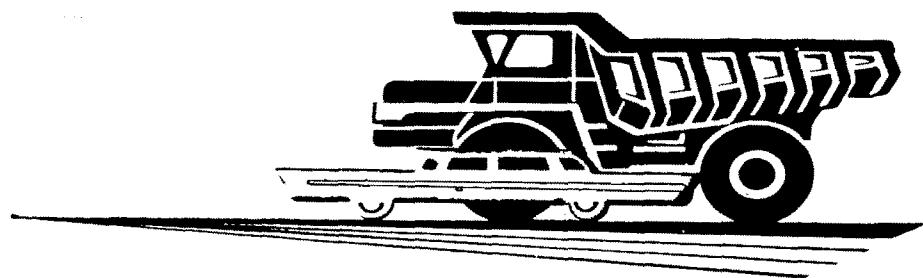


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1964

1



Содержание

В. В. Лукин — Улучшение анализа долговечности и качества продукции на предприятиях автомобильной промышленности с применением ЭВМ

1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

К. И. Алещенко, А. М. Раскин — К вопросу расчета максимальной мощности двигателя проектируемого автомобиля	5
А. М. Хлебников, В. И. Кнороз, Б. В. Ненахов, П. А. Шаркевич — Новые направления по созданию движителей колесного типа	7
И. Г. Пархиловский, Н. Ф. Зайцева — Статистическое исследование колебаний автомобиля на электронной моделирующей машине	9
Я. М. Певзнер, А. А. Тихонов — Исследование статистических свойств микро-профиля основных типов автомобильных дорог	15
Е. С. Кузнецов — О некоторых перспективах изменения конструкции подвижного состава автомобильного транспорта	19
В. Т. Авершин — Опыт создания пластмассовых кабин	23
В. И. Чевкинов, М. И. Вайсман — Исследование работы бесконтактного индукционного токосъемника	27
Ю. В. Суровегин, В. Н. Суханов — Пассажирский полуприцеп	30

ТЕХНОЛОГИЯ

П. В. Мынкин, В. В. Минашин, А. А. Агафонов — Автоматическая линия из трех станков для обработки тормозных дисков ферродо	31
С. Н. Калашников, И. И. Глухов — Резцовая головка рациональной конструкции для чистового нарезания зубьев конических колес	32
Д. И. Брон, М. Л. Бернштейн, А. Г. Раихштадт, И. И. Левитес — Упрочение рессорной стали марки 55ХГР методом высокотемпературной термомеханической обработки	35
И. М. Семенюк — О степени поверхностного насыщения чугуна абразивными частицами при шлифовании	38

ИНФОРМАЦИЯ

М. А. Коссов — Состояние и перспективы развития автомобильных газотурбинных двигателей за рубежом	40
--	----

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Ю. Б. Беленький, Н. П. Имашева — Рецензия на книгу Певзнера Я. М., Горелика А. М. «Пневматические и гидропневматические подвески». Машгиз, 1963	47
Отечественные изобретения по конструкции и технологии автомобилей, внедренные в производство. Список № 1	48

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор П. А. Пирязев.

Сдано в производство 5/XI—1963 г.

Подписано в печать 21/XII—1963 г.

Т-15995 Тираж 11.880 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 9. Бум. л. 3. Формат 60×90 $\frac{1}{2}$. Зак. 5005.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1

ЯНВАРЬ

1964

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

Год издания XXX

УДК 629.113:681.142

Улучшение анализа долговечности и качества продукции на предприятиях автомобильной промышленности с применением ЭВМ

(В порядке обсуждения)

В. В. ЛУКИН

Московский инженерно-экономический институт имени С. Орджоникидзе

ПЕРЕД предприятиями машиностроительной промышленности стоит задача, исходя из решений XXII съезда КПСС, обеспечить дальнейшее повышение качества и долговечности выпускаемой продукции.

В настоящее время анализ качества продукции осуществляется непосредственно на заводах. Он проводится отделом технического контроля с использованием данных лабораторных анализов, стендовых испытаний и измерения различных характеристик и параметров. Этим и ограничивается в большинстве случаев изучение качества выпускаемой заводом продукции. Завод гарантирует безотказную работу своей продукции в течение определенного срока, а в случае возникновения каких-либо неполадок оплачивает работу гарантийных мастерских за ремонт или устраняет выявленные дефекты у себя.

Так, для легковых автомобилей «Запорожец» установлен гарантийный срок безотказной работы в течение одного года или 10 000 км пробега. При этих условиях организация или лицо, не форсирующие эксплуатацию автомобиля, практически не могут воспользоваться гарантийными привилегиями. Следовательно, все неполадки, которые возникнут по истечении одного года, не будут известны заводу, выпустившему автомобиль, хотя они могут возникнуть и на 4000—5000 км пробега автомобиля. К тому же и 10 000 км пробега вряд ли являются оптимальным критерием срока службы автомобиля с народнохозяйственной точки зрения.

Существующие в настоящее время гарантийные сроки, как правило, явно занижены. Фактический срок службы автомобилей в несколько раз превышает гарантийный. Это нисколько не способствует повышению ответственности заводов-изготовителей за высокое качество и долговечность их продукции.

Следовательно, необходимо продлить сроки гарантий. Увеличение гарантийного срока повысит материальную ответственность предприятий-изготовителей и обяжет их систематически совершенствовать изготавливаемую продукцию. Гарантийный срок должен обеспечивать надежную службу продукции, выраженную в часах работы или километрах пробега до ремонта и без использования запасных частей сверх установленного комплекта. При этом, разумеется, эксплуатация должна осуществляться с соблюдением технических правил и проведением обязательных профилактических мер. Необходимо превратить гарантии из условного, часто имеющего скользкий смысл

щественного практического значения обязательства предприятия-изготовителя в один из основных показателей качества и долговечности выпускаемой продукции.

В настоящее время в плане предприятия предусмотрены показатели себестоимости, выпуска продукции, производительности труда, но отсутствуют какие-либо показатели качества и долговечности продукции. Это влечет за собой на ряде промышленных предприятий в погоне за увеличением выпуска продукции и повышением производительности труда сокращение установленного на обработку времени за счет исключения из производственного цикла отдельных трудоемких операций. Подобные явления пагубно отражаются на качестве и долговечности продукции.

Для повышения качества продукции, помимо строгого выполнения всех требований технологического режима, требуются и некоторые дополнительные затраты. В связи с этим на изделия (узлы, детали) улучшенного качества и повышенной долговечности следует устанавливать цены с таким расчетом, чтобы покрывать дополнительные затраты предприятия. В таких случаях должно соблюдаться приблизительно следующее соотношение: при увеличении долговечности на 50—60% цена на продукцию должна повышаться примерно на 20—25%, но тогда увеличение затрат на производство не должно превышать 10—15%*.

В настоящее время дополнительные расходы предприятий, направленные на повышение долговечности и качества продукции, не отражаются в отпускных ценах, в связи с чем не выплачивается та часть заработной платы, которая начислялась бы за выполнение дополнительных операций. Если отпускные цены будут отражать увеличение долговечности и повышение качества продукции и это будет учитываться при определении объема выпускаемой предприятием продукции, то существующая в настоящее время система контроля за расходованием фонда заработной платы не будет препятствовать проявлению инициативы предприятий в повышении долговечности и качества продукции.

Во многих случаях при существующем реагировании предприятий на рекламации потребитель не прибегает к последним даже при наличии гарантийного срока. Это часто объясняется

отдаленностью потребителя, невозможностью перегнать автомобиль на завод или незначительностью поломки.

Следовательно, существующая система рекламаций не дает полного и всестороннего представления предприятию о качестве выпускаемой им продукции. Она изолирует предприятие от основного источника информации о качестве продукции — от ее массового потребителя. Так, например, на Минском автозаводе за 1961 г. поступило всего 110 рекламаций на качество автомобилей. Но такое малое количество рекламаций при выпуске разнообразной номенклатуры изделий не дает возможности глубоко судить о качестве и долговечности выпускаемой продукции.

На Минский тракторный завод в 1961 г. поступило всего 197 рекламаций на качество тракторов.

Основная информация о качестве должна основываться не только на выходящем из строя том или ином узле или детали в течение гарантийного срока, а должна показывать, какова долговечность и надежность в эксплуатации автомобиля или оборудования. Такая информация позволит вести борьбу за продление срока службы деталей, узлов и автомобилей в целом. Сознательный или несознательный отказ от получения такой информации и ее изучения наносит каждому предприятию и всему народному хозяйству в целом огромный, подчас неисчислимый урон.

Так, на Минском автозаводе в 1961 г. сумма затрат на удовлетворение рекламаций составила 700 000 руб. Однако в целом для всей экономики нашей страны такие потери неисчислимы, это миллионы часов затраченного непроизводительного труда и миллиарды рублей, выброшенные из государственной казны.

Если предположить, что в результате отсутствия анализа срока службы готовых изделий у потребителя продукция машиностроительной промышленности служит несколько меньше предусмотренного периода, то будет происходить непроизводительная затрата материальных и трудовых средств и нарушаются сопряженные планы во всем народном хозяйстве. Это повлечет за собой еще более возрастающие потери. Кроме того, существуют еще неучитываемые затраты труда и времени на приобретение не предусмотренных планами производства дефицитных деталей и узлов и на установку их подчас кустарными способами.

Отмеченные выше недостатки можно ликвидировать в значительной их части путем систематического анализа долговечности и качества продукции, находящейся у потребителя, самими заводами-изготовителями. Однако осуществление такого анализа без применения современных средств механизации и, в частности, электронных вычислительных машин, мало реально. Потребуются значительные трудовые затраты на запрос отзывов, их сортировку по различным причинам и показателям. При этом не всегда известно, кому поступила продукция данного завода, да и не у всех найдется свободное время написать ответ на запрос в случае незначительных поломок.

С применением электронных вычислительных машин, а частично и счетно-перфорационных машин, представляется реальная возможность осуществить всесторонний и глубокий анализ долговечности и качества продукции, находящейся в эксплуатации у потребителя. Для этого следует ввести специальный сопроводительный документ — вопросник для каждой единицы готовой продукции, которая выходит с завода. Такой документ следует делать на обычной перфорационной карте. Определенная постоянная информация должна быть заранее отперфорирована. Например, проставляется дата изготовления или отгрузки, вид продукции и т. д.

На лицевой стороне перфорационной карты, сверху по горизонтали, следует разместить графы с указанием условий эксплуатации автомобиля и его пробега, а также графы важнейших с точки зрения заводского анализа узлов, деталей данного типа автомобиля и причин поломок.

У каждого агрегата современного автомобиля обычно сначала выходит из строя небольшое количество деталей. Учет долговечности таких деталей и причин выхода их из строя имеет большое значение при анализе долговечности и качества продукции.

Само заполнение карточки должно быть элементарно простым. Карточка-вопросник может представлять собой или перфокарту с частично надавленными отверстиями, которые можно было бы легко выдавить любым острым предметом, или карту, приспособленную для графических отметок с последующим автоматическим считыванием информации с помощью считающего перфоратора.

При этом необходимо для воплощения этой идеи, особенно на первой ее стадии, создать условия стимулирования представления рекламаций. Например, завод дает обязательство потребителю в случае представления рекламаций содействовать устранению дефектов (даже при возникновении их после истечения гарантийного срока) через своих представителей, высыпать запасные детали наложенным платежом, оплачивать почтовый сбор за отправленную рекламацию и т. д.

На обратной стороне карты-вопросника следует отпечатать типографским способом адрес завода, его наименование, название автомобиля, а также просьбу к потребителю в определенной форме. Следует оставить место для обратного адреса отправителя рекламации и отдельных письменных замечаний.

Необходимо также дать небольшое правило заполнения карты-вопросника:

1) найти колонку с указанием условий эксплуатации автомобиля и проткнуть отверстие или сделать отметку карандашом (автомагистрали — 1, город 2 —, сельская местность 3);

2) найти колонку с указанием пробега автомобиля и из двух имеющихся колонок цифр подобрать нужное число тысяч километров и сделать проколы или отметки;

3) найти колонки с наименованием неисправного узла или детали и причин неисправности и на пересечении первой колонки со строкой единиц перфокарты сделать прокол или отметку, а во второй колонке отметить цифру, соответствующую характеру дефекта.

При соответствующей группировке на заводе характера дефектов по отдельным узлам и деталям в десять различных групп, последние можно обозначить соответствующими цифрами. Так, разрыв металла во всех узлах можно обозначить, например, цифрой 3 и т. д.

Поскольку условия эксплуатации автомобиля влияют на их долговечность, то целесообразно в карте-вопроснике ввести показатель условий эксплуатации. Например, хорошие условия — автомагистрали, средние — город, тяжелые — сельская местность, обозначив их соответственно цифрами 1, 2, 3 и т. д. Это облегчит анализ.

Для правильной организации учета рекламаций и их анализа следует каждому представителю такой рекламации, помимо оказания той или иной помощи, высыпать новую карту-вопросник. В ней следует показать (отперфорировать) только такие данные, как номер автомобиля, дату изготовления, но не следует указывать уже учтенные поломки той или иной детали. Используя такую карту, потребитель продукции сможет в случае необходимости снова информировать автозавод о тех или иных неисправностях в автомобиле. Такая рекламация может содержать, например, информацию,ложенную в табл. 1.

Таблица 1

Дата изгото- вления	Тип автомо- билия	Условия эксплуа- тации	Пробег в тыс. км	Головка блока ци- линдров	Причины полом- ки	Коленчатый вал	Причины поломки	Картер	Причины поломки	и т. д.
0 0 0 0 0 0 0	0 0	0	0 0	0	0	0	0	0	0	0
1 1 1 1 1 1 1	1 1	1 1	1 1	1 1	1	1	1	1	1	1
2 2 2 2 2 2 2	2 2	2 2	2 2	2 2	2	2	2	2	2	2
3 3 3 3 3 3 3	3 3	3 3	3 3 3 3	3 3 3 3	3	3	3	3	3	3
4 4 4 4 4 4 4	4 4	4 4	4 4 4 4	4 4 4 4	4	4	4	4	4	4
5 5 5 5 5 5 5	5 5	5 5	5 5	5 5	5	5	5	5	5	5
6 6 6 6 6 6 6	6 6	6 6	6 6	6 6	6	6	6	6	6	6
7 7 7 7 7 7 7	7 7	7 7	7 7 7 7	7 7 7 7	7	7	7	7	7	7
8 8 8 8 8 8 8	8 8	8 8	8 8 8 8	8 8 8 8	8	8	8	8	8	8
9 9 9 9 9 9 9	9 9	9 9	9 9 9 9	9 9 9 9	9	9	9	9	9	9
Содержание перфокарты										
27.12.62	ЗИЛ-164А	Хорс- шие	25	1	Раз- рыв метал- ла	—	—	1	Раз- рыв металла	

Все данныечитываются при обработке перфокарты в соответствии с их значением. Под каждое наименование детали или причины можно выделять по одной или две колонки. Это будет зависеть от количества необходимой предприятию информации.

С использованием такой системы изучения долговечности продукции, находящейся у потребителя, несколько возрастут почтовые расходы, расходы на перфокарты и перфорацию, обработку информации на ЭВМ или счетно-перфорационных машинах, на удовлетворение большего числа выявленных рекламаций.

Однако выявленные с помощью этой системы недостатки позволяют сократить потери от брака, увеличить долговечность продукции и сэкономить тем самым общественные затраты труда.

При внедрении такой системы анализа предприятие имеет возможность варьировать наименованиями отдельных узлов, деталей и причин неисправности. Это позволит углублять анализ по наиболее важным деталям и узлам с точки зрения изучения их долговечности. В результате анализа появится возможность выявлять наиболее уязвимые стороны того или иного автомобиля, узла, детали.

В случае необходимости для автозавода выявления более полного характера дефектов по отдельному наименованию детали или узла можно высыпать аналогичные карты-вопросники по соответствующим адресам предъявителей рекламаций с вопросом только в части характера дефектов.

Если учитывать, что постоянная информация (цены, плановые сроки службы и пр.) будет храниться в запоминающем устройстве ЭВМ, то с использованием данных карт-вопросников открываются широкие возможности для механизации анализа долговечности продукции и получения ряда новых экономических показателей по отдельному промышленному предприятию. Для проведения такого анализа необходимо предварительно всесторонне изучить поставленные экономические задачи и составить программу обработки информации на ЭВМ. Однако еще до составления программы требуется осуществить математическое описание (алгоритмизацию) рассматриваемых задач. Для этого следует отобрать необходимые исходные экономические показатели, которые представляли бы собой минимум осмысленной цифровой информации по изучаемому вопросу. Если считать, что каждая единица информации состоит из основания, которое количественно отражает характеризуемый факт, и ряда признаков (реквизитов), то при построении экономико-математических формул для анализа долговечности и качества можно использовать буквенные обозначения. Так, основание стоимостное можно обозначить через S , а основание количественное — через N . Буквы также приемлемы для обозначения справочных и группировочных признаков. Например, все виды рекламаций можно обозначить буквой r , деталь (узел) — через δ , а месяц — через m . Различные буквы могут быть использованы и для обозначения других признаков. Тогда такое выражение как $S_{\text{рдм}}$ будет обозначать сумму S затрат на удовлетворение рекламаций r по данной детали δ в течение месяца m .

Используя информацию о выходе из строя отдельных деталей и узлов у потребителя, предприятие может определять на ЭВМ экономическую эффективность для народного хозяйства страны от увеличения или сокращения сроков службы отдельных деталей и узлов, т. е. показатель влияния качества продукции. Следует ввести в отчетность промышленных предприятий такой показатель и с его учетом судить о производственно-хозяйственной деятельности каждого завода. Такой показатель должен отражать экономию или потери государства в результате изменения срока службы деталей или узлов.

При анализе следует использовать сроки службы отдельных деталей и узлов с учетом пробега автомобиля. Исходя из этих сроков, можно рассчитывать коэффициенты. Если принять, например, плановый срок службы узла в течение пробега 50 000 км, то 1000 км пробега составят всего 2%.

$$\frac{100 \times 1}{50}$$

планового срока службы. Если представить его в качестве коэффициента, то получим 0,02 (2/100). Тогда все отклонения от установленного планом срока службы могут быть представлены коэффициентами со знаками «+» (потери) или «-» (экономия). Так, если рекламация поступила с извещением о выходе из строя узла на 55 000 км пробега автомобиля, то получим коэффициент отклонений срока службы по узлу

$$K\delta = 1 - (-0,02 \times 55) = -0,1.$$

В общем виде этот показатель можно представить формулой

$$\pm K\delta = 1 - (N_{\text{кфд}}/N_{\text{кпд}}),$$

где K — коэффициент отклонений срока службы;
 n — план;
 ϕ — фактически;
 k — километры.

С применением ЭВМ можно изучать динамику увеличения или уменьшения срока службы отдельных деталей и узлов в связи с изменением технологии производства, внедрением новых видов материалов, заменителей, улучшением обработки детали или узла и некоторым ее удешевлением. Кроме того, применение ЭВМ и использование карт-вопросников позволит осуществлять всесторонний глубокий анализ сроков службы различных деталей и узлов у потребителей. Различные детали и узлы, как правило, несут различную нагрузку во время их эксплуатации, и, помимо этого, по своим качественным и конструктивным особенностям обладают различной долговечностью. Поэтому важно определить те детали и узлы, которые являются недолговечными в эксплуатации, определить сроки их службы, причины поломки и организовать их производство в достаточном количестве на запасные части с одновременной борьбой за повышение долговечности. Бесперебойное снабжение парка автомобилей и тракторов такими деталями и узлами значительно удлинит срок их службы.

Используя коэффициент отклонений срока службы по каждой детали или узлу данного номенклатурного номера, можно определить средний коэффициент отклонений за месяц по данному номенклатурному номеру:

$$\pm K_{\text{сдм}} = (\pm K\delta_1 \pm K\delta_2 \pm \dots \pm K\delta_n) / N_{\text{рдм}},$$

где c — среднее значение.

После этого можно найти общую сумму экономии или потерь для государства от изменения продолжительности срока службы указанного в рекламациях количества деталей или узлов данного номенклатурного номера. Для этого можно воспользоваться формулой

$$\pm S_{\text{эдм}} = S_{\text{од}} \times \pm K_{\text{сдм}} \times N_{\text{рдм}},$$

где ϑ — экономия или потеря;
 O — оптовая цена.

Общая сумма экономии или потерь для государства по заводу от изменения долговечности находится по формуле

$$\pm S_{\text{эмз}} = \sum_{\sigma=1}^n \pm S_{\text{эдм}},$$

где z — завод.

Безусловно, этот показатель отражает в упрощенном виде экономию или потери для государства, так как учитывается только прямая экономия или потери по отдельным деталям или узлам, но при этом не учитывается время работы или бездействия всего автомобиля в результате порчи детали или узла и связанная с этим косвенная прибыль или убытки. Однако для анализа степени влияния долговечности продукции этот показатель вполне пригоден.

Анализируя долговечность продукции, интересно также определить затраты по каждой отдельной детали данного номенклатурного номера на удовлетворение рекламации. Они могут состоять из фактической себестоимости детали $S_{\text{фд}}$, транспортных расходов $S_{\text{тд}}$, затрат на исправление $S_{\text{ид}}$ и почтово-телеграфных расходов $S_{\text{лд}}$. Их можно определить следующим образом

$$S_{\text{рд}} = S_{\text{фд}} + S_{\text{тд}} + S_{\text{ид}} + S_{\text{лд}},$$

где t — транспортные расходы;

i — исправления;

l — почтово-телеграфные расходы.

Общая сумма затрат на удовлетворение рекламаций за месяц по деталям одного номенклатурного номера следующая

$$S_{\text{рдм}} = \sum_{p=1}^n S_{\text{рд}},$$

а общая сумма затрат по всем деталям разных номенклатурных номеров

$$S_{pmz} = \sum_{o=1}^n S_{pdm}.$$

Изучение долговечности и качества непосредственно связано с анализом себестоимости продукции. Ряд деталей и узлов для повышения их качества и долговечности требует дополнительных затрат. В таких случаях следует анализировать рост себестоимости продукции в связи с улучшением качества. В тех случаях, когда качество и долговечность продукции повышаются в большей степени, чем возрастают затраты на производство, увеличение затрат можно считать экономически обоснованным.

Для определения изменения затрат, направленных на повышение долговечности и качества той или иной детали, следует воспользоваться формулой

$$\pm S_{ydm} = S_{fdm} + (-S_{fdm}),$$

где y — усовершенствование детали;

n — данный отчетный период;

b — предыдущий отчетный период.

Фактическое изменение затрат за месяц на усовершенствование детали данного номенклатурного номера можно определить по формуле

$$\pm S_{ydm} = \pm S_{ydm} \times N_{dvm},$$

где v — товарный выпуск.

