается в карман над малой конической шестерней, откуда оно подводится по сверлениям к переднему подшипнику вторичного вала и в большем количе-

стве через заднюю крышку в пустотелый первичный вал; из этого вала за счет центробежной силы масло подводится к втулкам, поддерживающим шестерни первичного вала, и к зубьям шестерен. Из картера коробки передач масло откачивается насосом в бак (система сухого картера). Уровень масла в картере главной передачи определяется высотой расположения отверстия для стока избытка масла. Двухсекционный масляный насос 5 (нагнетающий и отсасывающий) имеет привод винтовыми шестернями от ведущего вала коробки передач. Вес всего агрегата около 36 кг. Картеры агрегата изготовлены из магниевого сплава (электрона).

Коробка передач спортивного автомобиля Мерседес Бенц типа 300SL (рис. 4) наиболее близка по устройству к коробкам передач обычных автомобилей. Она устанавливается непосредственно за двигателем, расположенным спереди. Для

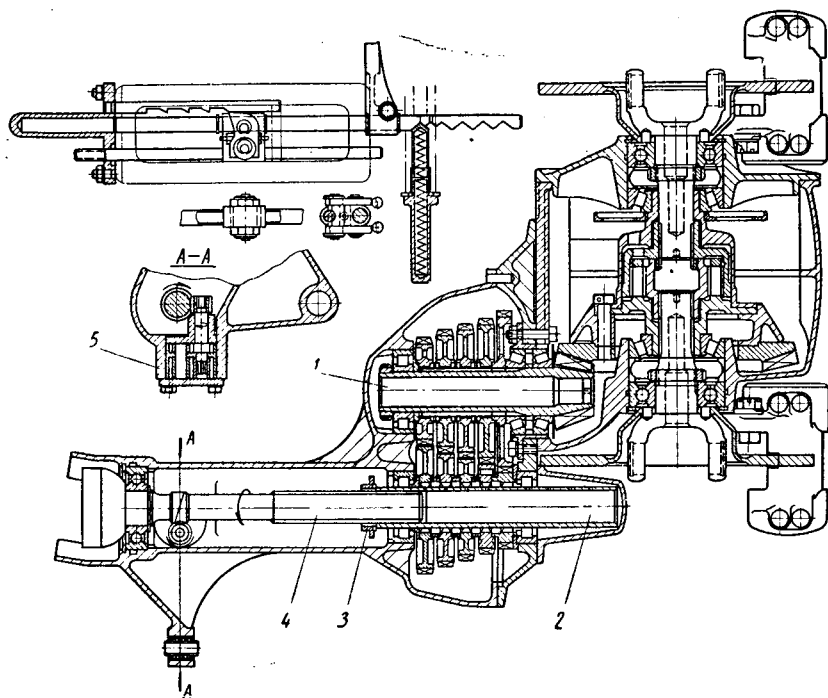


Рис. 3. Пятиступенчатая коробка передач Лотос для гоночного автомобиля с передним расположением двигателя.

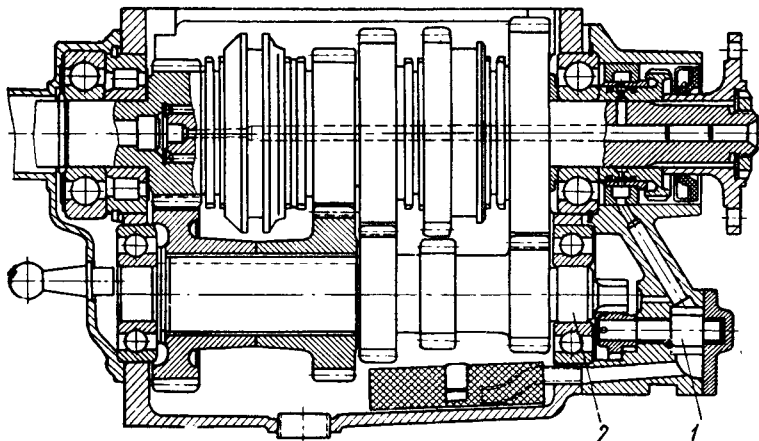


Рис. 4. Четырехступенчатая коробка передач спортивного автомобиля Мерседес Бенц типа 300SL с передним расположением двигателя.