По всем номенклатурным номерам этот показатель находим следующим образом:

$$\pm S_{ymz} = \sum_{o=1}^n \pm S_{ydm}.$$

Для изучения удельного веса и динамики за ряд отчетных периодов представляет интерес показатель удельного веса продукции, признанной негодной по рекламациям, в товарном выпуске данного вида продукции:

$$Pdm = N_{pdm} \times 100 / N_{dvm},$$

где P — процент.

Следует также выявить при анализе по отдельные узлы отклонения от планового пробега в километрах:

$$\pm N_{kodm} = N_{kpd} \times \pm K_{cdm},$$

где o — отклонения.

С использованием приведенных экономико-математических формул можно получать с ЭВМ готовую сводку (табл. 2).

Предлагаемая система выявления рекламаций позволит также изучать динамику изменения частоты поломок с учетом причин и условий эксплуатации, изменение срока службы в связи с улучшением технологии изготовления той или иной детали или узла, изменение фактической себестоимости, затрат на удовлетворение рекламаций с учетом причин, средний коэффициент срока службы и отклонения от планового срока службы по отдельным деталям и узлам за ряд отчетных периодов. При анализе на ЭВМ подобные аналитические сводки по отдельным деталям или узлам можно получать с использованием приведенных экономико-математических формул (табл. 3).

Таблица 2

Наименование детали (узла)	Экономия или потеря для государства	Затраты завода на удов- летворение рекламаций	Затраты на повышение дол- говечности и качества	Удельный вес в % негод- ной по рекламациям про- дукции в товарном выпус- ке	Средний коэффициент от- клонений срока службы	Отклонения от планового срока службы в тыс. км
A и т. д.	$\pm S_{ydm}$...	S_{pdm} ...	$\pm S_{ydm}$...	Pdm ...	$\pm K_{cdm}$...	$\pm N_{kodm}$...
Всего по заводу	$\pm S_{ydm}$	S_{pdm}	$\pm S_{ydm}$	—	—	—

Таблица 3

Изучаемые показатели	Периоды		
	m_1	и т. д.	m_n
Фактическая себестоимость детали . . .	S_{fd}	...	S_{fd}
Затраты на удовлетворение рекламаций: в том числе по причинам:	S_{pd}	...	S_{pd}
а)	S_{pdg_1}	...	S_{pdg_1}
б)	S_{pdg_2}	...	S_{pdg_2}
и т. д.	S_{pdg_3}	...	S_{pdg_3}
Частота поломок:	N_{pd}	...	N_{pd}
В том числе по причинам:	N_{pdg_1}	...	N_{pdg_1}
а)	N_{pdg_2}	...	N_{pdg_2}
б)	N_{pdg_3}	...	N_{pdg_3}
и т. д.	N_{pdg_4}	...	N_{pdg_4}
Средний коэффициент срока службы . . .	$\pm N_{kod}$...	$\pm N_{kod}$
Отклонения от планового срока службы	$\pm K_{cd}$...	$\pm K_{cd}$

* g — причина выхода из строя.

Изучение долговечности и надежности продукции позволяет установить взаимосвязь между ритмичностью выпуска продукции и ее качеством. Штурмовщина отрицательно влияет на качество. При анализе рекламаций представляется возможность изучить влияние ритмичности на показатели долговечности и качества, а следовательно, и на себестоимость продукции.

С широким привлечением рекламаций для изучения долговечности и качества появится необходимость в систематическом изучении материалов о качестве продукции предприятий, поставляющих детали и узлы по кооперации. Это может привлечь за собой необходимость разработки определенной системы взаимной экономической информации о качестве продукции.

При определении требований, предъявляемых к долговечности и качеству продукции, необходимо учитывать показатели лучших отечественных и зарубежных образцов.

Характеристика долговечности и качества продукции на основе изучения отзывов широкого круга потребителей продукции должна занять важное место в системе экономических показателей хозяйственной деятельности предприятий автомобильной промышленности.

Конструирование исследования испытания

К вопросу расчета максимальной мощности двигателя проектируемого автомобиля

Кандидаты техн. наук К. И. АЛЕЩЕНКО, А. М. РАСКИН

Саратовский политехнический институт

ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ, когда выполняется тяговый расчет автомобиля, возникает необходимость подбирать скоростную характеристику двигателя. Скоростная характеристика должна быть такой, чтобы автомобиль имел заданные максимальные величины скорости и динамического фактора на высшей передаче.

В качестве основы для определения скоростной характеристики двигателя акад. Е. А. Чудаков [1] предлагает взять динамическую характеристику автомобиля на последней передаче, которая может быть построена по трем расчетным точкам как функция скорости. Действительная же скоростная характеристика двигателя может удовлетворять только одному какому-либо значению такой динамической характеристики. Однако автор не указывает, как можно увязать между собой действительную и расчетную скоростные характеристики.

Рекомендации проф. Г. В. Зимелева [2] и проф. Б. С. Фалькевича [3] сводятся к подбору такой скоростной характеристики двигателя, которая обеспечивала бы автомобилю заданную максимальную скорость движения и преодоление максимального сопротивления дороги на высшей передаче. Предлагаемые методы подбора скоростной характеристики двигателя являются весьма трудоемкими.

Констатируя, что тяговые качества автомобилей целесообразно оценивать одновременно по двум параметрам — максимальному динамическому фактору на высшей передаче и максимальной скорости движения по асфальтированному шоссе, проф. Б. В. Гольз [4] предлагает определять максимальную мощность двигателя исходя из величины произведения этих двух параметров. Выведенная им расчетная формула для определения максимальной мощности двигателя позволяет ограничиться одним расчетом, учитываяшим одновременно оба фактора. Вместе с тем имеющийся в формуле постоянный коэффициент, значения которого различны в зависимости от типа автомобиля и мощности двигателя, несколько усложняет расчет.

В перечисленных трудах нет указаний, определяющих условия, при которых каждый из рассматриваемых параметров является решающим при расчете максимальной мощности двигателя.

В связи с этим была поставлена задача уточнить способ определения максимальной мощности двигателя для построения скоростной характеристики проектируемого автомобиля и выяснить, в каких случаях расчет максимальной мощности необходимо вести, исходя из условия обеспечения максимальной скорости движения автомобиля, а в каких случаях — по максимальному динамическому фактору на прямой передаче. Подробному анализу подверглись уравнения, широко применяемые в тяговом расчете автомобиля и позволяющие с достаточной для целей проектирования точностью определять значения мощности двигателя для построения скоростной характеристики.

Если использовать известное уравнение С. Р. Лейдермана, то можно определить максимальную мощность карбюраторного двигателя следующим образом.

Из условия обеспечения максимальной заданной скорости движения при заданном постоянном сопротивлении дороги

$$N_{e \max} = \frac{N_v \max}{a} \text{ л. с.}, \quad (1)$$

а из условия обеспечения максимального динамического фактора на высшей передаче

$$N'_{e \max} = \frac{N_M}{b} \text{ л. с.}, \quad (2)$$

где $N_{e \max}$ и $N'_{e \max}$ — максимальная мощность двигателя; $N_{e \max}$ — мощность двигателя, соответствующая максимальной скорости движения автомобиля (для грузовых автомобилей — скорости, ограниченной регулятором); N_M — мощность двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя (максимальному динамическому фактору на высшей передаче);

$a = \frac{n_v}{n_N} + \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^3$ — постоянная величина для данного двигателя;

$b = \frac{n_M}{n_N} + \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3$ — постоянная величина для данного двигателя;

n_v , n_N и n_M — числа оборотов коленчатого вала двигателя, соответствующие максимальным значениям скорости (для грузовых автомобилей скорость, ограниченная регулятором), мощности и крутящего момента.

Величины $N_{e \max}$ и N_M определяются следующим образом:

$$N_v \max = \frac{G_a \psi_v v_{\max}}{270 \eta_m} + \frac{K F v_{\max}^3}{3500 \eta_m} \text{ л. с.}, \quad (3)$$

$$N_M = \frac{G_a D_0 \max v_M}{270 \eta_m} + \frac{K F v_M^3}{3500 \eta_m} \text{ л. с.}, \quad (4)$$

где G_a — полный вес автомобиля в кг; K — коэффициент сопротивления воздуха; F — площадь лобового сопротивления в м²; η_m — механический к.п.д. силовой передачи; v_{\max} — максимальная скорость автомобиля в км/ч (для грузовых автомобилей скорость, ограниченная регулятором); v_M — скорость, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя, в км/ч; ψ_v — коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости движения автомобиля; $D_0 \max$ — максимальный динамический фактор на высшей передаче.

Выразим величину v_M через максимальную скорость v_{\max} . Известно, что

$$v_M = \frac{n_M v_{\max}}{n_v}.$$

Обозначим

$$\frac{n_M}{n_v} = \lambda,$$

тогда, подставив значения λ в предыдущее выражение, получим

$$v_M = \lambda v_{\max}.$$

Используя полученное выражение, можно формулу (4) представить в следующем виде:

$$N_M = \frac{G_a D_0 \max \lambda v_{\max}}{270 \tau_m} + \frac{KF \lambda^3 v_{\max}^3}{3500 \eta_m}. \quad (5)$$

Если теперь значения N_{\max} из формулы (3) и N_M из формулы (5) подставить в выражения (1) и (2), то будем иметь

$$N_e \max = \frac{G_a \psi_v}{270 \eta_m a} v_{\max} + \frac{KF}{3500 \eta_m a} v_{\max}^3 \quad (6)$$

$$N'_e \max = \frac{G_a D_0 \max \lambda}{270 \tau_m b} v_{\max} + \frac{KF \lambda^3}{3500 \eta_m b} v_{\max}^3. \quad (7)$$

Полученные формулы выражают в обоих рассматриваемых случаях величину максимальной мощности двигателя в зависимости от максимальной скорости движения автомобиля. Они позволяют выяснить закономерность изменения величины требующейся максимальной мощности двигателя при изменении максимальной скорости автомобиля, если остальные параметры при этом останутся неизменными.

Кроме величины v_{\max} , все члены в правых частях уравнений представляют собой постоянные величины для проектируемого автомобиля.

Введем обозначения:

$$A = \frac{KF}{3500 \eta_m a}, \quad C = \frac{G_a \psi_v}{270 \eta_m a},$$

$$A' = \frac{KF \lambda^3}{3500 \eta_m b}, \quad C' = \frac{G_a D_0 \max \lambda}{270 \tau_m b}$$

и для задаваемых различных значений максимальной скорости $v_x = v_{\max}$.

Тогда формулы (6) и (7) примут вид:

$$N_e \max = A v_x^3 + C v_x, \quad (8)$$

$$N'_e \max = A' v_x^3 + C' v_x. \quad (9)$$

Формула (8) выражает изменение максимальной мощности двигателя в зависимости от скорости движения автомобиля $N_{\max} = f(v_x)$ на высшей передаче при заданном постоянном сопротивлении дороги.

Формула (9) выражает изменение максимальной мощности двигателя в зависимости от скорости движения автомобиля при заданном максимальном значении динамического фактора на высшей передаче.

Если переменную величину v_x истолковать как абсциссу, а величины N_{\max} и $N'_e \max$ — как ординаты точки в прямоугольной системе координат, то формулы (8) и (9) приобретут смысл уравнений кубических парабол в этой системе координат. Совместное решение уравнений (8) и (9) дает возможность определить условия, необходимые для пересечения рассматриваемых парабол.

Приняв для точки пересечения $N_{\max} = N'_e \max$ и $v_x = v_{Dv}$ и произведя преобразования, получим величину скорости, соответствующую точке пересечения этих двух парабол

$$v_{Dv} = \sqrt{\frac{C' - C}{A - A'}}. \quad (10)$$

Практический смысл имеют только положительные значения скорости.

Пересечение парабол возможно, если выражения $C' - C$ и $A - A'$ одного знака. Тогда правая часть формулы (10) будет представлять собой действительное, а не мнимое число. В про-

тивном случае параболы не пересекутся. Как видно, числитель и знаменатель подкоренного выражения могут иметь одинаковые знаки в следующих случаях: 1) если $C' > C$ и $A' < A$ и 2) если $C' < C$ и $A' > A$.

Параметры существующих моделей автомобилей удовлетворяют первому условию.

Формула (10) позволяет определить величину скорости v_{Dv} движения автомобиля, соответствующую точке пересечения парабол.

При задаваемой максимальной скорости, равной скорости v_{Dv} , расчет максимальной мощности можно выполнять в равной мере как из условия обеспечения v_{\max} , так и из условия обеспечения D_{\max} , т. е. с использованием любого из выражений (8) и (9).

При задаваемых значениях скорости $v_x < v_{Dv}$ и $v_x > v_{Dv}$ следует рассчитывать максимальную мощность с помощью того из выражений (8) или (9), у которого получается большая величина мощности. Для выяснения последнего достаточно вычислить мощность N_{\max} и $N'_e \max$ двигателя при любом одном значении скорости автомобиля. При этом необходимо учитывать, что после точки пересечения изменяется взаимное расположение парабол и соответственно этому производится выбор расчетного уравнения.

Значение величин v_{Dv} , N_{\max} и $N'_e \max$ для произвольно выбранного значения v_x дает возможность представить, в каком диапазоне скоростей на выбор расчетной формулы оказывает решающее влияние максимальная скорость движения, а в каком — максимальный динамический фактор на высшей передаче.

Например, если известна величина v_{Dv} , то достаточно определить N_{\max} и $N'_e \max$ при $v_x = 10 \text{ км/ч}$ (величина $v_x = 10$ взята в целях сокращения вычислений) и станет вполне ясным, какому из рассмотренных уравнений — (8) или (9) — следует отдать предпочтение при расчете мощности для всех значений скорости ($v_x < v_{Dv}$ и $v_x > v_{Dv}$) движения автомобиля данного типа. С целью уточнения изложенных положений приводятся примерные расчеты для трех моделей автомобилей с карбюраторными двигателями — двух грузовых и одной легковой.

Исходные данные для расчета приведены в таблице

Параметры	Тип автомобиля			Параметры	Тип автомобиля		
	грузовой (модель 1)	грузовой (модель 2)	легковой (модель 3)		грузовой (модель 1)	грузовой (модель 2)	легковой (модель 3)
G_a в кг	5350	8250	1700	$\frac{n_v}{n_N}$	0,875	0,925	1,1
K	0,062	0,07	0,025	$\frac{n_M}{n_N}$	0,5	0,5	0,5
F в м^2	3,2	3,4	2,16	λ	0,57	0,535	0,45
τ_n	0,9	0,9	0,9	a	0,97	0,99	0,98
ψ_v	0,02	0,02	0,02	b	0,625	0,625	0,625
D_0	0,05	0,055	0,09				

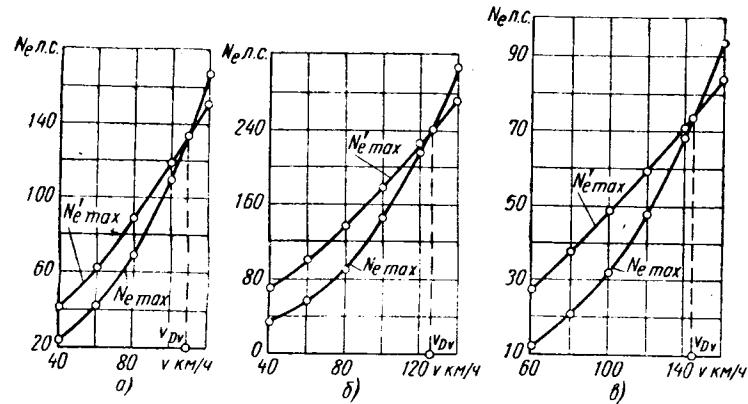
Полученные результаты позволили построить графики (рис. 1), на каждом из которых приведены две параболы, выражающие изменение максимальной мощности двигателя в зависимости от скорости движения автомобиля.

Для построения одной из них максимальная мощность двигателя N_{\max} подсчитывалась по максимальной скорости по формуле (8).

Для второй параболы максимальная мощность двигателя $N'_e \max$ подсчитывалась по максимальному динамическому фактору на высшей передаче по формуле (9).

Как видно из графиков, у всех моделей автомобилей наблюдается пересечение парабол в одной точке. На каждом графике для всех значений скорости движения автомобиля, меньших, чем скорость v_{Dv} , при которой происходит пересечение парабол, мощность двигателя, вычисленная из условия обеспечения максимального динамического фактора на высшей передаче, по своей величине больше мощности, подсчитанной из ус-

ловия обеспечения максимальной скорости движения. При значениях скорости движения автомобиля, превышающих величину скорости v_{Dv} , наоборот, мощность двигателя, подсчитанная по максимальной скорости движения автомобиля, по своей величине больше мощности, определяемой по максимальному динамическому фактору на высшей передаче.



Расчетная максимальная мощность двигателя при различных значениях скорости движения автомобиля:

а — модель 1; б — модель 2; в — модель 3.

Следовательно, для рассматриваемых типов автомобилей, если максимальная скорость движения задается меньше скорости v_{Dv} , можно ограничиться одним расчетом максимальной мощности двигателя из условия обеспечения максимального динамического фактора на высшей передаче. В этом случае тяговые качества автомобиля обеспечивают ему заданную максимальную скорость движения.

В том случае, если заданная максимальная скорость движения больше скорости v_{Dv} , максимальную мощность двигателя можно рассчитывать, исходя только из обеспечения максимальной скорости движения. Максимальный динамический фактор на высшей передаче будет при этом вполне достаточен.

При сравнении полученных расчетных значений скорости v_{Dv} с действительными значениями максимальной скорости движения автомобилей выявляется следующее. По каждой модели автомобиля в примерном расчете получена скорость v_{Dv} , превышающая по величине максимальную скорость существующего автомобиля подобного типа. Поэтому максимальную мощность двигателя у таких автомобилей необходимо определять только из условия обеспечения максимального динамического фактора на высшей передаче.

Приведенные примерные расчеты показывают, что подобным методом можно определить значения скорости v_{Dv} для автомобилей различного типа и построить для них соответствующие графики. Тогда расчет максимальной мощности двигателя достаточно выполнять по одной из формул (8) или (9).

Выводы

1. Изменение необходимой максимальной мощности двигателя в зависимости от заданных значений максимальной скорости движения автомобиля при заданном постоянном сопротивлении дороги и при заданном максимальном значении динамического фактора на высшей передаче, может быть выражено двумя идентичными уравнениями и представлено графически двумя кубическими параболами.

2. Получено выражение, позволяющее определять условия пересечения двух кубических парабол и скорость v_{Dv} , при которой будет одинакова величина максимальной мощности двигателя, подсчитанная из условия обеспечения максимальной скорости движения при заданном сопротивлении дороги и из условия обеспечения максимального динамического фактора на высшей передаче.

3. При задаваемых значениях максимальной скорости движения автомобиля, меньших или больших скорости, соответствующей точке пересечения парабол, максимальная мощность двигателя должна подсчитываться с помощью того из выражений (8) или (9), при котором получается большая величина мощности при заданной скорости.

4. Для любого типа автомобиля с карбюраторным двигателем полученные формулы (8), (9) и (10), выраженные графически, позволяют определить для максимальной скорости движения автомобиля и максимального динамического фактора на высшей передаче диапазон скоростей движения, в пределах которого каждый из этих факторов является решающим при расчете максимальной мощности двигателя.

5. Примерный расчет, выполненный для трех моделей автомобилей, показал, что для каждой модели скорость v_{Dv} , соответствующая точке пересечения парабол, больше максимальной скорости существующего автомобиля подобного типа. При всех скоростях движения на высшей передаче, меньших, чем скорость v_{Dv} , получается большая величина мощности из условия обеспечения максимального динамического фактора на этой передаче, а не из условия максимальной скорости движения. Поэтому для таких автомобилей максимальную мощность следует рассчитывать только из условия обеспечения максимального динамического фактора на высшей передаче.

ЛИТЕРАТУРА

- Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Машгиз, 1950.
- Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1959.
- Гольд Б. В. и Фалькевич Б. С. Теория, конструирование и расчет автомобиля. Машгиз, 1957.
- Гольд Б. В. Проектирование автомобилей. Машгиз, 1956.
- Лейдерман С. Р. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1948, № 9.

УДК 629.1.073:629.11.012.5

Новые направления по созданию движителей колесного типа

А. М. Хлебников, канд. техн. наук В. И. Кнорд, Б. В. Ненахов, П. А. Шаркевич
НАМИ

В ТЕЧЕНИЕ 1954—1962 гг. коллективами Научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института, Научно-исследовательского института шинной промышленности, Ярославского шинного завода и другими организациями выполнен крупный комплекс научно-исследовательских и экспериментально-конструкторских работ, направленных на решение проблемы проходимости колесных машин массового производства. Этот комплекс работ выполнялся на основании опыта многолетних исследований НАМИ по определению влияния различных факторов и элементов конструкции автомобиля на проходимость и на основании рекомендаций института.

указывающих, что проходимость определяется в основном движителем: его типом, размерами, конструкцией и особенностями взаимодействия с опорной поверхностью.

Исходя из данного опыта и рекомендаций, в СССР были широко развиты работы по новым типам пневматических колесных движителей и созданы оригинальные движители — колеса с арочными шинами, которые в силу своих конструктивных особенностей и в отличие от ранее предлагавшихся средств повышения проходимости обычных грузовых автомобилей не только значительно снижают силу сопротивления движению автомобиля по мягким и увлажненным грунтам, но

и обеспечивают резкое повышение силы тяги по сцеплению. Важной отличительной чертой разработанного и внедренного в промышленность средства является его техническая простота: резкое повышение проходимости автомобилей достигается без изменения их конструкции путем замены обычных двухскатных колес ведущих мостов на колеса с арочными шинами.

Для обеспечения высоких сцепных качеств с мягкими и переувлажненными грунтами беговая поверхность шин снабжена мощными расщепленными грунтозацепами особой формы.

Это обуславливает автомобилям, оборудованным ими, высокую проходимость, высокие тяговые свойства и улучшает экономичность по расходу топлива при движении по размокшим грунтовым дорогам, заболоченной луговине, сухому песку и снежной целине глубиной до 0,5 м.

Для упрощения монтажа, путевого ремонта и получения ряда других преимуществ промышленность выпускает арочные шины бескамерного типа. Важным преимуществом бескамерных шин является уменьшение их нагрева за счет улучшения теплопередачи, что особенно важно при работе с повышенной радиальной деформацией. Кроме того, бескамерные шины обеспечивают безопасность движения за счет медленного выхода воздуха при проколах.

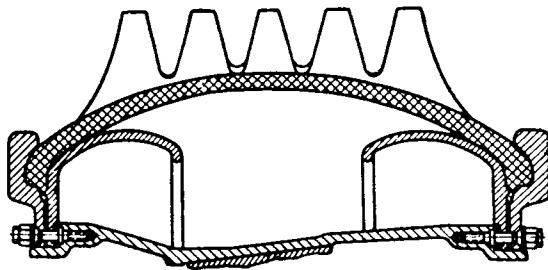


Рис. 1.

Конструкция отечественных арочных шин принципиально отличается от конструкций шин типа «Липсоид» английской фирмы Штрауслер (английский патент № 691001, 1953 г.). У каркаса таких шин (рис. 1) с бочкообразной и шарообразной формой профиля при постоянной кривизне по всей ширине отсутствуют боковые стенки. Крепительные крылья размещены по краям арки каркаса. Для закрепления шины на ободе и предохранения бортов от разрушения внутренним опорным металлическим дискам придана форма, аналогичная форме краев каркаса покрышки. В результате такой конструкции внутренние металлические диски тяжелы и громоздки.

Наружные крепящие металлические диски выступают над краями каркаса и при качении колеса могут соприкасаться с опорной поверхностью, поэтому должны иметь высокую прочность, а следовательно, большой вес и сложную конструкцию.

Работа такой деформированной под нагрузкой шины представляет собой сочетание качения по грунту пневматической оболочки и металлических выступов наружных крепящих дисков. В этом случае колесо неизбежно воспринимает ударную нагрузку от неровностей дороги через выступающие наружные диски. Непосредственное соприкосновение бортов шины с грунтом препятствует длительной надежной работе шины.

Наличие у арочных шин низких бортов, способных деформироваться, позволяет получить большую высоту профиля, меньшую радиальную жесткость оболочки и лучшее взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

Арочные шины имеют развитые расщепленные грунтозацепы эвольвентной формы. Расщепление грунтозацепов обеспечивает хорошую гибкость оболочки, а их эвольвентная форма способствует уменьшению потерь на деформацию грунта при входе в контакт и выходе из него.

Арочные шины отличаются от шин «Липсоид» не только конструкцией, но и назначением.

В нашей стране ввиду большой ее территории и широкой сети грунтовых дорог арочные шины предназначались для повышения проходимости массовых грузовых автомобилей, обеспечивающих нужды народного хозяйства. Шины «Липсоид» предназначались для специальных полноприводных автомобилей, нужных в основном для использования в военных целях. Широкое применение арочных шин позволило впервые в мировой практике решить проблему резкого повышения проходимости стандартных грузовых автомобилей.

Для отечественных автомобилей массового производства как выпускаемых, так и перспективных созданы арочные шины грузоподъемностью 2; 3 и 5 т, что соответствует нагрузкам на ведущие колеса автомобилей Горьковского, Московского, Кременчугского и Минского автозаводов.

Ниже приводится техническая характеристика этих шин

Модель	И-213	Я-170А	Я-186
Размер в мм	1000×600	1140×700	1300×750
Номинальная нагрузка в т	2	3	5
Номинальное давление воздуха в кг/см ²	1,5	1,8	2,0
Вес в кг	70	98	160
Число слоев каркаса	6	8	10

Лабораторно-дорожные и ходовые испытания грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2, оснащенных колесами с арочными шинами, показали высокий качественный эффект повышения проходимости — стандартные грузовые автомобили типа ЗИЛ-164, ГАЗ-51 по проходимости не уступают, а в отдельных случаях превосходят полноприводные автомобили типа ГАЗ-63 и ЗИЛ-151, но в некоторой степени уступают автомобилям типа ЗИЛ-157, имеющим современную ошиновку и систему регулирования давления воздуха в шинах.

Проводились также широкие эксплуатационные испытания автомобилей, оборудованных колесами с арочными шинами. Испытаниям подвергалось свыше 6000 автомобилей в различных автотранспортных организациях, находящихся в 29 краях и областях РСФСР, УССР, БССР, Казахской ССР и др.

По опыту применения в народном хозяйстве автомобилей, оборудованных колесами с арочными шинами, установлено, что они могут эффективно применяться в условиях бездорожья и в труднопроходимых местностях с размокшими черноземными, солончаковыми, сухими, песчаными и заснеженными дорогами. Кроме того, колеса с арочными шинами могут широко использоваться на прицепах, роликах, работающих в условиях бездорожья, различных самоходных шасси высокой проходимости и пр.

Наряду с высокой проходимостью, автомобили, оснащенные колесами с арочными шинами, обеспечивают хорошую экономичность по расходу топлива: на дорогах с твердым покрытием расход топлива у автомобилей ЗИЛ-164 с арочными шинами модели Я-170А при давлении воздуха 1,8 кг/см² практически такой же, как и у автомобилей со стандартными шинами. По мере усложнения дорожных условий расход топлива у автомобилей с арочными шинами становится меньше, чем у автомобилей со стандартными шинами. По сравнению с автомобилями высокой проходимости (ЗИЛ-151, ЗИЛ-157, ГАЗ-63) расход топлива на 1 ткм у автомобилей ЗИЛ-164 с арочными шинами во всех случаях значительно ниже. В зависимости от типа и состояния дорог это снижение достигает 20—30%.

Срок службы арочных шин зависит от условий эксплуатации.

Наибольшие пробеги во время эксплуатации автомобилей в осенний, зимний, весенний периоды по грунтовым дорогам и местности достигают 60—80 тыс. км. При эксплуатации по твердым сухим дорогам срок службы арочных шин существенно снижается.

Испытания показали, что средний срок службы арочных шин при их круглогодичном использовании в местностях, где 2/3 дорог грунтовые, а 1/3 дорог с твердым покрытием, составляет 40—45 тыс. км.

Срок службы деталей трансмиссии автомобилей с арочными шинами при их эксплуатации в соответствии с заводскими инструкциями такой же, как и у автомобилей со стандартными шинами.

Работы по арочным шинам явились основой развития в СССР новых направлений в области создания колесных движителей.

Основными из них являются:

1. Разработка движителей для массовых моделей грузовых автомобилей с целью получения высокого технико-экономического эффекта за счет экономии дефицитных шинных материалов и повышения эксплуатационных качеств автомобилей. С этой целью созданы образцы новых колес с автомобильными широкопрофильными шинами с постоянным внутренним давлением воздуха, предназначенные для замены обычных двухскатных колес автомобилей, прицепов и других машин. Такие колеса обеспечивают большое (примерно 25—30%) снижение расхода дефицитных и дорогих материалов шинного производства и металла ободов и позволяют значительно улучшить эксплуатационные качества автомобилей за счет уменьшения веса и момента инерции колес.

2. Разработка движителей для современных полноприводных автомобилей с целью обеспечения дальнейшего повышения их проходимости, тяговых качеств и грузоподъемности — широкопрофильных шин с регулируемым давлением воздуха.

3. Разработка движителей для новых типов вездеходов, предназначенных для работы по местности с очень низкой несущей способностью (болото, сыпучий песок, снег).

НИИШП и ЯЗЗ при участии НАМИ и МВТУ им. Баумана разработали колесные движители нового типа, пневмокатки, которые при испытаниях на экспериментальных установках, например на установке НАМИ (рис. 2), показали новый качественный эффект проходимости по болотистой местности, сухому песку и возможность обеспечения высокой плавности хода машин при отсутствии упругих элементов подвески.

В итоге большой работы, проведенной за последние годы, найдено принципиально новое радикальное решение проходимости стандартных грузовых автомобилей массового производства, обеспечено качественное повышение проходимости серийных полноприводных автомобилей и определены пути дальнейшего повышения их проходимости и тяговых качеств, обеспечена возможность создания новых типов специальных колесных вездеходов на пневмокатах для работы на местности с очень низкой несущей способностью, намечены пути

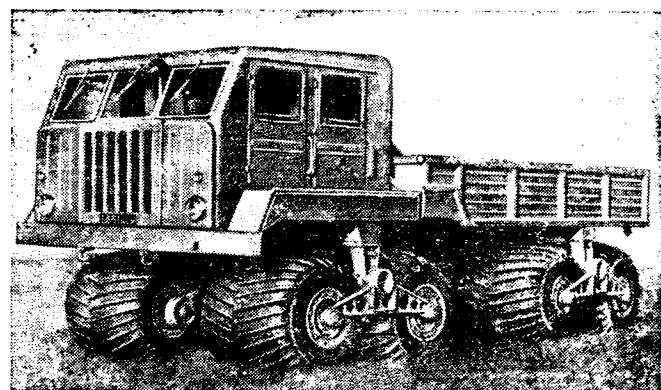


Рис. 2.

повышения эксплуатационных качеств стандартных автомобилей и значительной экономии материалов для изготовленияшин и ободов за счет замены двухскатных колес односкатными.

УДК 629.113.001.57

Статистическое исследование колебаний автомобиля на электронной моделирующей машине

Канд. тех. наук И. Г. ПАРХИЛОВСКИЙ, Н. Ф. ЗАЙЦЕВА

Горьковский сельскохозяйственный институт,
Горьковский автозавод

ПРИ ДВИЖЕНИИ автомобиля в естественных дорожных условиях во многих его агрегатах и узлах возникают колебательные процессы, влияющие на такие важные эксплуатационные качества автомобиля, как плавность хода, устойчивость, прочность и долговечность. Несмотря на очевидную целесообразность исследования этих процессов, они до настоящего времени изучены недостаточно.

На Горьковском автозаводе в течение ряда лет проводятся экспериментальные исследования по статистическому изучению колебательных процессов в реальных условиях работы автомобилей [1], [2]. Однако при экспериментальном изучении колебательных процессов и их характеристик возникают большие трудности всякий раз, когда необходимо выяснить их зависимость от параметров отдельных узлов автомобиля. Поэтому было решено для получения общих закономерностей протекания ряда колебательных процессов, связанных с подвеской, дополнить экспериментальные данные исследованиями на электронной моделирующей машине.

Чтобы уменьшить существующий разрыв между действительными условиями движения автомобиля и теоретическими методами, используемыми в настоящее время при исследованиях, проводимых на электронных машинах, были применены, как и в экспериментальных исследованиях, статистические методы.

Исследования проводились на моделирующей машине МН-8 в вычислительном центре Горьковского физико-технического института.

Для проведения исследования автомобиль заменялся математической моделью с четырьмя степенями свободы [3]. Статистические свойства его колебаний рассматривались в продольной плоскости в предположении, что упругие элементы (рессоры, шины) и амортизаторы имеют линейные характеристики.

Эта задача сводится к решению системы линейных статистических дифференциальных уравнений восьмого порядка с запаздыванием. Методы решения таких систем отличаются от методов решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений, и в общем виде задача формулируется следующим образом.

По заданным статистическим свойствам микропрофиля дороги (входа) требуется определить статистические свойства колебательных процессов, возникающих в автомобиле (на выходе). Непосредственный практический интерес представляют статистические свойства перемещений и ускорений колебаний кузова, амплитуд колебаний упругих элементов, колес и т. п.

В проводимом исследовании будем полагать, так же как это обычно делается при проведении испытаний автомобиля в естественных дорожных условиях, что движение автомобиля происходит с постоянными скоростями, по достаточно длинным участкам дорог с однородными статистическими свойствами, т. е. входная функция является функцией стационарной и эргодической. Последнее означает, что одна единственная реализация процесса необходимой продолжительности может служить достаточным опытным материалом для получения характеристик случайной функции [4], [5].

При этих условиях случайные колебательные процессы в автомобиле будут также стационарными и эргодическими, и поэтому их статистические свойства можно получить на основе теории стационарных случайных процессов.

Проведенные ранее опыты показали [1], что функции распределения вероятностей колебательных процессов, возникающих на автомобиле при его движении в естественных дорожных условиях, подчиняются хорошо известному гауссовому закону распределения (нормальному закону), поэтому функции корреляции дают исчерпывающую характеристику случайному процессу.

В связи с этим будем пользоваться корреляционной теорией случайных функций и рассматривать лишь те статистические свойства процессов, информация о которых содержится в корреляционной функции.

Поставленная задача математически формулируется следующим образом: автомобиль движется с постоянной скоростью по дороге с асфальтовым, булыжным или другим покрытием, статистические свойства микропрофиля которой заданы аналитически функцией корреляции, и требуется определить функции корреляции процессов, характеризующих колебания автомобиля в продольной плоскости, в зависимости

от скорости автомобиля, жесткости упругих элементов, коэффициента распределения масс и других параметров.

Моделирование задачи на машине непрерывного действия. Известно несколько методов моделирования подобных задач [5], в основе которых лежит связь между функциями корреляции входного и выходного воздействия линейной динамической системы.

Пусть $X(t)$ и $Y(t)$ входная и выходная величины динамической системы с весовой функцией $W(t)$ *, тогда корреляционная функция $R_y(\tau)$ и дисперсия D_y выходной величины связаны с корреляционной функцией входной величины $R_x(\tau)$ зависимостью

$$R_y(\tau) = \int_0^{\infty} W(\tau_1) d\tau_1 \int_0^{\infty} W(\tau_2) R_x(\tau - \tau_2 + \tau_1) d\tau_2 \quad (1)$$

и $D_y = R_y(0)$, если среднее значение $\bar{y} = 0$.

Если в равенстве (1) сделать замену переменных, обозначив $\tau + \tau_1 = -t$, то путем несложных преобразований это равенство можно представить в виде двух выражений

$$z(t) = \int_0^{\infty} W(\tau_2) R_x(t - \tau_2) d\tau_2; \quad (2)$$

$$R_y(\tau) = \int_{-\infty}^{\tau} W(\tau - t) z(-t) dt. \quad (3)$$

Равенство (2) показывает, что $z(t)$ является реакцией исследуемой системы в момент t , если входным сигналом системы является возмущающая функция $R_x(t)$, с другой стороны, из равенства (3) следует, что $R_y(\tau)$ является реакцией системы в момент времени τ на входной сигнал $z(-t)$.

Таким образом, способ определения функции $R_y(\tau)$ по $R_x(\tau)$ с помощью моделирующих устройств состоит в следующем: подлежащая изучению система моделируется с помощью блоков машины; на вход системы подается функция $R_x(t)$ и выходной сигнал $z(t)$ записывается; этот сигнал используется в качестве входного сигнала при измененном направлении течения времени, т. е. $z(-t)$ вводится в качестве входа в исходную систему и выходной сигнал снова записывается, в результате получается график корреляционной функции $R_y(\tau)$.

Если требуется определить только дисперсию процесса D_y , то ее можно получить подавая δ-функцию на вход системы, состоящей из последовательного соединения формирующего фильтра, исходной системы, квадратора и интегратора.

Действительно, если $W_1(t)$ — весовая функция последовательно соединенных формирующего фильтра и исходной системы, то согласно формуле (1) получим

$$R_y(\tau) = \int_0^{\infty} W_1(\tau_1) d\tau_1 \int_0^{\infty} W_1(\tau_2) \delta_2(\tau - \tau_2 + \tau_1) d\tau_2 = \\ = \int_0^{\infty} W_1(\tau_1) W_1(\tau + \tau_1) d\tau_1. \quad (4)$$

В частном случае при $\tau = 0$ и среднем значении $\bar{y} = 0$ получим дисперсию

$$D_y = \int_0^{\infty} W_1^2(\tau_1) d\tau_1. \quad (5)$$

Конструктивные и колебательные параметры испытуемого автомобиля были взяты близкими к параметрам автомобиля М-21 «Волга» (см. таблицу).

В основу исследования была положена функция корреляции микропрофиля дороги, аппроксимированная функцией вида [6].

$$R_q(\tau) = R_q(0) e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta \tau. \quad (6)$$

Коэффициенты корреляции $R_q(0)$; α и β брались соответствующими дороге с булыжным покрытием: $R_q(0) = 290 \text{ мм}^2$; $\alpha = 0,32 \text{ в}$; $\beta = 0,64 \text{ в}$ (где v — скорость автомобиля в м/сек).

Результаты исследования. В настоящей работе с помощью моделирования на машине исследовались корреляционные функции ряда колебательных процессов в зависимости от скорости движения автомобиля. Одновременно исследовались дисперсии некоторых процессов в зависимости от

* Весовую функцию динамической системы называют также еще единичной импульсной реакцией, поскольку она является реакцией системы на единичный импульс.

Параметр	Подвеска	
	передняя	задняя
Масса кузова M в $\text{кг сек}^2 \text{ см}$	1,42	
База l в см	270	
Коэффициент распределения подпрессоренных масс e	1	
Расстояние центра тяжести соответственно до передней и задней осей a_1, b в см	119	151
Массы подпрессоренных частей, приходящихся на полвеску M_1, M_2 в $\text{кг сек}^2 \text{ см}$	0,8	0,62
Приведенная жесткость упругих элементов (двух рессор) c_1, c_2 в кг см	45	48
Приведенный коэффициент сопротивления амортизаторов (двух) K_1, K_2 в кг сек см	2,74	3,72
Массы неподпрессоренных частей m_1, m_2 в $\text{кг сек}^2 \text{ см}$	0,091	0,145
Жесткость шин (двух) c'_1, c'_2 в кг см	400	400
Коэффициент сопротивления шин (двух) K'_1, K'_2 в $\text{кг сек}^2 \text{ см}$	1	1
Парциальные частоты собственных колебаний системы		
$\omega_z = \frac{1}{2M} \sqrt{4cM - K^2} \text{ сек}^{-1}$		7,8
$\omega_\varphi = \frac{1}{2J} \times$ $\times \sqrt{4(c_1 a^2 + c_2 b^2) J - (K_1 a^2 + K_2 b^2)^2} \text{ сек}^{-1}$		7,8
$\omega_{x_1} = \frac{1}{2m_1} \sqrt{4c'_1 m_1 - K'^2_1} \text{ сек}^{-1}$		67
$\omega_{x_2} = \frac{1}{2m_2} \sqrt{4c'_2 m_2 - K'^2_2} \text{ сек}^{-1}$		54

Примечание. z, φ — координаты вертикальных и угловых колебаний кузова,
 x_1, x_2 — координаты вертикальных колебаний соответственно переднего и заднего колес.

скорости, коэффициента распределения масс и жесткости передней рессоры.

Поскольку каждый из этих процессов определяет то или иное эксплуатационное качество автомобиля, то мы и рассмотрим результаты исследования в этом плане.

Плавность хода автомобиля. Известно, что до настоящего времени нет еще общепринятых критериев оценки плавности хода автомобиля. Однако за последние годы в связи со статистическим подходом к изучению колебаний автомобиля все чаще и чаще в качестве такого критерия применяют среднеквадратичное ускорение.

Но, как уже указывалось ранее, для более тонкого анализа влияния характеристики подвески на плавность хода автомобиля и для сравнения по плавности хода различных автомобилей между собой этот критерий недостаточен. На человека влияет не только величина ускорения, но и частота, с которой это ускорение действует, поэтому важную роль в оценке плавности хода играет и функция корреляции, характеризующая спектральный состав процесса.

В связи с этим при изучении плавности хода автомобиля исследовались, помимо дисперсий, еще и функции корреляции ускорений колебаний кузова. Одновременно для более полного сравнительного анализа исследовались также дисперсии и функции корреляций амплитуд колебаний кузова.

На рис. 1 для примера приведены функции корреляции перемещений и ускорений вертикальных и угловых колебаний кузова, в таком же виде, как они были получены на электронной машине. Кривые записывались при движении автомобиля со скоростью $v = 30 \text{ км/ч}$.

Чтобы проследить, как меняется функция корреляции с изменением скорости движения автомобиля, такие же кривые для каждого процесса записывались на скоростях 10, 20, 30, 50, 70 и 90 км/ч .

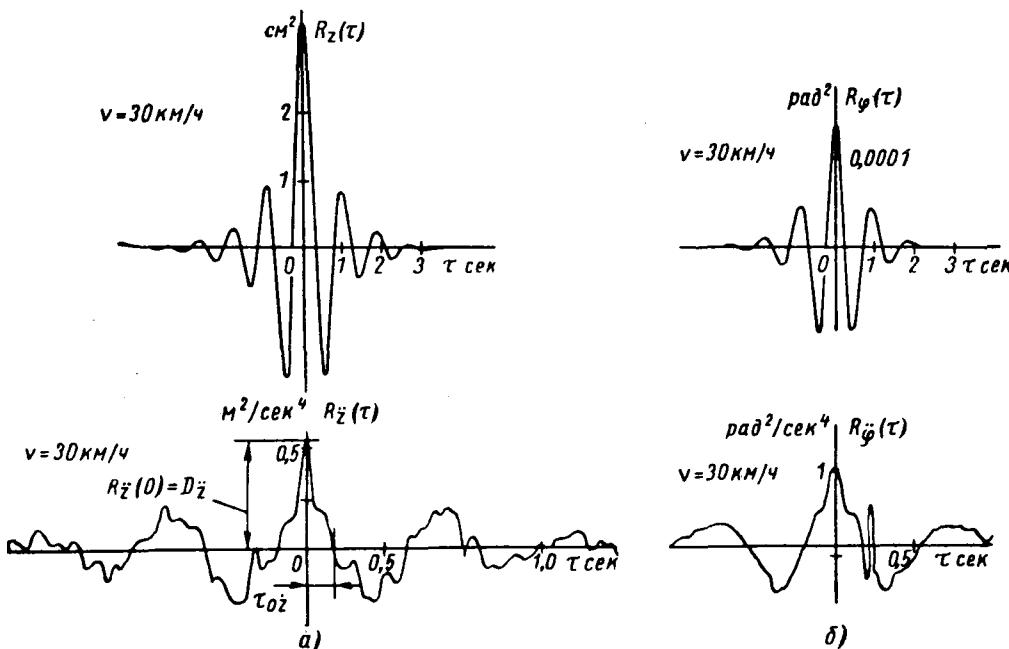


Рис. 1. Функции корреляции перемещений и ускорений вертикальных (а) и угловых (б) колебаний кузова вокруг поперечной оси, проходящей через центр тяжести кузова при движении автомобиля со скоростью $v=30 \text{ км/ч}$.

На рис. 2 в виде примера показано, как изменяются функции корреляции ускорений колебаний точки кузова над передней осью с изменением скорости движения. Аналогичная картина получалась и по другим изучавшимся процессам.

Основными параметрами функции корреляции являются значение функции при $\tau=0$ и время корреляции, определяемое как время, которое отсекает функция корреляции на оси абсцисс при ее первом пересечении (τ_{0z} ; рис. 1, а). При $\tau=0$ функция корреляции определяет дисперсию процесса $R_{z_1}(0) = D_{z_1}$.

Можно теоретически показать, что функция корреляции любого изучаемого колебательного процесса складывается из суммы функций корреляций, параметры которых будут определяться частотами собственных колебаний и коэффициентами затухания кузова и осей, коэффициентами корреляции микропрофиля дороги и скоростью движения автомобиля.