облегчения включения передач предусмотрены синхронизаторы. Четвертая передача — прямая. Основное отличие этой конструкции заключается в принудительной смазке от масляного насоса 1 на задней крышке коробки передач, получающего вращение от промежуточного вала 2. Масло подается насосом из картера коробки передач через сетчатый фильтр и крышку в сверленный вторичный вал и далее к подшипникам и зубьям шестерен.

В последнее время на гоночных автомобилях все чаще применяют расположение двигателя непосредственно перед задними колесами (Купер, Лотос BRM и др.), при этом главную передачу, как правило, помещают между двигателем и коробкой передач. Первой конструкцией такого типа, получившей известность, был гоночный автомобиль Ауто Унион типа Гран При. Разрез коробки передач трехлитрового автомобиля этой фирмы представлен на рис. 5. Первичный вал 1 проходит под главной передачей. Шестерни четырех передач (кроме первой) вращаются на нем свободно и постоянно сцеплены с шестернями, насаженными на шлицы вторичного вала 2. Шестерни первичного вала имеют втулки с заливкой из свинцовистой бронзы, на торцовых поверхностях этих шестерен предусмотрены кулачки, которые могут сцепляться с аналогичными кулачками муфт, насаженных на шлицы первичного вала. Для включения передач шестерни первичного вала передвигаются вилками переключения в осевом направлении, причем эти шестерни не выходят из зацепления с шестернями вторичного вала. Только первая передача и задний ход включаются зубьями передвигжных шестерен 3 и 4. В задней крышке коробки передач находятся шестерни 5 пускового устройства, которые входят в зацепление, когда к пусковому валу прижимают переносный стартер. Вследствие сравнительно небольшого расстояния между осями валов передний подшипник первичного вала выполнен скользящим, это является исключением, так как в коробках передач гоночных и спортивных автомобилей применяют, как правило, только подшипники качения, дающие меньшие потери на трение.

На задней крышке установлен масляный насос 6 шестеренчатого типа, подающий масло из картера коробки передач в полый первичный вал, чем обеспечивается непрерывная циркуляция масла и охлаждение трущихся поверхностей.

На рис. 6 показана коробка передач рекордного автомобиля «Звезда», тоже имевшего заднее расположение двигателя. Первичный вал пропущен над главной передачей, а кулачковые муфты переключения расположены на вторичном валу. Многие детали этой конструкции были заимствованы от коробки передач мотоцикла М72.

По аналогичной схеме сконструирована пятиступенчатая коробка передач спортивного автомобиля Порше (рис. 7). Все передачи, кроме первой, имеют синхронизаторы. Шестерни первой передачи, используемой только для трогания с места, и шестерни заднего хода расположены в задней крышке картера коробки передач. Задняя шестерня вторичного вала может передвигаться по шлицам; в левом положении она включает

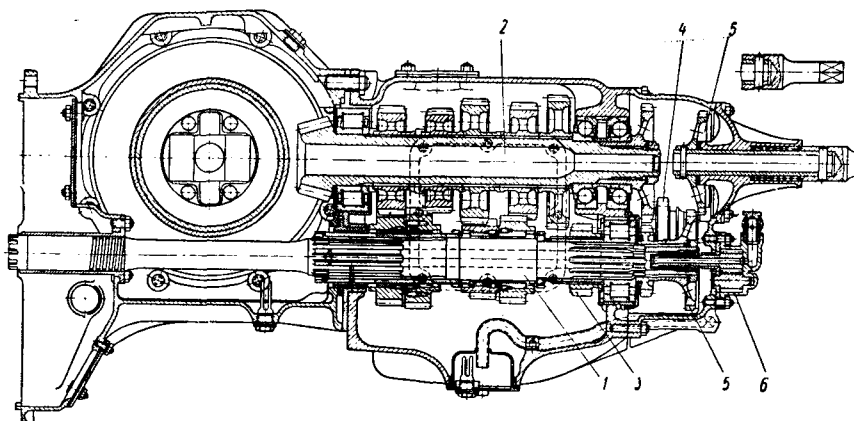


Рис. 5. Пятиступенчатая коробка передач гоночного автомобиля Ауто-Унион с задним расположением двигателя.