Так, например, если рассматривать для простоты колебания автомобиля с двумя степенями свободы в предположении, что коэффициент распределения масс $\epsilon=0$, то корреляционная функция ускорений колебаний точки кузова над передней осью будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} R_{z_1}(\tau) = & A_1 e^{-h_1|\tau|} \left(\cos \Omega_1 \tau - \frac{u_1}{v_1} \sin \Omega_1 |\tau| \right) + \\ & + A_2 e^{-h_2|\tau|} \left(\cos \Omega_2 \tau - \frac{u_2}{v_2} \sin \Omega_2 |\tau| \right) + \\ & + A_3 e^{-\alpha|\tau|} \left(\cos \beta \tau - \frac{u_3}{v_3} \sin \beta |\tau| \right), \quad (7) \end{aligned}$$

где $A_1, A_2, A_3, u_1, u_2, u_3, v_1, v_2, v_3$ — коэффициенты, зависящие от параметров подвески и скорости движения автомобиля;

$h_1, h_2, \Omega_1, \Omega_2$ — коэффициенты затухания и собственные частоты колебаний кузова и оси;

α, β — коэффициенты, характеризующие «затухание» и «частоту» дороги (зависят от скорости автомобиля).

В зависимости от скорости движения автомобиля доля участия каждой составляющей меняется, что приводит к изменению суммарной функции корреляции и ее параметров.

Расчеты, выполненные применительно к изучаемому автомобилю, показали, что основное влияние на функцию корреляции ускорений колебаний кузова оказывает составляющая, определяемая высокой частотой собственных колебаний оси.

Все сказанное подтверждается результатами исследования на моделирующей машине (см. рис. 1 и 2).

Корреляционные функции носят колебательный характер, причем в зависимости от процесса и скорости движения колебания происходят с преобладающими частотами, близкими к собственным колебаниям оси или кузова или с «частотой дороги».

На рис. 3 показано, как изменяется время корреляции перемещений и ускорений верти-

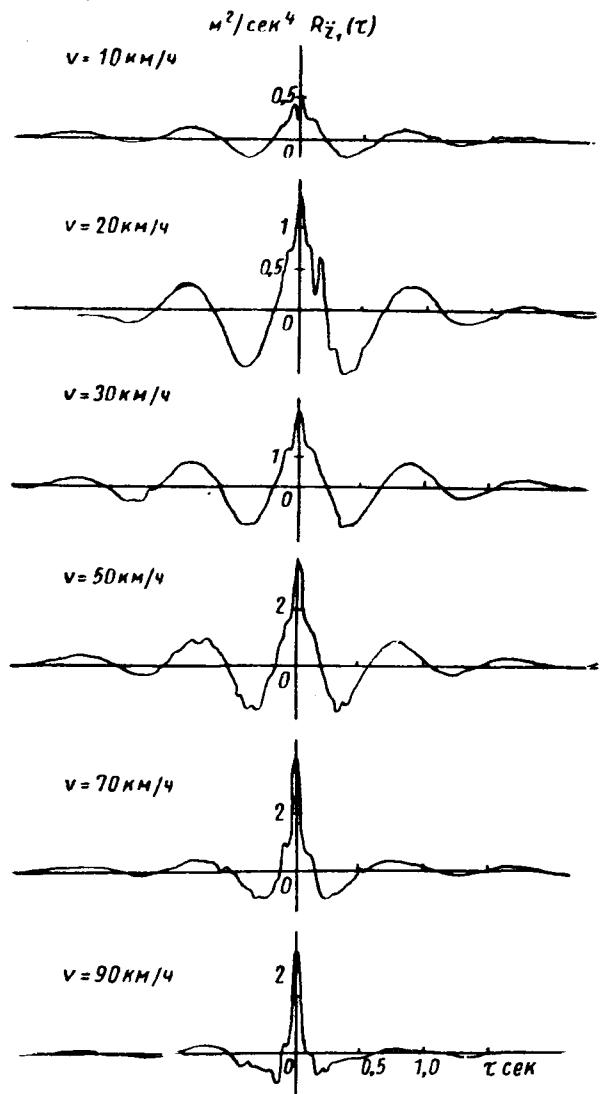


Рис. 2. Функции корреляции ускорений вертикальных колебаний точки кузова над передней осью в зависимости от скорости движения автомобиля.

кальных и угловых колебаний кузова в зависимости от скорости движения автомобиля.

При малых скоростях время корреляции перемещений колебаний велико, но с возрастанием скорости оно убывает сначала очень резко, потом, начиная примерно со скорости $v=35 \text{ км/ч}$, оно практически остается постоянным. Такая закономерность протекания времени корреляций перемещений колебаний ($\tau_{0z_1}, \tau_{0z}, \tau_{0\varphi}$) указывает, что при малых скоростях

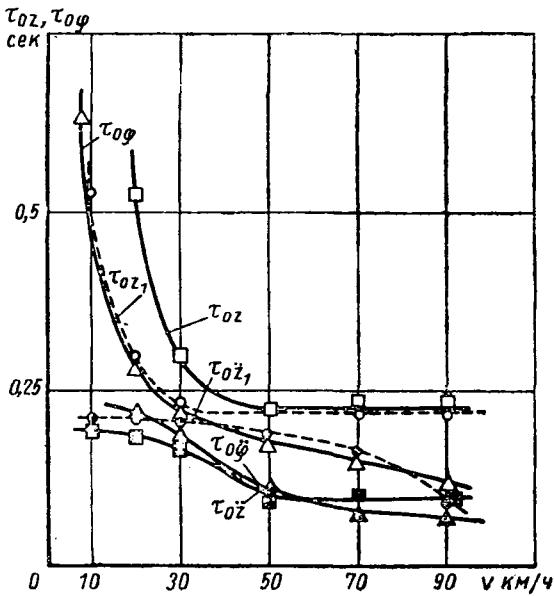


Рис. 3. Время корреляции перемещений и ускорений вертикальных и угловых колебаний кузова в зависимости от скорости движения автомобиля.

движения автомобиля закономерность протекания случайных функций, определяющих перемещения колебаний кузова, имеет более или менее «упорядоченный характер», т. е. при малых скоростях движения в составе случайных функций амплитуд большой удельный вес имеют колебания с малыми частотами. Но с возрастанием скорости закономерности изменения случайных функций перемещений колебаний кузова становятся более хаотичными, т. е. в этом случае в составе случайных функций заметно уменьшается роль составляющих низкой частоты. Влияние составляющих колебаний с высокими частотами практически незначительно. Спектры функций в этом случае приближаются к равномерному спектру.

Что касается закономерности протекания времени корреляции ускорений колебаний ($\tau_{0z_1}, \tau_{0z}, \tau_{0\varphi}$), то практически это время не зависит от скорости движения автомобиля, т. е. остается неизменным и спектры этих функций с самого начала движения автомобиля приближаются к равномерному спектру.

Как уже указывалось, по значению функции корреляции в момент времени $t=0$ можно судить о дисперсии процесса.

На рис. 4 показано, как изменяются дисперсии перемещений и ускорений вертикальных колебаний кузова в зависимости от скорости движения автомобиля. Из графиков видно, что дисперсии перемещений вертикальных колебаний кузова достигают своего максимального значения на скорости, примерно равной $30-35 \text{ км/ч}$, выше этой скорости дисперсии перемещений резко падают. Эта скорость, очевидно, является скоростью «статистического резонанса колебаний». Она соответствует совпадению максимального значения спектральной плотности микропрофиля дороги на этой скорости с максимальным значением передаточной функции изучаемого процесса.

Иначе меняются дисперсии ускорений вертикальных колебаний кузова. С возрастанием скорости дисперсии ускорений все время возрастают.

Рассмотрим теперь вопрос о влиянии коэффициента распределения масс и жесткости передней подвески на дисперсии

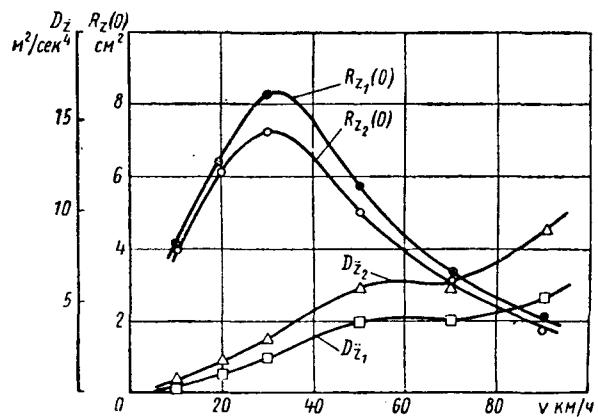


Рис. 4. Дисперсия перемещений и ускорений колебаний точек кузова над передней и задней осями в зависимости от скорости движения автомобиля.

перемещений и ускорений вертикальных и угловых колебаний кузова при движении автомобиля с постоянной скоростью $v=50 \text{ км/ч}$ (рис. 5 и 6).

На рис. 5 показано, как изменяются дисперсии перемещений и ускорений вертикальных колебаний точек кузова над передней и задней осями с изменением коэффициента распределения масс. Дисперсии ускорений при заданных условиях умень-

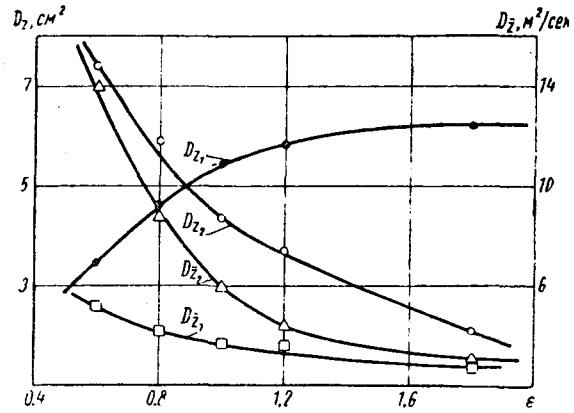


Рис. 5. Дисперсии перемещений и ускорений колебаний точек кузова над передней и задней осями в зависимости от коэффициента распределения масс ($c_1=45 \text{ кг/см}$; $c_2=48 \text{ кг/см}$; $v=50 \text{ км/ч}$).

шаются с увеличением коэффициента распределения масс. Однако с точки зрения амплитуд колебаний нецелесообразно создавать автомобиль с коэффициентом распределения масс значительно больше единицы, поскольку с возрастанием коэффициента распределения масс возрастает разница в дисперсиях амплитуд точек кузова над передней и задней осями. Оптимальным в этом отношении для исследуемого автомобиля является коэффициент распределения масс, близкий к единице.

На рис. 6 показано, как изменяются дисперсии перемещений и ускорений вертикальных и угловых колебаний кузова с изменением жесткости передней рессоры. Эти исследования проводились при условии, что коэффициент распределения масс $\varepsilon=1$; $C_2=48 \text{ кг/см}$ и скорость движения также равнялась 50 км/ч .

Полученные результаты отражают сложную зависимость, существующую между конструктивными параметрами автомобиля и характеристиками подвески, с одной стороны, и условиями движения автомобиля, с другой.

Скорость движения автомобиля М-21 «Волга» $v=50 \text{ км/ч}$ и заданной дороге близка к резонансной скорости угловых колебаний кузова. Это приводит к тому, что при изменении жесткости передней рессоры смещается резонансная скорость, а поскольку переезжается данная дорога с постоянной скоростью, то вертикальные перемещения кузова должны уменьшаться. Это подтверждается полученными результатами.

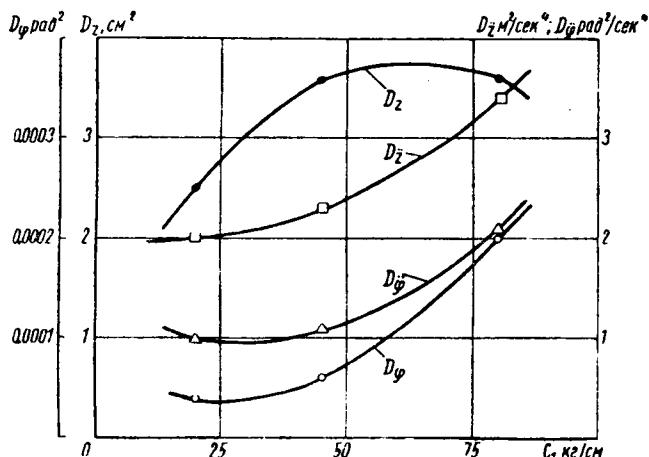


Рис. 6. Дисперсии перемещений и ускорений вертикальных и угловых колебаний кузова в зависимости от жесткости передней рессоры ($c_1 = 1$, $c_2 = 48 \text{ кг/см}$).

При заданных условиях, очевидно, можно несколько уменьшить жесткость передней подвески автомобиля (у автомобиля М-21 жесткость равна 45 кг/см), при этом уменьшается дисперсия перемещений и ускорений вертикальных и угловых колебаний кузова. Однако далеко идти в этом направлении нельзя, так как при этом возрастает разница в дисперсиях перемещений и ускорений колебаний точек кузова над передней и задней осями автомобиля.

Сопоставление некоторых результатов исследования на модели с имеющимися экспериментальными данными, полученными испытаниями автомобиля в естественных дорожных условиях, показывает, что решение, полученное на модели, близко к действительности.

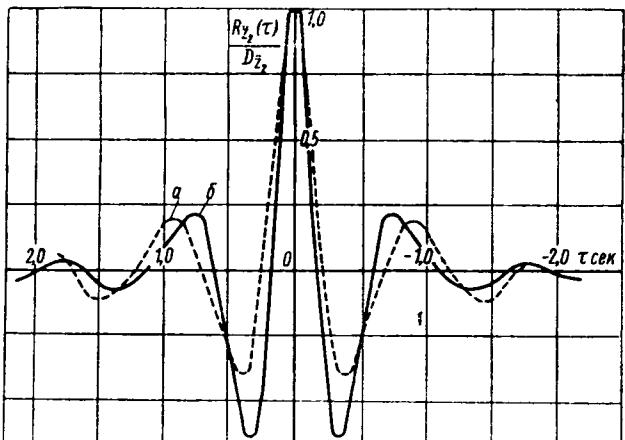


Рис. 7. Коэффициенты корреляции ускорений колебаний задней части кузова автомобиля М-21 «Волга» при движении по булыжной дороге со скоростью $v=50 \text{ км/ч}$. Кривая (а) была получена обработкой результатов испытаний, кривая (б) — решением задачи на моделирующей машине.

На рис. 7 сопоставлены коэффициенты корреляции ускорений колебаний задней части кузова автомобиля М-21 «Волга» при его движении по дороге с булыжным покрытием со скоростью, приблизительно равной 50 км/ч. Кривая а была получена на оптическом корреляционном анализаторе путем обработки кривой ускорений колебаний, записанной на заднем сиденье в реальных условиях работы автомобиля. Кривая б получена в результате решения задачи на электронной модели и относится к точке кузова над задней осью.

Следовательно, получаем качественно близкое совпадение результатов исследования на электронной модели с данными, полученными в реальных условиях работы автомобиля. Очевидно, что результаты исследования будут тем полнее совпадать с результатами испытаний автомобиля в реальных условиях, чем точнее функция корреляции микропрофиля дороги, положенная в основу исследования, отражает статистические свойства микропрофиля дороги.

Динамические вертикальные нагрузки на упругие элементы подвески автомобиля. Динамические вертикальные нагрузки на упругие элементы служат основанием для их расчета на прочность и долговечность, а также для расчета других элементов подвески. Как известно, при линейной характеристики упругого элемента эти нагрузки пропорциональны амплитуде относительных вертикальных колебаний кузова и колес.

Корреляционные функции амплитуд относительных вертикальных колебаний кузова и осей передней и задней подвески

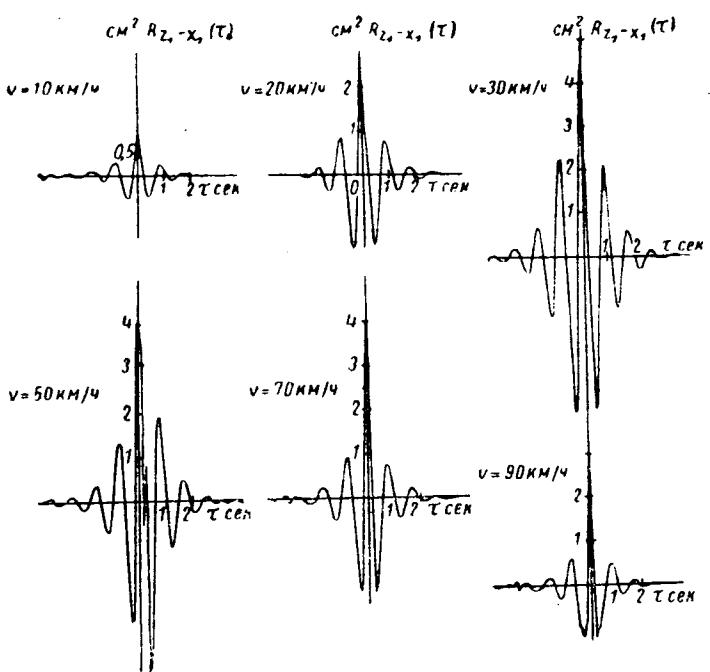


Рис. 8. Функции корреляции амплитуд относительных вертикальных колебаний кузова и колес передней подвески в зависимости от скорости движения автомобиля.

сок носят, как и ранее рассмотренные процессы, колебательный характер и содержат в себе периодические составляющие, определяемые частотами собственных колебаний подвески автомобиля и дороги.

Время корреляции этих амплитуд изменяется незначительно с изменением скорости движения автомобиля. На рис. 8 для примера приведены корреляционные функции амплитуд вертикальных колебаний передних рессор в зависимости от скорости движения. Анализ этих кривых и корреляционных функций амплитуд вертикальных колебаний задних рессор показывает, что закономерность протекания дисперсий в зависимости от скорости движения автомобиля аналогична той, которая характерна для автомобиля М-21 при его движении в реальных дорожных условиях [1], [6]. Максимальные значения дисперсии амплитуд колебаний рессор достигаются на скорости, примерно равной 35 км/ч, при этом средние квадратичные амплитуды равны: передней рессоры

$$\sigma_{z_1-x_1}^{\max} = \sqrt{D_{z_1-x_1}^{\max}} = 2,4 \text{ см},$$

а задней

$$\sigma_{z_2-x_2}^{\max} = \sqrt{D_{z_2-x_2}^{\max}} = 2,0 \text{ см}.$$

Исследования дисперсий амплитуд относительных вертикальных колебаний кузова и колес в зависимости от коэффициента распределения масс и жесткости передней рессоры пока-

зали, что дисперсии амплитуд колебаний переднего и заднего упругих элементов будут близки между собой, если коэффициент распределения масс близок к единице. Исследования показали, что жесткость передней рессоры может быть несколько снижена по сравнению с ее действительным значением на автомобиле М-21 «Волга», если считать целесообразным равенство дисперсий амплитуд упругих элементов передней и задней подвесок.

Устойчивость автомобиля. При движении автомобиля в естественных дорожных условиях в связи с вертикальными колебаниями кузова и осей изменяется сила сцепления колес с поверхностью дороги. Поскольку такие явления обычно происходят на больших скоростях, то они могут служить причиной потери автомобилем устойчивости.

Проводимые в настоящей работе исследования колебаний автомобиля статистическими методами позволяют также выяснить, как часто сцепление колес с грунтом превзойдет, с точки зрения потери автомобилем устойчивости, допустимые пределы. Вопрос решался на упрощенной модели с двумя степенями свободы применительно к задней подвеске автомобиля.

Определялась частота отрыва колеса от полотна дороги в зависимости от скорости движения и жесткости шин.

Частота N отрыва колеса от дороги равна половине частоты, при которой абсолютное значение величины динамической силы $|P|$ больше, чем статическая сила P_{cm} , т. е. $|P| > P_{cm}$ и вычисляется по известной формуле:

$$N = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{\bar{P}^2}}{\sqrt{\bar{P}^2}} e^{-\frac{P_{cm}}{2\bar{P}^2}}, \quad (8)$$

где \bar{P}^2 и $\dot{\bar{P}}^2$ — дисперсия динамической силы, с которой действует шина на дорогу, и дисперсия ее скорости изменения.

Известно, что динамическая сила на дорогу пропорциональна разности $(x - q)$, где x — амплитуда вертикальных колебаний, а q — амплитуда неровности дороги.

Для определения числа отрывов N исследовались дисперсии $(x_2 - q_2)$ и $(\dot{x}_2 - \dot{q}_2)$ вертикальных колебаний оси задних (ведущих) колес в зависимости от скорости движения автомобиля и от жесткости задней шины. Полученные результаты исследования подставлялись в формулу (8) и определялось число отрывов колеса от дороги.

Исследования показали, что вероятность отрыва колеса от дороги до скорости 50—60 км/ч ничтожно мала. Первый отрыв колеса может наблюдаться при скорости $v = 70$ км/ч, дальше с ростом скорости устойчивость автомобиля ухудшается, так как увеличивается вероятность отрыва колеса от дороги.

Частота отрыва колеса от дороги на скорости 50 км/ч наименьшая при жесткости шин 400 кг/см. В действительности у автомобиля М-21 «Волга» имеется такая жесткость шин. Если жесткость шин взять больше или меньше 400 кг/см, то при движении автомобиля с заданной скоростью $v = 50$ км/ч по дороге с булыжным покрытием увеличится вероятность отрыва колеса от дороги и автомобиль будет менее устойчив.

Выводы

1. Применение методов электронного моделирования к статистическому исследованию колебательных процессов, связанных с подвеской, дает результаты, весьма близкие к тем, которые получаются в реальных условиях работы автомобиля. Это дает широкие возможности для действительного анализа влияния конструктивных параметров подвески на эксплуатационные качества автомобиля.

2. Результаты исследования показали, что основная статистическая характеристика — функция корреляции — для

всех изучающихся колебательных процессов (перемещений и ускорений колебаний точек кузова над передней и задней осями; амплитуд колебаний рессор) носит колебательный характер. С изменением скорости движения автомобиля меняются параметры функции корреляции — время корреляции и дисперсия.

3. При малых скоростях движения автомобиля время корреляции перемещений колебаний кузова сравнительно велико. С возрастанием скорости время корреляции убывает сначала очень резко, потом, начиная примерно со скорости $v = 35$ км/ч, оно практически остается постоянным. Такая закономерность протекания времени корреляции указывает, что при малых скоростях движения автомобиля закономерность протекания случайных функций перемещений колебаний кузова имеет более или менее «упорядоченный характер», т. е. при малых скоростях движения в составе случайных функций большой удельный вес имеют колебания с низкими частотами. С возрастанием скорости движения автомобиля закономерности изменения случайных функций перемещения колебаний кузова становятся более хаотичными, так как при этом в составе случайных функций заметно уменьшается роль составляющих низкой частоты. Влияние составляющих колебаний с высокими частотами практически незначительно. Спектры функций в этом случае приближаются к равномерному спектру.

Время корреляции ускорений колебаний кузова практически не зависит от скорости движения автомобиля и спектры этих функций с самого начала движения автомобиля приближаются к равномерному спектру.

4. С возрастанием скорости движения дисперсии амплитуд колебаний точек кузова над передней и задней осями достигают максимального значения примерно на скоростях 30—35 км/ч. Выше этой скорости дисперсии амплитуд резко падают. Такая скорость, очевидно, является скоростью «статистического резонанса колебаний». Она соответствует совпадению максимального значения спектральной плотности микропрофиля дороги на этой скорости с максимальным значением передаточной функции изучаемого процесса. Что касается дисперсий ускорений, то они все время возрастают с увеличением скорости движения автомобиля.

Примерно по таким же законам изменяются и дисперсии амплитуд ускорений вертикальных и угловых колебаний кузова и амплитуд колебаний рессор.

5. Проведенные исследования по определению зависимости дисперсий колебательных процессов от коэффициента распределения масс, жесткости передней рессоры и жесткости задней шины показали, что выбранные параметры подвески изучавшегося автомобиля, которые весьма схожи с параметрами подвески автомобиля М-21 «Волга», обеспечивают ему близкую к оптимальной плавность хода и наилучшую устойчивость по числу отрывов колес от поверхности дороги. Кроме того, и дисперсии амплитуд колебаний рессор передней и задней подвесок получаются близкими между собой, что также является положительным фактором.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пархиловский И. Г., Кислицын Н. М., Чхай Ф. А. — «Бюллетень изобретений», 1959, № 23.
2. Пархиловский И. Г., Пиковский С. А., Винокуров В. И. — «Бюллетень изобретений», 1959, № 11.
3. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
4. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. Физматгиз, 1958.
5. Ленинг Дж. Г. и Беттин Р. Г. Случайные процессы в задачах автоматического управления. Изд-во иностр. лит., М., 1958.
6. Пархиловский И. Г. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 10.

Исследование статистических свойств микропрофиля основных типов автомобильных дорог

Д-р техн. наук Я. М. ПЕВЗНЕР, канд. техн. наук А. А. ТИХОНОВ

НАМИ

ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ колебаний автомобиля и расчета подвески весьма перспективным представляется применение теории случайных процессов. Такой метод позволяет учесть при расчете реальные условия движения автомобиля по дорогам различных типов.

Первые попытки применения теории случайных функций к исследованию колебаний автомобиля в дорожных условиях были предприняты несколько лет назад. Однако полученные результаты пока еще являются достаточно ограниченными и должны рассматриваться как предварительные. Одной из причин этого является недостаток сведений по статистическим свойствам микропрофиля автомобильных дорог.

В лаборатории подвески НАМИ была проведена работа по измерению микропрофиля основных типов автомобильных дорог с различным покрытием (булыжным с впадинами и буграми, булыжным удовлетворительного качества, асфальтовым и цементно-бетонным). При этом ставилась цель установить пределы изменений статистических характеристик микропрофиля и предложить типовые статистические характеристики для расчета колебаний автомобиля.

Если обследуемый участок дороги однороден по своей длине, то микропрофиль можно рассматривать как стационарную случайную функцию. Согласно теории стационарных случайных функций статистические свойства (характеристики) считаются известными, если известна функция корреляции (иначе — корреляционная функция) или спектральная плотность.

Корреляционные функции вычислялись на основании результатов измерений микропрофиля по определенной программе, цель которой — ограничить возможные погрешности допустимыми пределами. Исходя из программы, был определен, в частности, интервал интегрирования L в известной формуле для вычисления корреляционных функций. Этот интервал (длина измеряемого участка дороги) составил для дорог с булыжным покрытием 110 м и для дорог с асфальтовым и цементно-бетонным покрытием 220 м. Шаг интегрирования Δ выбирался из условий съемки: он равнялся шагу съемки (10 см на булыжном покрытии с впадинами и буграми; 20 см на булыжном покрытии удовлетворительного качества, 50 см на асфальтовом и цементно-бетонном покрытии). Микропрофиль измерялся с помощью стандартного нивелира, рейки с ценой деления 1 см и металлической мерной ленты. С целью повышения точности измерения осуществлялись в утренние часы (когда воздух прозрачен и слабо нагрет) с одной установки нивелира. Относительная погрешность могла достигать

5—8%, верхний предел соответствует дорогам с малыми высотами неровностей. Микропрофиль измерялся по колее, если таковая существовала, в остальных случаях по краю дорожного полотна, но не ближе, чем на 1 м от кромки покрытия.

С целью получения достаточно типичных, осредненных данных измерения проводились на дорогах разных областей центральной части РСФСР. Участки для измерений выбирались также с учетом различной интенсивности движения и разного качества покрытий однотипных дорог. Предпочтение отдавалось участкам дорог, расположенным горизонтально (по возможности без уклонов и подъемов). Последнее обстоятельство облегчало работу по подготовке данных для вычисления корреляционных функций.

Суммарная протяженность (в м) измеренных участков по дорогам с различным покрытием следующая:

Асфальтовое покрытие	900
Цементно-бетонное покрытие	900
Булыжное покрытие:	
удовлетворительного качества	3200
с впадинами и буграми	800

Краткие сведения о расположении измеренных участков, качестве покрытий и интенсивности движения приведены в табл. 1.

Таблица подтверждает, что условия выбора участков для измерений в основном выполнены.

На рис. 1 приведены образцы микропрофилей на участках № 18 (а), № 13 (б), № 2 (в) и № 8 (г).

Графики микропрофилей показывают, что наряду с неровностями (выбоинами и буграми) измеренные участки во многих случаях имеют уклоны, мало влияющие на плавность хода. При подготовке исходных данных для вычисления корреляционных функций уклоны следует исключить, производя «выпрямление» участка. В противном случае дисперсия D_x микропрофиля определяется с большой погрешностью.

Уклоны выправлялись в том случае, если их длина (по горизонтали) превышала 8 м на дорогах с относительно плохим покрытием (булыжным) и 15—16 м на дорогах с хорошим покрытием (асфальтовым и цементно-бетонным). Следует иметь в виду, что условная длина «выпрямляемой» неровности (бугра, впадины) будет равна двойной длине уклона. При выборе минимальной длины уклона, подлежащего выправлению, исходили из того, чтобы при выправлении не уменьшить эффективность воздействия микропрофиля на колебания автомобилей.

Таблица 1

№ участка	Тип дорожного покрытия	Местохождение дороги	Ширина проезжей части в м	Краткая характеристика дорожного покрытия	Приближенная интенсивность движения автомобилей в ч
1	Булыжное, удовлетворительного качества	Московская обл.	4,5	Булыжник диаметром 8—12 см, крепкой породы, угловатой формы. Поверхность достаточно ровная	25—35
2	То же	Калужская обл.	4	То же	30—35
3		Московская обл.	4,5		25—35
4, 5	:	—	4,5		25—35
6	•	Горьковская обл.	4,5	Крупный булыжник диаметром 10—12 см и мелкий — диаметром 5—6 см, преимущественно мелкий, крепкой породы, округлой формы. Поверхность достаточно ровная	15—20
7, 8, 9	Булыжное, с ямами и буграми	Московская обл.	4,5	Крупный булыжник диаметром 12—16 см, крепкой породы, удовлетворительной формы. Поверхность достаточно ровная	8—10
10	То же	—	4,5	Мелкий булыжник диаметром 5—8 см, мягкой породы, округлой формы. Поверхность с большими ямами и буграми	50—55
13	Асфальтовое	—	10	Булыжник разных размеров: диаметром от 5—8 до 12—14 см	100—120
14, 15	•	Калининская обл.	6,5	Поверхность волнистая и отдельные ямы	60—70
20		Московская обл.	10	Асфальт, уложенный на цементобетон, узкие трещины	60—80
16	Цементно-бетонное	—	10	Поверхность в удовлетворительном состоянии	100—120
17	•	—	7	Поверхность в удовлетворительном состоянии	30—40
18	•	—	7	То же	40—50
21	•	—	7	Пятинацатиметровые плиты, как правило, треснувшие посередине. Поверхность изношенная	100—120
				Плиты разной длины (6—15 м), преимущественно 6—7 м. Поверхность малоизношенная, но много трещин, залитых гидроном	
				Длина плит 5 м. Поверхность малоизношенная, ровная	
				Плиты разной длины. Поверхность малоизношенная, ровная	

В большинстве случаев длины уклонов превышали 8 и 15—16 м. Таким образом, «выпрямление» практически не отражалось на спектральном составе микропрофиля, тем более, что число уклонов на участке составляло 1—2, реже 3—4, а отдельные участки не имели уклонов.

Скорректированные при «выпрямлении» участка ординаты заносились в таблицу исходных данных для вычисления корреляционной функции.

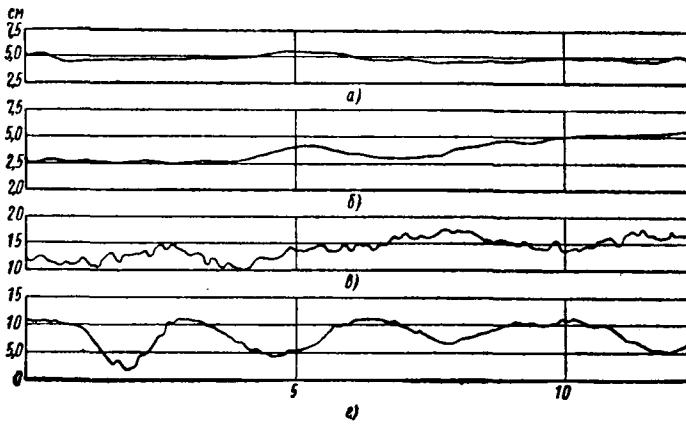


Рис. 1.

Число опорных точек при вычислении каждой ординаты корреляционной функции доходило до 1100.

Всего были подвергнуты обработке данные измерений по 18 дорожным участкам, сведения о которых приведены в табл. 1.

После вычисления были построены графики нормированных корреляционных функций

$$\rho(l) = \frac{R(l)}{D_x},$$

где $R(l)$ — корреляционная функция;
 $D_x = R(0)$ — дисперсия.

Использование нормированных корреляционных функций облегчает анализ результатов.

Экспериментальные (а) и аналитические (б) примеры полученного графика нормированной корреляционной функции микропрофиля на дорожном участке № 7 приведены на рис. 2. На рис. 3 для сопоставления приведены экспериментальные кривые, соответствующие различным дорожным участкам: № 5 и 6 (а); № 7 и 8 (б); № 13 и 14 (в); № 17 и 18 (г). Анализ полученных материалов показывает, что в пределах отдельных типов дорог корреляционные функции (следовательно, и спектральный состав) микропрофиля могут значительно изменяться.

Вместе с тем между корреляционными функциями, характеризующими различные типы дорог, в среднем выявляется достаточно ясная граница. Дорогам с цементно-бетонным покрытием соответствуют корреляционные функции с наиболее пологим протеканием кривых. Следовательно, эти дороги имеют наиболее низкочастотный состав спектра микропрофиля (т. е. наибольшие длины волн неровностей). Далее следуют дороги с асфальтовым покрытием, булыжным покрытием удовлетворительного качества и булыжным покрытием с буграми и впадинами. Последним соответствуют корреляционные функции с наиболее крутым протеканием кривых.

При подборе аналитических выражений корреляционных функций ставилась цель аппроксимировать общий ход полученных кривых. Стремление учесть отдельные отклонения было бы неоправданным, учитывая случайный характер функции микропрофиля. Пример кривой, построенной по подобранным аналитическим выражениям, приведен на рис. 2.

Дисперсия D_x и среднеквадратическое отклонение σ микропрофилей измеренных участков изменяются в пределах, приведенных в табл. 2.

Таким образом, наибольшие значения D_x и σ соответствуют булыжному покрытию с впадинами и буграми, затем идут (в порядке убывания) булыжное покрытие удовлетворительного качества, асфальтовое и цементно-бетонное покрытия.

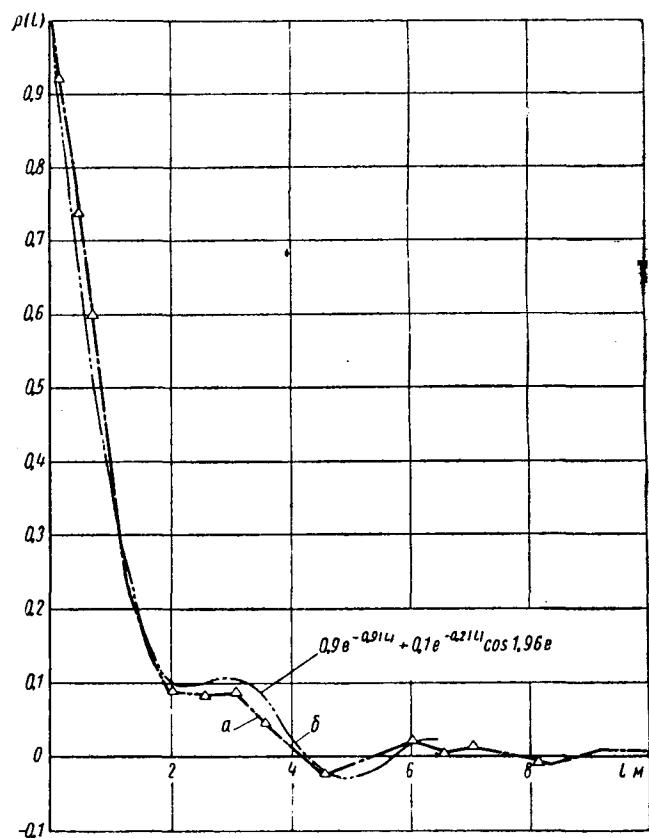


Рис. 2.

Таблица 2

Тип дорожного покрытия	Дисперсия D_x в см^2	Среднеквадратическое отклонение σ в см
Булыжное: с впадинами и буграми удовлетворительного качества	6,23—10,7 1,83—5,24	2,50—3,28 1,35—2,29
Асфальтовое	0,638—1,6	0,8—1,26
Цементно-бетонное	0,250—1,54	0,50—1,24

Полученные экспериментальными путем корреляционные функции дорожного микропрофиля почти во всех случаях удовлетворительно аппроксимируются выражением вида

$$\rho(l) = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos \beta_1 l, \quad (1)$$

где $\rho(l)$ — нормированная корреляционная функция микропрофиля, для нее $A_1 + A_2 = 1$;

α_1 и α_2 — коэффициенты, характеризующие затухание;
 β_1 — коэффициент, характеризующий колебательный процесс.

Большинство корреляционных функций аппроксимируется выражением (1) в полном виде.

Во многих случаях удовлетворительное приближение достигается при наличии лишь первого члена в формуле (1), т. е. выражением

$$\rho(l) = e^{-\alpha |l|}, \quad (2)$$

и лишь в одном случае более подходящим оказывается выражение, содержащее второй член, т. е.

$$\rho(l) = e^{-\alpha |l|} \cos \beta l \quad (3)$$

Рассмотрим особенности корреляционных функций (1)—(3). Выражение (2) соответствует корреляционной функции, monotonno убывающей с увеличением l и асимптотически приближающейся к горизонтальной оси (рис. 4, кривая 1). Чем больше коэффициент α , тем быстрее идет убывание функции. Выражение (3) соответствует корреляционной функции (кривая 2).

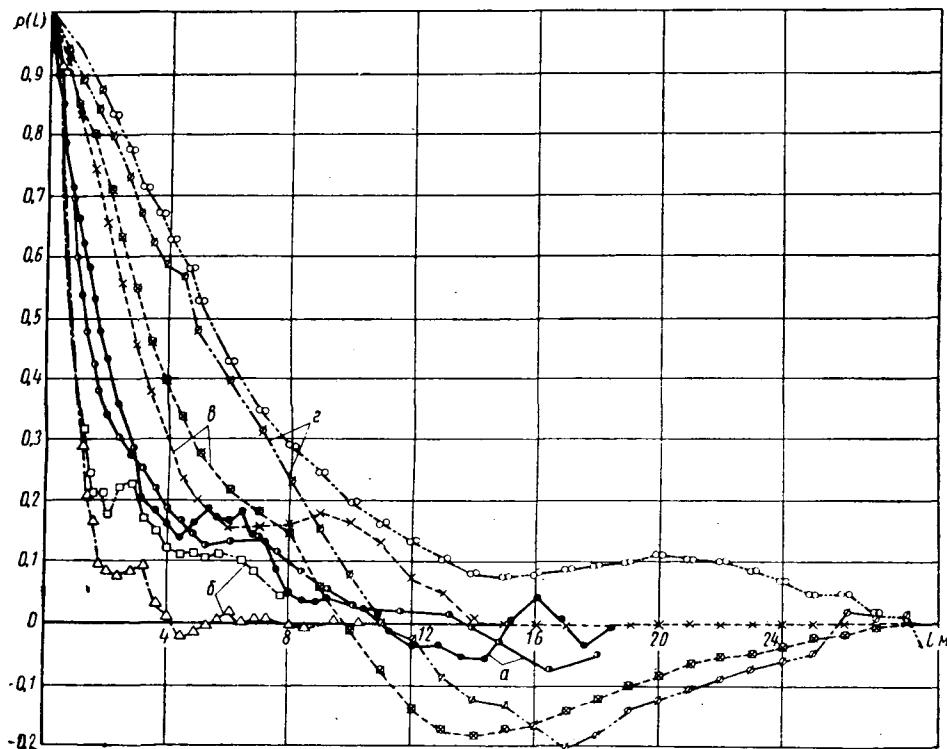


Рис. 3.

вая 2). При некотором значении l функция становится отрицательной. В дальнейшем кривая подходит к горизонтальной оси, как кривая затухающих колебаний. Коэффициент α , как и в предыдущем случае, характеризует быстроту убывания функции, а коэффициент β — ее периодичность.

Выражения вида (2) и (3) очень часто применяются для аппроксимации корреляционных функций, полученных из эксперимента, однако для аппроксимации корреляционных функций микропрофиля дорог они оказываются недостаточными.

Корреляционная функция (1) выражается кривой 3 (рис. 4), которую можно себе представить как сумму двух составляющих: монотонно убывающей (первый член) и затухающего колебания (второй член). Для большинства обследованных микропрофилей коэффици-

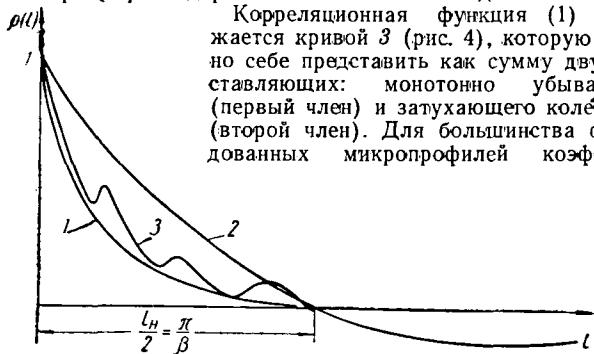


Рис. 4.

ент A_2 , значительно меньше A_1 , поэтому функция имеет вид убывающей с наложенными волнами сравнительно небольшой амплитуды.

Если корреляционная функция аппроксимируется выражением (3), в случайному процессе имеется элемент периодичности с преобладающей частотой β .

В соответствии с этим спектральная плотность случайного процесса будет иметь при частоте β абсолютный максимум. В применении к дорожному микропрофилю это означает преобладание неровностей длиной $l_H = \frac{2\pi}{\beta}$.

Если корреляционная функция выражается формулой (1), спектральная плотность также будет иметь максимум при частоте β_1 . Однако этот максимум уже не абсолютный, а относительный, и наибольшее значение спектральная плотность имеет при частоте $\omega=0$, так же как в случае, если корреляционная функция выражается формулой (2).

Анализ корреляционных функций дорожного микропрофиля позволяет в предварительном порядке предложить осредненные расчетные аналитические выражения нормированных корреляционных функций микропрофилей обследованных типов автомобильных дорог (табл. 3).

Расчетная формула для булыжного покрытия с бурями и ямами по структуре соответствует уравнению (1). Коэффициент β_1 для всех обследованных участков оказался примерно одинаковым. Таким образом, для таких дорог выявляется характерная длина неровностей

$$l_H = \frac{2\pi}{1,96} \approx 3,2 \text{ м.}$$

Можно предположить, что такие неровности образуются в результате воздействия на дорогу автомобилей (преимущественно грузовых) при совпадении времени проезда неровностей с периодом собственных колебаний подпрессоренных масс.

Расчетные формулы для дорог с асфальтовым и цементно-бетонным покрытием нуждаются в дальнейшем уточнении, так как между корреляционными функциями, полученными для различных участков, имеются значительные расхождения.

Для определения спектральной плотности воздействия $S(\omega)$, являющейся конечной целью статистического исследования микропрофиля, необходимо перейти

Таблица 3

Тип дорожного покрытия	Расчетное уравнение
Булыжное: удовлетворительного качества	$\rho(l) = e^{-0,45 l }$
с впадинами и буграми	$\rho(l) = 0,85 e^{-0,5 l } + 0,15 e^{-0,2 l } \cdot \cos 2l$
Асфальтовое	$\rho(l) = 0,85 e^{-0,2 l } + 0,15 e^{-0,05 l } \cdot \cos 0,6l$
Цементно-бетонное	$\rho(l) = e^{-0,15 l }$

от корреляционной функции микропрофиля $\rho(l)$ к корреляционной функции воздействия микропрофиля на автомобиль $\rho(\tau)$. Если задаться скоростью движения v_a и использовать соотношение

$$\tau = \frac{l}{v_a},$$

где τ — промежуток времени в сек;

l — отрезок пути в м;

v_a — скорость автомобиля в м/сек,

то можно перейти от аргумента l к аргументу τ . Очевидно, при скорости $v_a=1$ м/сек коэффициенты α_1 , α_2 и β_1 в выражениях (1)–(3) остаются без изменения в соответствующих уравнениях нормированной корреляционной функции воздействия микропрофиля на автомобиль. Для любой скорости $v_a \neq 1$ м/сек справедливы соотношения

$$\alpha = \alpha_1 v_a,$$

$$\alpha' = \alpha_2 v_a,$$

$$\beta = \beta_1 v_a.$$

С учетом этих замечаний можно написать выражения нормированных корреляционных функций воздействия микропрофиля, соответствующих выражениям (1)–(3):

$$\rho(\tau) = A_1 e^{-\alpha|\tau|} + A_2 e^{-\alpha'|\tau|} \cos \beta \tau; \quad (4)$$

$$\rho(\tau) = e^{-\alpha|\tau|}; \quad (5)$$

$$\rho(\tau) = e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta \tau. \quad (6)$$

В формуле (6) у коэффициента α опущен штрих.