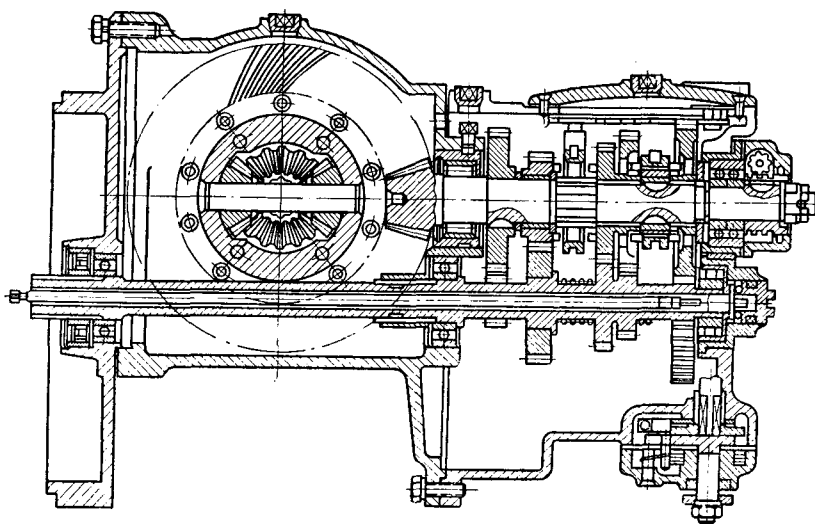


Рис. 6. Четырехступенчатая коробка передач рекордного автомобиля «Звезда» (рабочий объем 350 см³) с задним расположением двигателя.

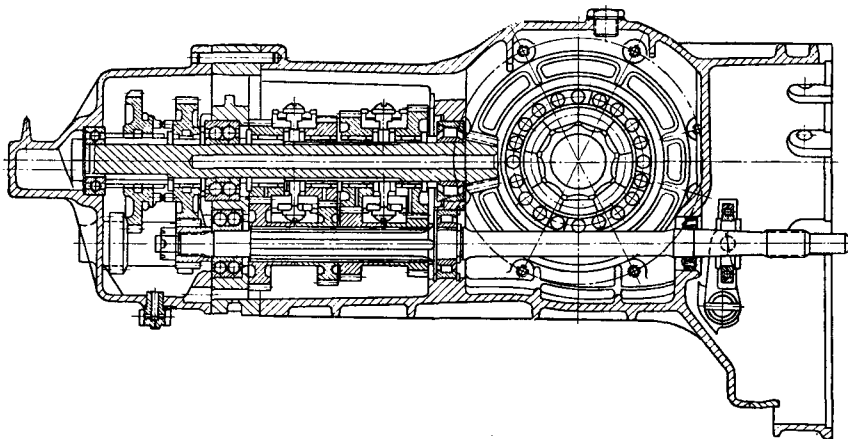


Рис. 7. Пятиступенчатая коробка передач спортивного автомобиля Порше (рабочий объем 1,5 л) с задним расположением двигателя.

своими торцовыми кулачками первую передачу, а при перемещении вправо ее зубья сцепляются с зубьями шестерни заднего хода.

Несколько иначе устроена коробка передач автомобиля Купер (рис. 8), занявшего в 1959 г. первое место в гонках на выносливость мира для гоночных авто-

мобилей. Ввиду низкого расположения двигателей между валом сцепления и первичным валом коробки передач введена дополнительная шестеренчатая передача 6. Шестерни коробки передач находятся в постоянном зацеплении и включаются зубчатыми муфтами. Свободно насаженные шестерни третьей и

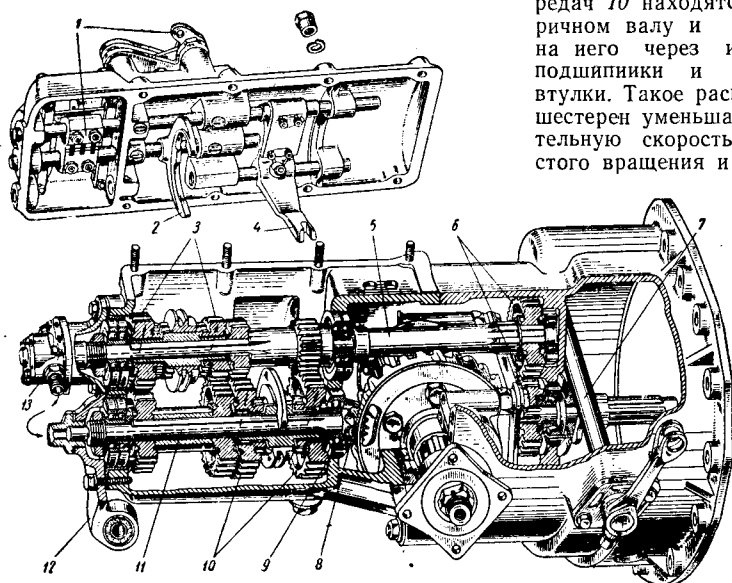


Рис. 8. Четырехступенчатая коробка передач гоночного автомобиля Купер (рабочий объем 2,5 л) с задним расположением двигателя:

1 — стопор, связанный с механизмом выключения сцепления; 2 — вилка третьей и четвертой передач; 3 — шестерни третьей и четвертой передач; 4 — вилка первой и второй передач; 5 — первичный вал; 6 — дополнительная передача; 7 — вал выключения сцепления; 8 — кулачковый дифференциал; 9 — коническая главная передача со спиральными зубьями; 10 — шестерни первой и второй передач; 11 — вторичный вал; 12 — кронштейн крепления коробки передач; 13 — масляный насос.

четвертой передач 3, имеющие втулки из мягкой стали, расположены на первичном валу, тогда как свободно насаженные шестерни первой и второй пе-

переключения передач. В коробке передач предусмотрено стопорное устройство 1, предупреждающее переключение передач при невыключенном сцеплении.

редач 10 находятся на вторичном валу и опираются на него через игольчатые подшипники и бронзовые втулки. Такое расположение шестерен уменьшает относительную скорость их холостого вращения и облегчает

От конца первичного вала приводится в действие масляный насос 13, подающий масло через сверления в валах к подшипникам шестерен. Излишек масла циркулирует для охлаждения через небольшой бак над коробкой передач, из которого оно перетекает к фильтру под коробкой передач и засасывается насосом.

В последние годы в СССР было изготовлено много образцов скоростных автомобилей, причем их технические качества систематически повышаются. Дальнейшее усовершенствование автомобилей этого типа потребует разработки специальных агрегатов, соответствующих назначению автомобиля.

Анализ конструкции коробок передач гоночных и спортивных автомобилей показывает, что они представляют собой специализированные механизмы, отличающиеся от обычных коробок передач как в деталях, так (во многих случаях) и по принципиальной схеме. Это необходимо иметь в виду при проектировании гоночных автомобилей на отечественных заводах, поскольку целесообразная и надежная конструкция трансмиссии имеет существенное значение для обеспечения современному гоночному автомобилю высоких эксплуатационных качеств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мюллер К., «АТЦ» № 5, 1957.
2. Форстнер Е., «АТЦ» № 5, 1957.
3. Клаймекс Фор Куперс, «Тзи Отокар», 20 XI, 1959.

В. В. БЕКМАН.

ПРИНИМАЕТСЯ ПОДПИСКА НА ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ ЖУРНАЛ

«АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ»

Журнал освещает вопросы соревнования и производственной жизни автотранспортных предприятий, организации перевозок грузов и пассажиров, технического обслуживания и ремонта, а также организации и безопасности движения. На страницах журнала освещаются все конструкции советских автомобилей, а также эффективность их использования в эксплуатационных условиях.

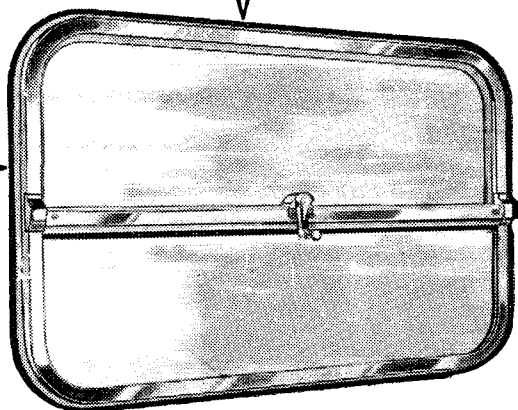
Подписка принимается с любого очередного номера в пунктах подписки Союзпечати, на почтамтах, в конторах и отделениях связи, общественными уполномоченными на предприятиях, в учреждениях и учебных заведениях.

Подписная цена на год — 24 руб.

Патентованное окно ТИПА R.Y.P. ALLROUNDER

Выпускается с 1954 г. как первый тип конструкции окна со стеклом, опускающимся на половину его высоты с помощью шестеренчатого привода. Для удобной вставки в резину углы стекла закруглены. Окно отличается высоким качеством изготовления и приятным видом. Стекло обладает замечательной прозрачностью и чистотой.