Связь между корреляционной функцией и спектральной плотностью устанавливается с помощью косинус-преобразования Фурье:

$$S^*(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \rho(\tau) \cos \omega \tau d\tau,$$

где $S^*(\omega) = \frac{S(\omega)}{D_x}$ — нормированная спектральная плотность.

Используя это соотношение, можно получить уравнения для вычисления $S^*(\omega)$, соответствующих формулам (4)–(6):

$$S^*(\omega) = \frac{A_1 \alpha}{\pi} \cdot \frac{1}{\omega^2 + \alpha^2} + \frac{A_2 \alpha'}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + \alpha'^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha'^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha'^2 \beta^2}; \quad (7)$$

$$S^*(\omega) = \frac{\alpha}{\pi} \cdot \frac{1}{\omega^2 + \alpha^2}; \quad (8)$$

$$S^*(\omega) = \frac{\alpha}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2 \beta^2}, \quad (9)$$

где ω — круговая частота в 1/сек.

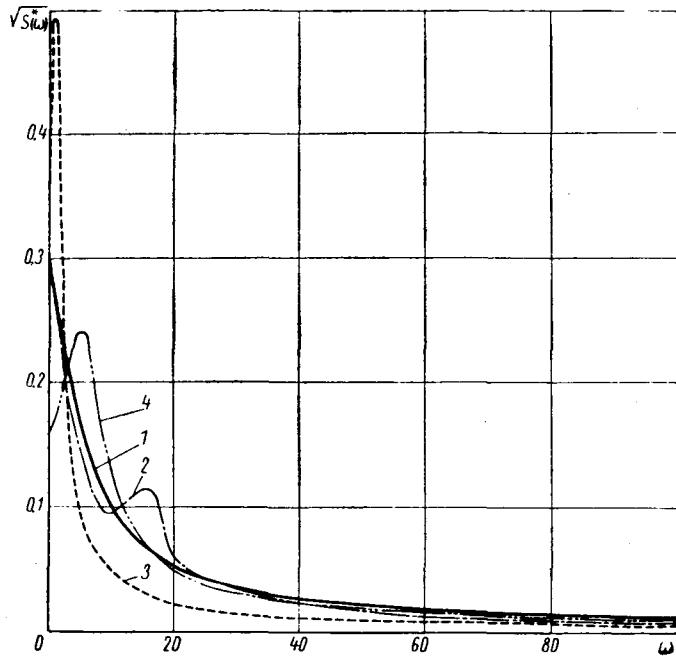


Рис. 5.

Каждой из формул (7)–(9) соответствует характерное прохождение кривой $S^*(\omega)$ в зависимости от изменения частоты ω .

В этом можно убедиться на сравнительном графике (рис. 5). Для удобства построения по оси ординат отложено не $S^*(\omega)$, а $\sqrt{S^*(\omega)}$. Кривые построены для $v_a = 8,34$ м/сек (30 км/ч). Кривая 1 построена с использованием формулы (8) для участка № 4, кривая 2 для участка № 9 построена с использованием формулы (7); кривая 3 (участок № 18) построена по формуле (9); кривая 4 построена по формуле, аналогичной формуле (9), значения $\alpha_1 = 0,32$ и $\beta_1 = 0,64$ взяты из работы И. Г. Пархиловского¹. График показывает, что в отличие от других кривых кривая 2 имеет два максимума (в области низких и более высоких частот). Вследствие этого расширяется частотный диапазон, на протяжении которого можно ожидать увеличения колебаний автомобиля.

Используя соотношения, приведенные в табл. 3, а также формулы (4)–(9), можно получить расчетные уравнения нормированных спектральных плотностей воздействия микропрофилей обследованных типов автомобильных дорог (табл. 4).

Таблица 4

Тип дорожного покрытия	Расчетное уравнение
Булыжное: удовлетворительного качества	$S^*(\omega) = \frac{0,143 v_a}{\omega^2 + 0,2 v_a^2}$
с впадинами и буграми	$S^*(\omega) = \frac{0,135 v_a}{\omega^2 + 0,25 v_a^2} + \frac{0,0096 v_a (\omega^2 + 4,04 v_a^2)}{(\omega^2 - 3,96 v_a^2)^2 + 0,64 v_a^4}$
Асфальтовое	$S^*(\omega) = \frac{0,054 v_a}{\omega^2 + 0,04 v_a^2} + \frac{0,0024 v_a (\omega^2 + 0,36 v_a^2)}{(\omega^2 - 0,36 v_a^2)^2 + 0,0036 v_a^4}$
Цементно-бетонное	$S^*(\omega) = \frac{0,048 v_a}{\omega^2 + 0,0225 v_a^2}$

Работу по исследованию статистических свойств необходимо продолжать по следующим направлениям:

1. Накапливать данные по основным типам автомобильных дорог с целью уточнения как отдельных расчетных параметров, так и, возможно, расчетных выражений в целом; провести работу по изучению микропрофиля грунтовых дорог в различных почвенных и климатических районах страны.

2. Разрабатывать и доводить до практического внедрения соответствующие автоматические устройства с целью повышения темпов измерений микропрофиля и последующей обработки экспериментальных данных.

¹ Пархиловский И. Г. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 10.

О некоторых перспективах изменения конструкции подвижного состава автомобильного транспорта

Канд. техн. наук Е. С. КУЗНЕЦОВ

Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта

В НАСТОЯЩЕЕ время годовая трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей в 2—5 раз превышает трудоемкость их изготовления на автозаводах, а нормативная стоимость потребной материально-технической базы автомобильного транспорта (гаражи, станции технического обслуживания и т. д.) в расчете на один автомобиль превышает стоимость самого автомобиля. Это объясняется главным образом следующим:

1) современные автомобили имеют значительное число узлов, механизмов, агрегатов невысокой надежности, требующих частого обслуживания и ремонта, что приводит к сокращению периодичности технического обслуживания и межремонтных пробегов;

2) общее число мест обслуживания чрезвычайно велико, что вызывает увеличение номенклатуры и трудоемкости работ технического обслуживания и текущего ремонта;

3) конструкция многих агрегатов, механизмов, соединений является нетехнологичной с точки зрения технического обслуживания и ремонта (затрудненный доступ, недостаточная унификация крепежных и других деталей и т. д.), что приводит к росту трудоемкости технического обслуживания и ремонта. В результате в автомобильных хозяйствах для выполнения технического обслуживания и текущего ремонта на каждые два—четыре автомобиля приходится держать одного ремонтного рабочего.

Таким образом, высокая трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта заложена в конструкции современных автомобилей.

Кроме того, автохозяйства, совхозы, колхозы, эксплуатирующие автомобили, являются сравнительно мелкими предприятиями, имеющими из-за малой программы и слабой материально-технической базы меньше возможности снижения трудоемкости технического обслуживания и ремонта за счет специализации исполнителей, применения передовой технологии, поточного производства, производственного оборудования, комплексной механизации и автоматизации процессов технического обслуживания и ремонта, чем автозаводы. Поэтому производительность труда в автохозяйствах будет всегда ниже производительности труда на автозаводах.

По этой причине в процессе массового производства на крупных высокомеханизированных, а в дальнейшем и автоматизированных автозаводах целесообразно создавать такие конструкции подвижного состава, которые бы требовали минимальных трудовых и материальных затрат в эксплуатации. Например, если за счет совершенствования конструкции грузовых автомобилей трудоемкость их технического обслуживания будет сокращена только на 10—15 чел.-мин. на каждые 1000 км пробега, то при существующем выпуске высвободится рабочая сила, достаточная для обслуживания и ремонта 4000—6000 автомобилей.

Однако автозаводы делают очень мало по сокращению трудоемкости технического обслуживания и ремонта автомобилей в эксплуатации. Многие из характерных и известных ранее конструктивных недостатков, затрудняющих техническое обслуживание и увеличивающих его трудоемкость, выявлены в процессе государственных испытаний автомобилей ГАЗ-52, ГАЗ-53, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, МАЗ-500, ПАЗ-672, УАЗ-469 и др.

В табл. 1 и 2 по данным НИИАТ приведено распределение фактической трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта по видам работ и агрегатам, полученное на основании хронометражных наблюдений в автохозяйствах. Эти данные позволяют выбрать наиболее характерные из них по трудоемкости, частоте повторяемости и значению для надежной и безопасной работы.

Если исключить уборочные и моечные работы, на трудоемкость которых влияет в основном степень механизации этих работ, а не конструкция автомобиля, то в первом и втором технических обслуживаниях грузового автомобиля, например, типа ЗИЛ-164 по удельной трудоемкости на первом месте стоят контрольные (25%), а далее смазочные (21%), крепежные (18%) и электротехнические (14%) работы. Из агрегатов и

Таблица 1
Распределение удельной трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта грузового автомобиля грузоподъемностью 4 т

Агрегат, узел, система	Трудоемкость в чел.-час/1000 км					
	Ежедневное обслуживание	Первое техническое обслуживание	Второе техническое обслуживание	Итого по техническому обслуживанию	Текущий ремонт	Всего по техническому обслуживанию и текущему ремонту
<i>По агрегатам, узлам, системам</i>						
Двигатель и его системы охлаждения и смазки	0,12	0,17	0,29	1,46	1,75	
Система питания двигателя	0,08	0,09	0,17	0,23	0,40	
Аккумуляторная батарея	0,21	0,08	0,29	0,11	0,40	
Генератор, стартер и реле-регулятор	0,01	0,06	0,07	0,31	0,38	
Приборы зажигания	0,04	0,09	0,13	0,08	0,21	
Приборы освещения и сигнализации	0,07	0,05	0,12	0,11	0,23	
Сцепление	0,03	0,02	0,05	0,16	0,21	
Коробка передач	0,04	0,03	0,07	0,31	0,38	
Карданный передача	0,05	0,02	0,07	0,15	0,22	
Задний мост	0,09	0,03	0,12	0,30	0,42	
Рулевое управление и передний мост	0,16	0,11	0,27	0,46	0,73	
Ножной тормоз	0,16	0,44	0,60	0,77	1,37	
Ручной тормоз	0,08	0,02	0,10	0,07	0,17	
Ходовая часть	0,36	0,35	0,71	0,93	1,64	
Кабина	0,02	0,03	0,05	0,11	0,16	
Кузов или платформа	0,13	0,03	0,16	0,46	0,62	
Оперение	0,05	0,04	0,09	0,19	0,28	
<i>Общие работы</i>						
Общий осмотр автомобиля	—	0,02	0,02	0,04	—	0,04
Смазочные, заправочные и очисточные	—	0,58	0,34	0,92	—	0,92
Слесарно-механические	—	—	—	—	1,08	1,08
Прочие (малярные)	—	—	—	—	0,39	0,39
Уборочные	1,19	—	—	1,19	—	1,19
Моющие	2,21	—	—	2,21	—	2,21
Итого . . .	3,40	2,30	2,02	7,72	7,68	15,40

механизмов наибольшее влияние на трудоемкость технического обслуживания оказывают: ходовая часть (16,5%), тормоза (16%), двигатель (10,5%), электрооборудование (14%), рулевое управление (6,5%), кузов, оперение и платформа (10,5%). По удельной трудоемкости текущего ремонта на первом месте стоит двигатель (19%), затем ходовая часть (12%), тормоза (11%), кабина, кузов и оперение (10%), трансмиссия (8%), рулевое управление (6%).

Аналогичное распределение трудоемкости наблюдается и у других типов автомобилей. Таким образом, перечисленные агрегаты автомобилей и виды работ являются основными в техническом обслуживании и текущем ремонте и именно на них нужно обратить внимание при совершенствовании конструкции автомобилей.

Рассмотрим некоторые реальные перспективы снижения трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей за счет совершенствования конструкции автомобилей и качества применяемых материалов.

Смазочные работы

В техническом обслуживании (первом и втором) различных автомобилей на долю смазочных работ приходится от 20 до 30% трудоемкости.

Главными направлениями по увеличению периодичности и сокращению трудоемкости смазочных работ является: улучшение качества смазочных материалов; совершенствование конструкции агрегатов, механизмов и узлов, требующих смазки; применение сопряжений, не требующих смазки.

Таблица 2.
Распределение удельной трудоемкости технического обслуживания
и текущего ремонта грузового автомобиля
грузоподъемностью 4 т

Виды работ	Трудоемкость в чел.-час/1000 км				
	Еженесячное об- служивание	Первое техни- ческое обслу- живание	Второе техни- ческое обслу- живание	Текущий ремонт	Всего
Уборочные	1,19	—	—	—	1,19
Моечные	2,21	—	—	—	2,21
Контрольные	—	0,58	0,52	0,04	1,14
Крепежные	—	0,45	0,34	0,34	1,13
Регулировочные	—	0,10	0,16	0,12	0,38
Смазочные, заправочные и очищ- тельные	—	0,58	0,34	—	0,92
Электротехнические	—	0,31	0,28	0,61	1,23
Работы по обслуживанию системы питания двигателя	—	0,08	0,09	0,23	0,40
Шиномонтажные	—	0,17	0,29	0,07	0,53
Работы по вулканизации камер	—	—	—	0,08	0,08
Разборочно-сборочные	—	—	—	2,12	2,12
Работы по ремонту агрегатов и уз- лов	—	—	—	—	—
Медицинские	—	—	—	0,27	0,27
Жестянщики	—	—	—	0,11	0,11
Сварочные	—	—	—	0,09	0,09
Кузнецко-рессорные	—	—	—	0,27	0,27
Слесарно-механические	—	—	—	1,08	1,08
Столярные	—	—	—	0,36	0,36
Арматурно-кузовные	—	—	—	0,04	0,04
Обойные	—	—	—	0,06	0,06
Маячные	—	—	—	0,39	0,39
Итого	3,40	2,30	2,02	7,68	15,40

Двигатель. В настоящее время масла в двигателе меняются, как правило, через 3—4 тыс. км пробега. Однако имеются многочисленные примеры увеличения периодичности до 10—15 тыс. км, которую следует считать вполне достижимой для автомобилей ближайшей перспективы. Трудоемкая ежедневная доливка масла может быть исключена, например, с применением компенсационных бачков, автоматически пополняющих масло в картере двигателя до требуемого уровня (рис. 1). Периодичность заправки таких бачков зависит от их емкости и составляет 1—2 раза в месяц. Данное приспособление, кроме того, способствует снижению расхода масла двигателем, так как полностью устраняет переполнение.

Коробка передач и задний мост. Применение трансмиссионных масел с присадками уже сейчас позволяет увеличить периодичность их замены в 2,5—3 раза — до 20—30 тыс. км по сравнению с 8—10 тыс. км для обычных масел.

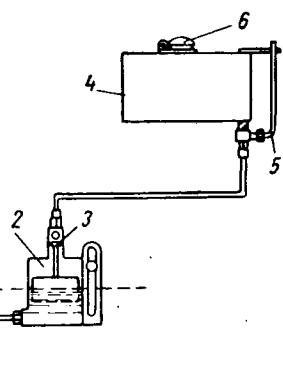


Рис. 1. Схема автоматизации пополнения масла в картере двигателя:

1 — картер двигателя; 2 — поплавковая камера; 3 — клапан; 4 — бачок; 5 — мерное стекло; 6 — заливная горловина.

Так, например, разработанное в СССР трансмиссионное автомобильное масло (ТАп-10, ТАп-15) является всесоюзным и может заменяться 1 раз в год. Известны также трансмиссионные масла с присадками, требующие замены через 60—100 тыс. км или при ремонте агрегатов. Трудоемкость контроля уровня масла в агрегатах, который в настоящее время проводится через 1—2 тыс. км, может быть снижена за счет улучшения герметизации агрегатов и применения простейших ука-

зателей уровня, таких, например, как у чешского автомобиля Татра 138-3С.

Подшипники ступиц колес. Применение консистентных смазок хорошего качества позволяет увеличить периодичность их замены в ступицах колес до 15—20 тыс. км. Однако наиболее радикальным методом сокращения трудоемкости и увеличения периодичности смазки подшипников ступиц колес является применение для них жидких трансмиссионных масел, как это сделано, например, у автомобилей ГАЗ-52, ГАЗ-53. Периодичность смазки в этом случае определяется сроками замены масла в заднем мосту (если он объединен со ступицами) или ремонтом узла (замена тормозных накладок, уплотнений, подшипников) и может составлять не менее 20—30 тыс. км. Применение жидких масел связано с улучшением качества уплотнений, которые должны исключать возможность попадания масла на тормозные накладки.

Узлы шасси, смазывание через пресс-масленки. Улучшение качества консистентных смазок позволяет значительно увеличить периодичность и снизить трудоемкость проведения смазочных работ. Так, применение смазок на литиевой основе позволяет увеличить периодичность смазки шасси через пресс-масленки до 5—10 тыс. км. Однако улучшение качества смазочных материалов дает определенный результат, если одновременно совершенствуются уплотнения узлов трения, особенно при работе в тяжелых условиях. Так, например, износ сопряженных пар открытых узлов трения (рессорные пальцы, втулки, соединения рулевых тяг) при применении жирового солидола снижается всего на 5—10% по сравнению с синтетическим, что не компенсирует увеличения (почти 1,5 раза) затрат на приобретение жирового солидола. Вместе с тем, как показали проведенные исследования, при загрязнении износ деталей подобных соединений может увеличиться до 2 раз.

Хорошие результаты (по данным США) дают консистентные смазки на основе дисульфида молибдена (MoS_2), получившие наименование моликотов.

Испытания консистентных смазок, содержащих дисульфид молибдена, показали резкое уменьшение износов трещущихся поверхностей. Так, добавление в консистентную смазку дисульфида молибдена уменьшило износ карданных шарниров на 30%, шарниров рулевых тяг на 38%, шкворней поворотных цапф на 57%, пальцев передней рессоры грузовых автомобилей на 87%.

Одновременное применение смазки на молибденовой основе и надежного уплотнения позволило увеличить периодичность смазки узлов подвески и рулевого привода ряда легковых автомобилей с 3200 в 1960 г. до 48 000 км, или 2 лет, в 1961 г. при трудоемкости около 20 чел.-мин. Надежным способом сокращения трудоемкости смазочных работ является применение в узлах трения пластмассовых или резиновых деталей, не требующих смазки, или резино-металлических соединений. Так, применение заделки концов рессор в резиновых блоках позволило у автомобилей ГАЗ-52 и ГАЗ-53 сократить почти вдвое число мест смазки через пресс-масленки. Вместе с тем у автомобиля ЗИЛ-130 вместо заделки передних рессор в резиновых блоках, как это было, например, у автомобиля ЗИЛ-164, снова вернулись к металлическим соединениям типа палец—втулка, требующим регулярной смазки.

Таким образом, улучшение качества смазочных материалов и конструктивные изменения узлов трения шасси перспективных автомобилей позволяют увеличить периодичность их смазки до 5—10 тыс. км, а возможно, и до 20—30 тыс. км и значительно (в 2—4 раза) сократить трудоемкость смазочных работ.

Крепежные работы

В техническом обслуживании (первом и втором) доля крепежных работ составляет у различных автомобилей от 7,5 до 22% трудоемкости.

При этом надежность применяемых крепежных соединений в настоящее время весьма невелика. Через 1,5—2 тыс. км многие крепежные соединения грузовых автомобилей требуют подтягивания (рис. 2).

Основным направлением увеличения периодичности выполнения крепежных работ является увеличение стабильности крепежных соединений путем улучшения качества материала, геометрии и точности изготовления резьбы, подбора рациональной формы болта и гайки, применение надежных средств против отвинчивания и др.

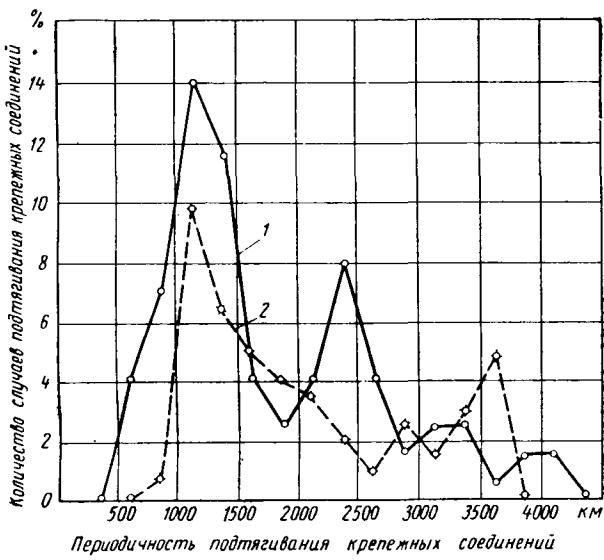


Рис. 2. Распределение периодичности выполнения крепежных работ:

1 — автомобили ЗИЛ-585, пробег с начала эксплуатации 150—200 тыс. км; 2 — автомобили ЗИЛ-585, пробег с начала эксплуатации 15—20 тыс. км.

Так, например, применение рациональных форм гаек, способствующих более равномерному распределению напряжений между витками резьбы, сокращает концентрацию напряжения до 30% и увеличивает прочность на 20—40%. Уменьшение зазора по диаметру резьбы увеличивает прочность крепежных соединений до 38%. Соблюдение геометрии резьбы (угол профиля, шаг) увеличивает прочность и стабильность крепежного соединения на 22—50%. Применением рациональных материалов и способов изготовления резьбы можно увеличить прочность и стабильность крепежных соединений до 1,5—2 раз.

Большие перспективы имеет применение самоконтрящихся гаек, в которых установлены фибровые или нейлоновые кольца и пробки (рис. 3), при этом внутренний диаметр кольца равен наружному диаметру резьбы гаек. Поэтому при наворачивании гаек на фибровых или нейлоновых новых кольцах нарезается болтом резьба, что препятствует отворачиванию гаек. Такие крепежные соединения применяет ряд автомобильных фирм.

Ряд фирм (английская Шарли и американская Интернационал, GMC, Фиаг и др.) применяет самоконтрящиеся пружинные гайки со сквозными прорезями в верхней части, обеспечивающие большую стабильность крепежных соединений.

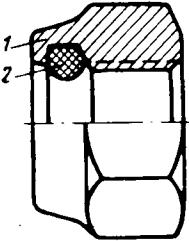


Рис. 3. Самоконтрящаяся гайка с фибровым или нейлоновым кольцом:

1 — гайка; 2 — фибровое или нейлоновое кольцо.

Регулировочные работы

В первом и втором технических обслуживаниях на долю регулировочных работ, главным образом по тормозам, сцеплению и некоторым другим агрегатам и механизмам, приходится до 8% трудоемкости.

Периодичность регулировки тормозов и сцепления зависит при прочих равных условиях главным образом от износостойкости сопряженных пар, т. е. фрикционных накладок, тормозных барабанов и дисков, а также правильного подбора размеров тормозных механизмов с учетом веса и динамических качеств автомобилей. Улучшение качества материалов может снизить износ деталей и, следовательно, увеличить периодичность технического обслуживания. Например, в США и Англии, по данным Р. В. Кугеля, срок службы фрикционных на-

кладок сцепления грузовых автомобилей, изготовленных из материалов на основе асбеста с органической связкой, составляет 100—150 тыс. км, а тормозных накладок до 60—80 тыс. км. Применение для изготавления накладок металлокерамических, минералокерамических и других композиций может привести к снижению изнашивания деталей от 2 до 10 раз. Например, применение для тормозных накладок улучшенного фрикционного материала ФК-24А — асболоволокнистого пластика, изготовленного из фенольной смолы и волокнистого наполнителя, улучшило тормозные качества автомобилей ГАЗ-51 и М-20 и снизило изнашивание накладок в 2 раза.

Большое влияние на изнашивание сопряженных пар тормозов и сцепления оказывает качество обработки деталей.

По данным НИИАТ, грубая расточка тормозных барабанов увеличивает износ накладок в 2—3 раза.

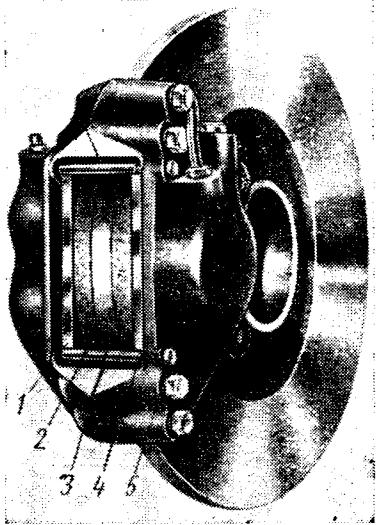
Изменение конструкции агрегатов также окажет существенное влияние на трудоемкость технического обслуживания. Так, обеспечение более равномерного износа тормозных накладок по целине увеличивает срок их службы на 20—30%. Замена двухдискового сцепления автомобилей ЗИЛ на однодисковое уменьшило неравномерность износа фрикционных накладок. Суммарный износ всех сопряженных деталей у однодискового сцепления ЗИЛ составляет около 0,076 мм/1000 км против 0,165 у двухдискового. Такое простое мероприятие, как приклейивание накладок, снижает изнашивание и увеличивает периодичность технического обслуживания на 15—25%, а срок службы накладок на 80—100%. Применение дополнительного охлаждения тормозов при работе в тяжелых условиях эксплуатации снижает их износ в 3 раза, а герметизация от попадания пыли и грязи — в 2 раза.

Весьма перспективным является применение дисковых тормозов, не требующих регулировки. Уже в настоящее время дисковые тормоза устанавливаются на передних и задних колесах ряда легковых автомобилей и передних колесах некоторых грузовых автомобилей Англии, Франции, Италии, ФРГ и США. Дисковые тормоза саморегулирующиеся.

Ремонт дисковых тормозов весьма прост, не требует снятия колес автомобиля и сводится к замене свободно расположенных плит (рис. 4) вместе с сегментными фрикционными накладками, для чего вынимают два шплинта и штифты. По данным английской фирмы Джирлинг, периодичность замены накладок дисковых тормозов в Англии составляет 40—50 тыс. км, а в более тяжелых условиях эксплуатации (Кения) 30—35 тыс. км. Трудоемкость обслуживания и ремонта дисковых тормозов уменьшается в 5—6 раз по сравнению с барабанными.

Таким образом, для перспективных автомобилей вполне реальными являются применение тормозов и сцепления, минимальная периодичность регулирования которых в 2—4 раза превышает существующий уровень и составляет не менее 15—30 тыс. км. Известны надежно действующие конструкции саморегулирующихся тормозов и др.

Имеется возможность увеличить периодичность или вовсе исключить необходимость в проведении и ряда других регулировочных операций. Так, например, в случае применения гидравлических толкателей отпадает необходимость в регулировке через 10—16 тыс. км зазора между толкателями и клапанами и т. д.



Контрольные работы

Режим выполнения контрольных работ, цель которых состоит в определении технического состояния узлов, механизмов, агрегатов автомобилей, зависит от периодичности крепежных, регулировочных, смазочных и других работ технического обслуживания. Чем реже агрегаты и механизмы, соединения автомобилей будут требовать технического обслуживания и ремонта, т. е. чем надежнее в работе они будут, тем меньший объем специальных контрольных работ потребуется при техническом обслуживании. В настоящее время доля контрольных работ в техническом обслуживании велика и составляет 20—39% трудоемкости.

Большое влияние на периодичность и трудоемкость технического обслуживания окажет уменьшение рассеивания качества (сроки службы, износ и т. д.) материалов, деталей, агрегатов, что связано с общим повышением культуры производства на автозаводах.

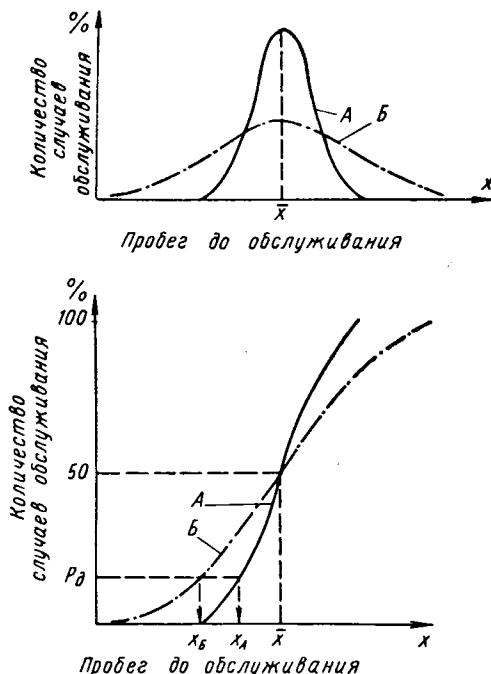


Рис. 5. Влияние рассеивания на периодичность технического обслуживания:

A — соединение с малым коэффициентом вариации; *B* — соединение с большим коэффициентом вариации; \bar{x} — средняя периодичность; P_d — доверительный уровень вероятности.

Так, например, при равных доверительных уровнях вероятности P_d , т. е. надежности работы в средних показателях (\bar{x}), рациональная периодичность технического обслуживания (крепление, регулировка, контроль и т. д.) соединения *A*— x_A (рис. 5) может быть в несколько раз большей, чем у такого же

значительное снижение трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта (до 20—25%) может быть достигнуто также в результате улучшения эксплуатационной технологичности автомобилей за счет облегчения доступа к местам обслуживания и ремонта и унификации соединений, агрегатов и механизмов.

Таблица 3

Перспективы изменения трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта подвижного состава

Виды автомобилей	Трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта в чел.-час/1000 км		
	автомобилей современной конструкции	ожидаемая при модернизации автомобилей выпуск 1963—1964 гг.	целесообразная у перспективных автомобилей (1970—1972 гг.)
Легковые автомобили среднего литража	11,0—12,0	8,0—10,0	5,0—5,5
Автобусы средней вместимости	24,0—25,0	20,0—22,0	9,0—11,0
Грузовые автомобили средней грузоподъемности	15,0—16,0	10,0—12,0	6,0—7,0
Двухосные прицепы средней грузоподъемности	5,0—5,5	3,0—4,0	1,5—2,0

В табл. 3—4 с учетом технически достичимого уровня изменения конструкции и качества применяемых материалов приведены примерные данные по периодичности и трудоемкости технического обслуживания и ремонта современных и перспективных автомобилей (1970—1972 гг.), хорошо приспособленных к техническому обслуживанию и ремонту.

Наиболее целесообразным в будущем с эксплуатационной точки зрения представляется не только увеличение периодичности технического обслуживания и снижение его трудоемкости, но и упрощение системы технического обслуживания, которое наблюдается уже в течение последних лет, с доведением ее до двух видов: ежедневное и периодическое техническое обслуживание (вариант II, табл. 4).

Создание и использование в народном хозяйстве автомобилей, требующих минимальных трудовых затрат в эксплуатации, даст большой технико-экономический эффект и позволит перенести значительную часть забот о техническом обслуживании и ремонте из десятков тысяч мелких предприятий автомобильного транспорта в несколько крупных механизированных и автоматизированных автомобильных заводов, на которых будут создаваться автомобили высокой надежности. Прежде всего сократится в 2—3 раза потребность в рабочей силе для обслуживания и ремонта автомобилей (табл. 3), а это значит, что будет освобождено от менее производительного труда и переведено в другие отрасли народного хозяйства около 150 000—200 000 рабочих на каждые 1 млн. грузовых автомобилей.

Соответственно уменьшится потребность в зданиях, сооружениях, оборудовании и постах для технического обслуживания и ремонта подвижного состава. Именно тогда автохозяйства

Таблица 4

Перспективы изменения периодичности технического обслуживания подвижного состава автомобильного транспорта

Виды технического обслуживания	Периодичность технического обслуживания в км			
	автомобили современной конструкции	ожидаемая при модернизации автомобилей выпуск 1963—1964 гг.	целесообразная у перспективных автомобилей (1970—1972 гг.)	
		Вариант I	Вариант II	
Ежедневное обслуживание				
Первое техническое обслуживание	1000—1800	1500—2500	5000—6000	—
Второе техническое обслуживание	4000—10 000	10 000—15 000	20 000—25 000	—
Периодическое техническое обслуживание	—	—	—	15 000—20 000

по конструкции соединения *B*— x_B , имеющего большее рассеивание (вариацию) изменения свойств из-за нестабильности качества материалов, неточности обработки, сборки и т. д.

могут быть превращены в недорогие предприятия, производящие минимальное количество простейших операций, не требующих сложного и дорогостоящего оборудования.

Опыт создания пластмассовых кабин

В. Т. АВЕРШИН

Брянский автозавод

ЦЕЛЬНОПЛАСТМАССОВАЯ кабина (без дверей, сидений, приборов и агрегатов отопления) относится к оболочковым двухслойным кабинам с усилителями. Кабина передняя, четырехместная. Вес кабины 350 кг.

Внешняя оболочка кабины (рис. 1) состоит из верхней 1 и нижней 2 панелей, соединенных между собой по фланцам с помощью эпоксидной смолы ЭД-6 и заклепок. Верхняя внешняя панель образует переднюю часть, крышу, заднюю часть и боковины кабины. Нижняя внешняя панель является основанием кабины.

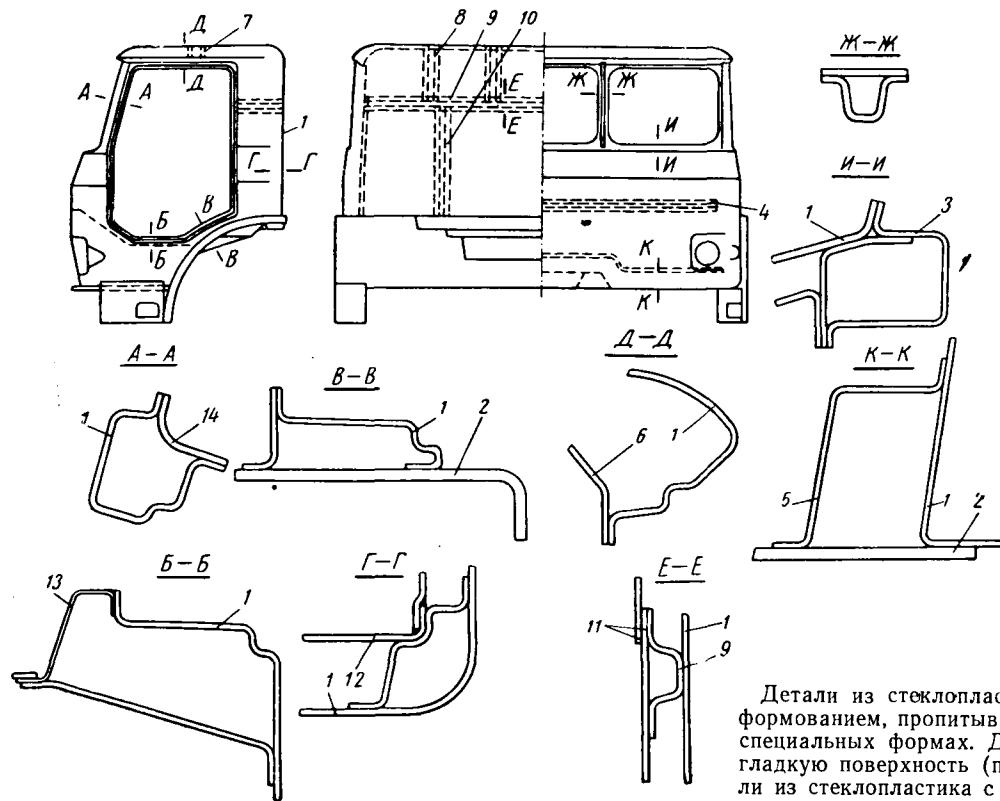


Рис. 1. Конструкция цельнопластмассовой кабины.

Передняя часть кабины усиlena поперечиной 3 и двумя усилителями 4, 5. Нижний усилитель 5 образует с внешними панелями нижний коробчатый брус силовой системы кабины. Концы поперечины и усилителей заделаны в боковые стойки. Внутренняя панель крыши 6 прикреплена к крыше через два поперечных 7 и четыре продольных 8 усилителя, имеющих корытообразный профиль. Продольные усилители задними концами заделываются в поперечине 9 задней части кабины. Внутренняя панель крыши, повторяя профиль продольных усилителей, закреплена на той же поперечине. Силовая часть задней части образована поперечиной, закрепленной в боковых стойках, и двумя продольными усилителями 10, соединяющими поперечину с основанием. Внутренние панели задней части 11 прикреплены к основанию.

Верхняя внешняя панель образует и элементы (открытого сечения) каркаса дверного проема. Сечения элементов замыкаются впереди передней панелью боковины, сзади — задней панелью 12, внизу — стальным порогом 13. Сталь предотвращает порог кабины от истирания. Панель передней стойки 14 образует с передним боковым углом верхней внешней панели переднюю стойку кабины. Передние стойки с нижним силовым бруском и передним углом крыши создают передний контур каркаса кабины. Боковой контур каркаса кабины состоит из

передней и задней стоек, бокового угла крыши и порога дверного проема.

Основание вместе со своей внутренней панелью (полом) замыкает верхнюю внешнюю панель в единую жесткую систему. Основание является второй по сложности деталью кабины. Сложность основания обусловлена необходимостью размещать и закреплять на нем ручной тормоз, сиденья, подвеску кабины и т. д. Между полом и основанием по бокам кабины имеются две пиши, где расположены гидроцилиндры тормозов. Сзади, по бокам, основание образует два кожуха для передних колес. Подвеска кабины состоит из четырех кронштейнов, из которых два передних сближены между собой. Каждый кронштейн охватывает резиновую втулку, сидящую на трубчатом кронштейне рамы.

Описанная кабина является опытной. Аналогичную конструкцию имеет кабина, которая производится на Брянском автозаводе. Отличие лишь в том, что у серийной кабины внешняя панель едина (основание выполнено заодно с верхней внешней панелью). Введением единой внешней панели удалось повысить производительность труда в пластмассовом цехе, увеличить стабильность относительных размеров основания и верхней внешней панели и тем самым уменьшить подгоночные работы при сборке. Следует отметить, что повышение производительности труда справедливо лишь для мелкосерийного производства.

Детали из стеклопластика на заводе получают контактным формованием, пропитывая стеклоткань полиэфирной смолой на специальных формах. Детали при этом имеют только одну гладкую поверхность (поверхность контакта с формой). Детали из стеклопластика с точки зрения подхода к их изготовлению могут иметь простую, сложную и замкнутую формы. Детали простой формы формуются непосредственно на моделях из дерева или металла. Для деталей сложной формы (с большими углублениями, с малыми уклонами на них и т. д.) по деревянным моделям изготавливают стеклопластиковые формы (обычно их называют слепками), по которым в дальнейшем получают серийные детали. В обоих случаях первоначальная модель изготавливается по размерам гладкой поверхности. Как показал опыт, процесс формовки сложных деталей более производителен на слепках типа пуансон, поэтому панели с внутренней гладкой поверхностью предпочтительнее.

Детали замкнутой формы с внешней гладкой поверхностью, например внешние панели кабин, половины бензиновых баков и т. д., изготавливаются следующим образом (рис. 2). По первоначальной модели внешней панели формуются слепки передней части, крыши, задней части, основания и боковин. Слепки имеют фланцы по контуру каждого элемента внешней панели. Фланцы первого какого-либо элемента формуются по брусьям, прибитым к первоначальной модели; фланцы остальных слепков формируются по фланцам предыдущих. Таким образом достигается тщательная подгонка слепков друг к другу. Затем фланцы совместно засверливаются для установки болтов. Элементы внешней панели формуются на слепках отдельно так, чтобы слои стеклоткани к краям образовывали уступы длиной 30—50 мм. Затем слепки с наформованными на них элементами соединяются болтами по фланцам. Стыки элементов внешней панели заклеиваются несколькими слоями стеклоткани.

ни, пропитанной в полиэфирной смоле (рис. 3). Как правило, число слоев стеклоткани встыках на одно больше числа слоев стеклоткани в панели. В особо ответственных местах, например у стыков с основанием, желательно укладывать второй дополнительный слой ткани. В конструкциях соединений элементов внешней панели следует избегать мест, плохо доступных для тщательного проклеивания (рис. 3, в, г), а также острых

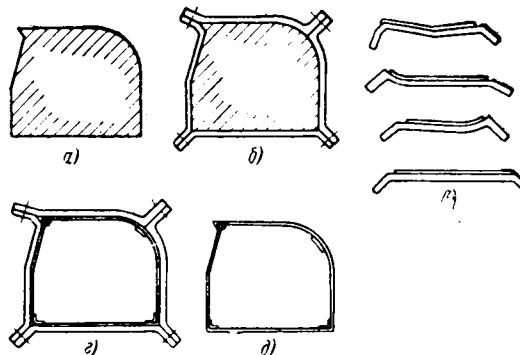


Рис. 2. Схема изготовления деталей замкнутой формы с внешней гладкой поверхностью:

а — первоначальная модель детали; б — модель с наформованными элементами детали; в — склепки с наформованными элементами детали; г — проклеивание стыков между элементами детали в соединенных склепках; д — готовая внешняя панель.

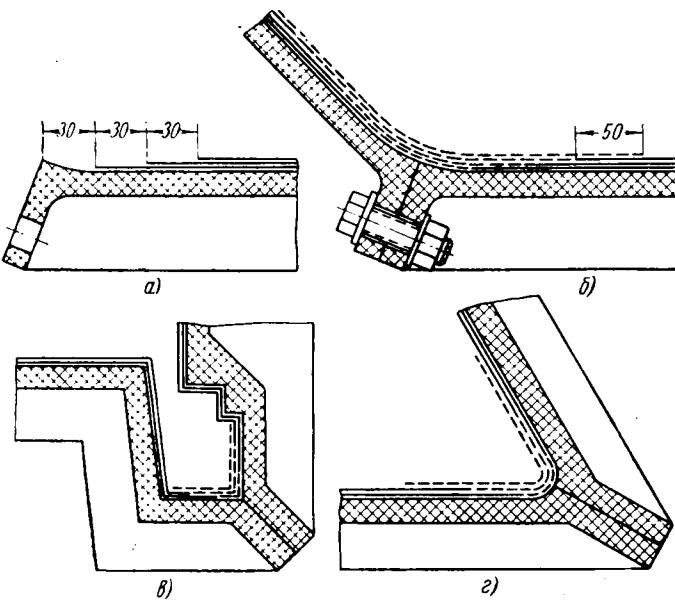


Рис. 3. Соединения элементов внешней панели:

а — склепок (край) с наформованным элементом (даны размеры уступов); б — проклеивание стыка; в и г — нерекомендуемые стыки элементов (труднодоступный и под острым углом).

углов (рис. 3, в, г). Элементы внешней панели в труднодоступных местах можно соединять жгутом с заливкой пасты (рубленое стекловолокно, пропитанное смолой). Однако этот метод соединения требует повышенного расхода смолы. Далее, разъединив склепки, получают готовую деталь.

Соединение панелей в склепках обладает рядом важных преимуществ:

- 1) резко уменьшается трудоемкость изготовления изделия;
- 2) съем склепков можно производить винтами;
- 3) наиболее полно осуществляется одно из основных преимуществ применения стеклопластиков — получение укрупненных деталей;
- 4) точно выдерживается относительное положение элементов панели; результат — высокая стабильность размеров внешней панели, а следовательно, и кабины в целом.

При соединении основания с внешней панелью вне склепков стабильность относительных размеров резко падала вслед-

ствие малой жесткости отдельных частей панелей. Это приводило к большому объему подгоночных работ при общей сборке автомобиля. В данном случае технология закладывается в чертеже, поэтому конструктору необходимо всегда помнить, что цельная внешняя панель, по-видимому, является наиболее рациональной конструкцией для мелкосерийного производства.

В конструкциях соединений, применяемых для цельнопластмассовых изделий, кроме рассмотренного соединения элементов внешней панели в склепках, различают также клеевые, механические и комбинированные соединения.

Клеевые соединения отличаются хорошим внешним видом и применяются в случае пониженных требований к прочности соединений (рис. 4). Склейивание деталей осуществляется

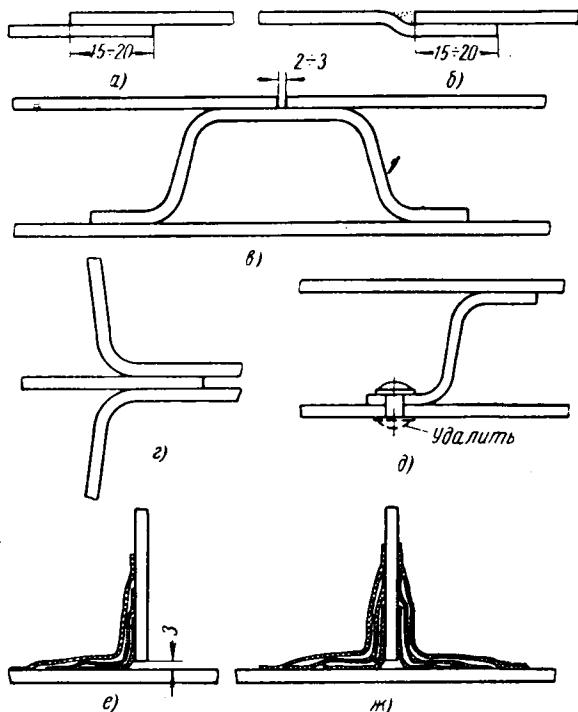


Рис. 4. Клеевые соединения:

а — наложенный шов; б — сглаженный шов; в — зазор между панелями на усилителе; г — соединение трех панелей; д — крепление панели на усилителе; е — выклейка фланца панели по месту с одной стороны; ж — выклейка фланца по месту с двух сторон.