Изготавливается из алюминия. Рукоятка для подъема и опускания стекла располагается по выбору заказчика



С запросами обращайтесь по адресу:

RAWLINGS MANUFACTURING COMPANY LIMITED
106, BEDFORD HILL LONDON, S.W.12 - АНГЛИЯ

УСТРОЙСТВА ДЛЯ СМЕШИВАНИЯ ГАЗОВ Светильного и Природного Пропана



29, RUE DE MOGADOR

PARIS (9^e) — FRANCE

ФОРСУНКИ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ПОЛНОЕ СГОРАНИЕ ГАЗА И ПЛАМЯ ВЫСОКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ
ПЛАВИЛЬНЫЕ НЕПОДВИЖНЫЕ И НЕСКЛОНЯЮЩИЕСЯ ПЕЧИ ○ РЕКУПЕРАТОРЫ ○ ОСОБО
ТОЧНЫЕ И ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫЕ ОГНЕУПОРНЫЕ ФУТЕРОВОЧНЫЕ ДЕТАЛИ «ЦИРКОНИТ»
ЭЛЕКТРОННАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА

С. К. А. Т. ОБОРУДОВАЛА НАИБОЛЕЕ ВАЖНЫЕ ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ ФРАНЦИИ,
БЕЛЬГИИ, ИТАЛИИ

ПРОДАЖА И ОВМЕН ЛИЦЕНЗИЙ НА ИНСТРУКЦИИ, ОБОРУДОВАНИЕ И УСТРОЙСТВА.

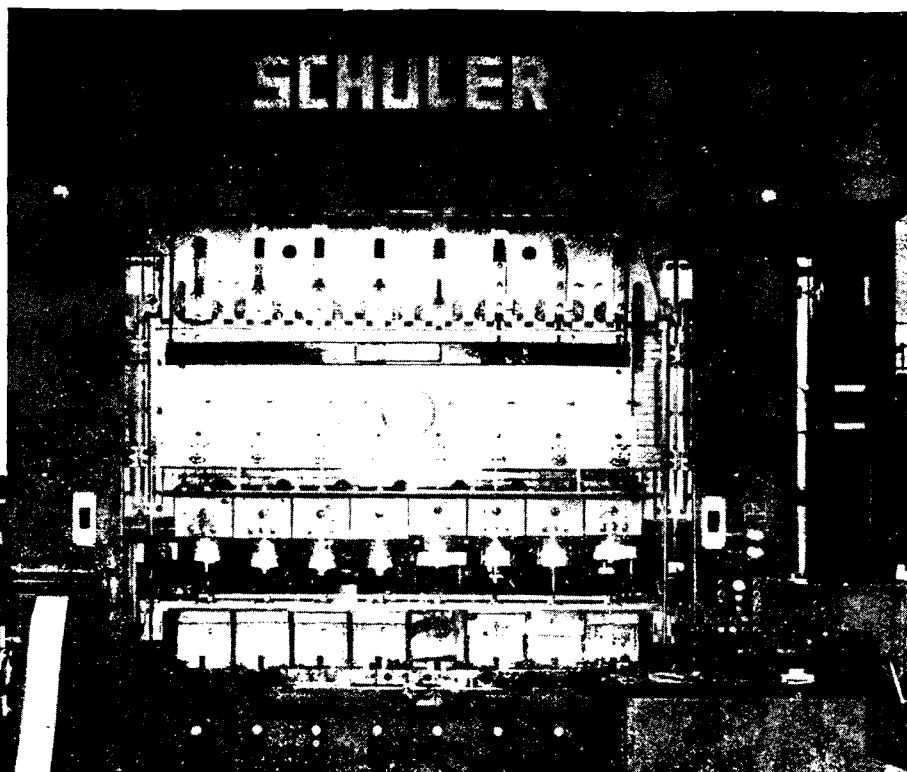
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПЕЧИ

ТЕРМИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Schuler

Осн. в 1839 г.



За рабочий процесс заготовка из ленты превращается в готовый ременный шкив



МНОГООПЕРАЦИОННЫЕ ПРЕССЫ „ШУЛЕР“ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

При экономичном производстве массовых деталей всех размеров от отражателей фар до колесных дисков

- Высокая производительность
- Низкая стоимость производства
- Надежность эксплуатации
- Долговечность службы оборудования и инструментов
- Быстрая смена рабочих инструментов