эпоксидным клеем без нагрева. Сжатие склеиваемых поверхностей производится струбцинами или болтами. Ширина шва склеивания, равной 15—20 мм, вполне достаточно для получения хорошего соединения. Если ступенчатый переход при наложении панелей нежелателен, то одну из панелей отгибают (рис. 4, б); углубление заливается смолой. Зазор между панелями, соединенными встык на усилителе, обычно принимается равным 2—3 мм. Если необходимо плотное прилегание фланца панели к сложной криволинейной поверхности или к нескольким разным поверхностям, применяют выклейку фланцев по месту (рис. 4, е и ж). Однако это соединение имеет очень плохой внешний вид.

Механические разъемные соединения применяются в основном для крепления металлических деталей к деталям из стеклопластиков. Они не применяются для соединения панелей из стеклопластиков в единую силовую систему. Пластины с резьбовыми отверстиями и гайкодержатели в случае отсутствия доступа к ним должны обязательно прикрепляться. Под головки болтов или гайки со стороны стеклопластика для предохранения от истирания и разлохмачивания подкладываются шайбы увеличенного диаметра. Соединение с самонарезными винтами может быть признано надежным, если стеклопластиковая панель будет иметь толщину не менее 3 мм.

Комбинированное соединение, осуществляемое склейванием с обязательным применением заклепок, болтов и самонарезных

винтов, является наиболее надежным, а поэтому рекомендуется для сборки деталей, несущих большие нагрузки, например: основания, внутренних панелей и усилителей с внешней панелью; кронштейнов подвески кабины с основанием, для герметичных конструкций и т. д. Болты и гайки можно ставить на смоле ЭД-6, это позволяет отказаться от специального столпререния. Шаг установки крепежа определяется в каждом случае отдельно. Например, для соединения основания с верхней внешней панелью рекомендуется шаг, равный 100—200 мм.

На деталях из стеклопластика можно получать любые радиусы сопряжений поверхностей. Вначале по аналогии со штампованными деталями внутренние радиусы сопряжений указывались равными толщине панели. Но опыт серийного производства показал, что такие радиусы вследствие дополнительной трудоемкой операции поджига стеклоткани в углах уменьшают производительность труда при формировании. Чтобы избежать этой операции, углы прокладываются стеклоджутом. Однако это ведет к повышенному расходу связующего материала. Внутренние радиусы сопряжений не должны быть меньше трех толщин соответствующей панели. Если конструкция по каким-либо причинам требует острого угла, конструктор должен всегда оговорить способ его получения: либо это жгут, пропитанный смолой, либо паста. Чистая смола не допускается. Жгут всегда выкладывается вдоль угла. Следует избегать ослабленных углов у длинных корытообразных усилителей с внутренней негладкой поверхностью.

Конструкторы очень часто применяют утолщения, дающие местное усиление детали, например в местах крепления силовых кронштейнов, на концах нежестких панелей и т. д. Самыми технологичными являются утолщения в сторону гладкой поверхности, так как они формуются непосредственно в форме. Применение утолщений дает возможность конструктору лучше использовать несущие качества стеклопластика. В этом его важнейшее преимущество перед стальным листом.

Для увеличения местной жесткости панелей часто применяют зигги и отбортовки. Зигги можно усилить, заложив между слоями стеклоткани стеклоджут. Стеклоджут, расположенный на внешней поверхности панели, имеет плохую адгезию со стеклотканью и поэтому мало эффективен. Отбортовки, примененные только для увеличения жесткости, например, у больших фигурных отверстий или крышек, должны иметь высоту не более 20 мм, высота отбортовок (фланцев) для склейки применяется, как правило, равной 30—35 мм (с учетом увеличенных радиусов закруглений).

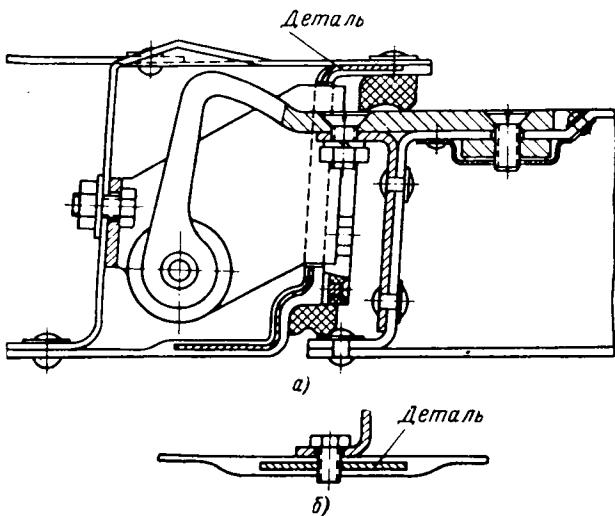


Рис. 5. Армирование стеклопластика металлом.

В конструкциях пластмассовых кабин широко используется армирование стеклопластика металлом, применяемое в следующих основных случаях, когда:

- 1) необходимая местная прочность или жесткость не обеспечивается конструкцией детали (рис. 5, а);
- 2) нужно в пластине крепления нарезать резьбу по месту (рис. 5, б);
- 3) пластина крепления находится в жидкости, а крепление производится снаружи;

4) недопустимо или нежелательно прикрепление пластины крепления.

Армирование осуществляется в процессе формования. При этом, если панель не имеет фиксирующих выдавок, могут возникнуть некоторые трудности, связанные с точной установкой армирующих деталей. Следует также учитывать, что армирование, особенно применяемое для увеличения жесткости или прочности, может привести к отрицательному эффекту.

Особенностью изготовления деталей из стеклопластика является невозможность получения отверстий в процессе формования. Сверление и обработку отверстий можно производить лишь после снятия детали с формы. Край отверстия должен отстоять от края панели не менее чем на 10 мм. Конические и окружные малые отверстия очень трудоемки.

Толщина панелей определяется видом и числом слоев стеклоткани, а также толщиной декоративного слоя. Практикой найдена определенная зависимость толщины деталей от числа слоев стеклоткани (табл. 1).

Таблица 1

Количество слоев стеклоткани	Толщина панелей в мм	Количество слоев стеклоткани	Толщина панелей в мм
1	1,7	7	8
2	3	8	8,5
3	4	9	9,5
4	5	10	10,5
5	6	11	11,5
6	7	12	12,5

Толщину панелей измеряют по бугоркам плетенки стеклоткани. В рабочих чертежах рекомендуется указывать число слоев стеклоткани, так как при указании толщины необходимо дополнительно оговаривать соответствие числа слоев ткани определенной толщине.

Двухслойными изготавливаются внутренние панели, лючки, крыши и перегородки; трехслойными — внешние панели, панели дверей, балки крыши и задней части, усилители; четырех-, пяти- и шестислойными — силовые высоконагруженные детали, как-то: основание, усилители основания, половины бензобаков и т. д. Однослойные детали не применяются, так как один слой ткани не дает достаточно жесткой и прочной панели.

Толщина двух склеенных негладкими поверхностями панелей из-за неровностей и склеивающей смолы больше номинальной суммарной на 1,5—2 мм. При формировании панелей часто образуются местные утолщения, вызванные перекрытием слоев при неправильной укладке стеклоткани. В чертежах необходимо оговаривать величину подобных утолщений.

Точность основных размеров деталей из стеклопластиков зависит от точности изготовления форм, на которых ведется формование. Известно, что модели для деталей кузова изготавливаются с точностью $\pm 0,25$ мм. Этой точности достаточно и для форм панелей из стеклопластиков. Более того, опыт серийного производства показал, что имеется возможность изготавливать модели с меньшей точностью, равной $\pm 0,5$ мм под формование слепков и $\pm 1,0$ мм под формование деталей. Изменением размеров после снятия деталей с форм можно пренебречь. Допуски на номинальную толщину деталей в мм приведены в табл. 2.

Таблица 2

Номинальная толщина слоев стеклоткани	Отклонения
До 4	+1,2 -0,5
Свыше 4 до 8	+0,9 -0,5
• 8 • 12	+0,6 -0,5

Каждый слой стеклоткани при 40 слоях (без декоративного слоя) увеличивает толщину детали в среднем на 1 мм. В этом случае можно условиться, что количество слоев стеклоткани численно равно указанной в чертежах толщине (назовем ее номинальной). Эта условность весьма удобна при проектировании, подготовке производства, обучении рабочих и т. д. Номинальная толщина не равна истинной толщине панели, так как

первый слой стеклоткани с декоративным не равен 1 мм. Производственный контроль проводится по чертежам, где в настоящее время указывается только номинальная толщина, значит, допуски должны быть даны также для номинальных толщин.

Определение допусков, указанных в табл. 2, производилось следующим образом. В лабораторных условиях было изготовлено 12 пластин с числом слоев ткани от 1 до 12. Среднее значение отклонений от номинальной толщины пластины можно определить из уравнения

$$\Delta S_{ta} = S_{ta} - S_t = \frac{\sum_{n=1}^k S_{tn}}{n} - S_t, \quad (1)$$

где S_{ta} — среднее арифметическое значение n измерений толщины каждой пластины;

S_t — номинальная толщина i -вой пластины;

S_{tn} — n -е измерение толщины i -вой пластины.

на обрезку, вырезку и опиловку стеклопластиковых панелей, а также на сборку и склейку металлических и стеклопластиковых деталей приведены в табл. 4.

Таблица 4

Номинальные размеры в мм	Отклонения в мм	Номинальные размеры в мм	Отклонения в мм
До 6	$\pm 0,3$	Свыше 630 до 1000	± 2
Свыше 6 до 18	$\pm 0,4$	• 1000 • 1600	$\pm 2,5$
• 18 • 30	$\pm 0,6$	• 1600 • 2500	$\pm 3,5$
• 30 • 80	$\pm 0,8$	• 2500 • 4000	± 4
• 80 • 180	± 1	• 4000 • 6300	± 5
• 180 • 360	$\pm 1,3$	• 6300 • 10000	± 7
• 360 630	$\pm 1,5$		

Основой для разработки табл. 4 послужил 7-й класс точности. В табл. 5 приведены допускаемые отклонения на межцентровые расстояния отверстий.

Таблица 3

№ образцов	Количество слоев ткани (номинальная толщина в мм)	Толщина в мм								S_{ta}	ΔS_{ta}	$\Delta S'_{zp}$	ΔS_{zp}
		1	2	3	4	5	6	7	8				
I	1	1,7	1,7	1,8	1,7	1,9	1,8	1,7	1,4	1,7	0,7	0,95	1,2
II	2	2,8	2,6	2,8	3	3	2,6	2,6	2,6	2,8	0,8		
III	3	4,2	4,8	4,4	4	4	3,5	3,8	4	4,2	1,2		
IV	4	4,8	5,3	5,1	5,2	5	5,1	5	6,1	6,1	1,1		
V	5	5,6	6	6	5,9	6,1	5,5	5,7	5,3	5,8	0,8		
VI	6	6,3	7	6,8	6,4	6,3	6,3	6,7	6,5	6,6	0,6	0,7	0,9
VII	7	8,4	7,7	7,4	8	7,7	7,4	7,8	7,8	7,8	0,8		
VIII	8	8,8	8,8	8,6	8,4	8,4	8,7	8,8	8,5	8,5	0,6		
IX	9	9	9,3	10,4	9,4	9,3	9,1	9,6	9,7	9,5	0,5		
X	10	10,5	10,3	10,8	11	10,7	10,5	10,4	10,5	10,6	0,6	0,5	0,6
XI	11	11,5	11,4	11,2	11	11,2	11,6	11,7	11,2	11,4	0,4		
XII	12	12,6	12,3	12,7	11,5	12,4	13,1	12,5	12,6	12,4	0,4		

Анализ полученных значений ΔS_{ta} (табл. 3) показал, что отклонения можно разбить на три группы. Для каждой из групп может быть определено среднее арифметическое значение отклонений от номинальных толщин:

$$\Delta S'_{zp} = \frac{\sum_{i=1}^4 \Delta S_{ta}}{4}. \quad (2)$$

Среднее значение отклонений групп $\Delta S'_{zp}$ должно быть увеличено на 25%. Эта величина определена из опыта промышленного внедрения стеклопластиков. Она учитывает случайные отклонения и местные увеличения толщины на 25% у деталей, полученных на производственных участках. Таким образом, допуск на номинальную толщину детали из стеклопластика

$$\Delta S_{zp} = 1,25 \Delta S'_{zp}, \quad (3)$$

$$\Delta S_{zp} = 0,313 \sum_{i=1}^4 \Delta S_{ta}. \quad (4)$$

Результаты вычислений и измерений сведены в табл. 3. Следует учесть, что измерения проводились на пластинах, а не на реальных деталях, имеющих переходы, углубления и т. д.

Практика показывает, что встречаются очень большие отклонения от номинала (измерение 2 у образцов III и IV, измерение 1 у образца VII). Эти отклонения не укладываются в допуски, поэтому при контроле толщины панелей необходимо производить не менее четырех измерений. Среднее арифметическое значение этих измерений не должно выходить за пределы допусков, указанных в табл. 2. Измерять толщину нужно штангенциркулем, при этом ширина захвата края детали губками инструмента не должна быть менее 20 мм.

В месте разъема слепков, а также на малых радиусах сопряжений допускается увеличение номинальной толщины внешней панели в 2 раза. Допускаемые отклонения размеров

При проектировании цельнопластмассовых конструкций необходимо обратить особое внимание на прямолинейность и неплоскостность поверхностей, особенно посадочных фланцев панелей дверей, крышек, усилителей, половин бензобаков и т. д. Непрямолинейность и неплоскость фланцев панелей дверей, крышек, усилителей и внутренних панелей не должны быть более 1 мм на длине 1000 мм. Отклонения от плоскости в основном зависят от точности изготовления форм. Особые меры при сборке и хранении деталей позволяют избежать больших короблений деталей.

Технология изготовления деталей из стеклопластиков контактным формованием, как уже указывалось, предопределяет точность размеров лишь по гладкой поверхности (по поверхности контакта с формой). Технология изготовления деталей с обеими гладкими сторонами в нашей промышленности еще недостаточно отработана для серийного производства. Поэтому, чтобы обеспечить точность монтажа механизмов на негладкой стороне, необходимо применять прижимной пулансон, повторяющий местный контур поверхности негладкой стороны. Местный прижимной пулансон, плотно прижимая слой ткани к форме, создает гладкое посадочное место для механизмов.

С помощью местного пулансона можно очень точно выдерживать толщину панелей. Для этого пулансон должен иметь, по крайней мере, один ограничительный и два установочных штифта (их можно и объединить). Образуемое пулансоном место может служить центрирующим или фиксирующим элементом детали, что особенно важно в серийном производстве.

Конструктор должен оговаривать применение местного пулансона специальной надписью. В этом случае можно рекомендовать простановку размеров по двум поверхностям. Обычно размеры на чертежах деталей из стеклопластиков необходимо указывать по одной гладкой поверхности.

Изготовление герметичных сосудов из стеклопластиков сопряжено со значительными трудностями, связанными в первую очередь с необходимостью иметь весьма доброкачественное формование. Качество формования в сильнейшей степени зависит от добросовестности формовщика, либо контролировать пропитывание стеклоткани смолой крайне трудно. Опытный бензобак емкостью до 400 л состоит из двух половин (рис. 6). Здесь применен пластик, имеющий четыре слоя стеклоткани.

Каждая половина изготавливается из двух частей, соединенных в одно целое в слепках так же, как и элементы внешней панели. Половины бензобака склеиваются по контуру эпоксидной смолой, сжатие осуществляется винтами с шагом не более 50 мм. Между стенками бака установлены пять перегородок.

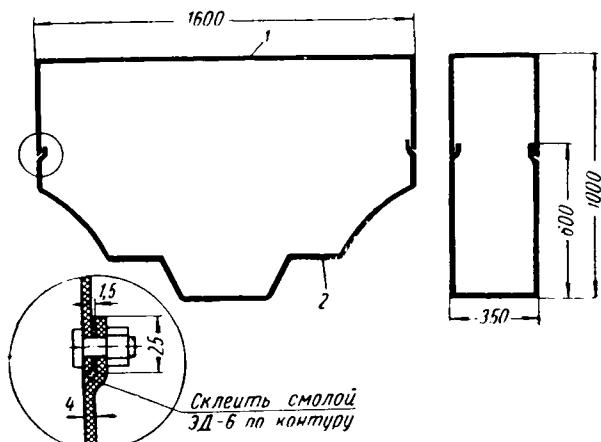


Рис. 6. Конструкция опытного бензобака:
1 — верхняя половина; 2 — нижняя половина.

Следует отметить, что продольный шов ухудшает внешний вид. Серийный бак также состоит из двух половин пластика с четырьмя слоями ткани (рис. 7). Однако здесь каждая половина снимается со слепков целиком. Половины склеиваются по фланцам. Герметичность в обеих конструкциях достигается точной подгонкой посадочных поверхностей сосудов. Отклонения от плоскости не должны быть более 0,25 мм по всей поверхности; при этом отрицательное наложение отклонений двух посадочных поверхностей не допускается. Количество склеивающей смолы должно быть оптимальным (определяется из опыта). Ширина склеивающих фланцев не должна быть меньше 20—30 мм. Шаг заклепок или болтов должен быть равным 50—60 мм. Указанные рекомендации проверены эксплуатацией. Отсутствие течей и отпотеваний по поверхностям половин достигается тщательным формованием и пропитыванием. Возможность получения фигурных склеивающих фланцев (подштамповок) выгодно отличает бензобаки из стеклопластиков от металлических. Это качество особенно важно для автомобилей со сложной компоновочной схемой.

Стоимость изделий из стеклопластиков остается пока очень высокой. Рядом мер конструктивного характера можно значительно снизить стоимость этих изделий.

Одним из основных недостатков стеклопластиков является большая длительность изготовления деталей. Много времени (до 25% при выдержке деталей в сушильной камере) отни-

мает процесс формования. Поэтому конструкция деталей должна обеспечивать производительное формование хорошего качества. Конструктор должен избегать сложных форм, углублений и переходов, уменьшающих производительность при формировании, тем более, что для современного стиля важны простые формы, порожденные прежде всего целесообразностью. Места, труднодоступные для прикатывания стеклоткани к форме, должны быть исключены.

Не следует без особой нужды применять для склеивания дорогую эпоксидную смолу, часто для неответственных соединений можно ограничиться заклепками и винтами.

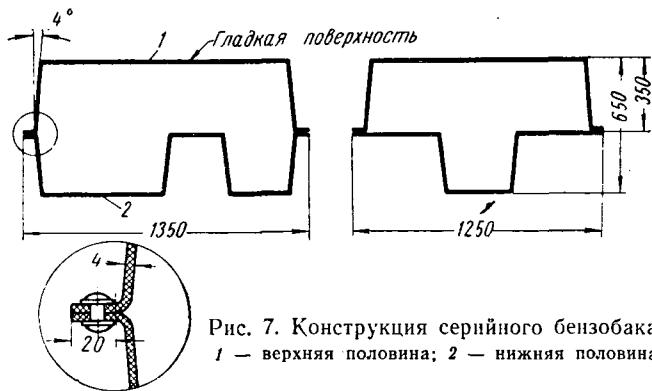


Рис. 7. Конструкция серийного бензобака:
1 — верхняя половина; 2 — нижняя половина.

Конструкция детали должна быть такой, чтобы можно было быстро снять деталь с формы. Уклоны, как показала практика, должны быть не менее 5°, меньшие уклоны недопустимы. Прямые вертикальные стенки можно допустить лишь для отборовок жесткости и фланцев высотой до 30 мм и неглубоких (до 30 мм) корытообразных усилителей, а также в случае применения разборных пластмассовых форм. Отношение глубины к ширине не должно быть более 1,5. Не следует применять и слишком глубокого (свыше 300 мм) формования вообще, особенно для герметичных сосудов. Даже если и выдержаны необходимые уклоны, возможен вследствие большой поверхности контакта затрудненный съем, могущий привести к микроразрушениям панелей.

Большие резервы уменьшения стоимости изделий из стеклопластиков заключены в рациональном применении местных утолщений, позволяющих получать при оптимальных расходах материалов удовлетворительную прочность.

Исследование работы бесконтактного индукционного токосъемника

Канд. техн. наук В. И. ЧЕВКИНОВ, М. И. ВАЙСМАН

Горьковский сельскохозяйственный институт

В НАСТОЯЩЕЕ время при тензометрировании деталей трансмиссий с помощью проволочных датчиков сопротивления применяются щеточные, контактные и ртутные токосъемники.

В щеточных токосъемниках вращающиеся кольца изготавливаются из серебра, позолоченной меди и других дорогостоящих материалов; неподвижные щетки делают серебряно-угольными, меднографитовыми, графитовыми и т. д. К недостаткам их относятся нестабильность переходного сопротивления вследствие влияния на него повышенной влажности и запыленности окружающего воздуха, а также угольной пыли, возникающей при износе щеток, и быстрый выход из строя из-за износа трущихся пар.

Контактные токосъемники отличаются от щеточных тем, что в них пары трения выполняются из латуни (кольца) и бронзы (контактные пластины). Они дешевле щеточных, но на их переходное сопротивление сильное влияние оказывает образование пленок окисей. Кроме того, они изнашиваются быстрее щеточных.

Несколько лучше работают ртутные токосъемники. Рабочим телом, проводящим электрический ток между подвижным и неподвижным контактами, в них является ртуть. К недостаткам этих токосъемников относятся: сложность в изготовлении, нарушение стабильности контакта с течением времени и изменение переходного сопротивления. Изменение переходного сопротивления с изменением числа оборотов вала от 0 до 2000 в минуту вызывает погрешность до 4% при определении напряжения, равного 100 кг/см² [1]. Кроме того, работа с ртутью нежелательна из-за ее токсических свойств. Таким образом, возникла проблема создания бесконтактного индукционного токосъемника.

Идея создания такого токосъемника описана в зарубежной литературе [2]. Однако конструктивного решения ее не приводится.

В лаборатории электронных измерений конструкторско-экспериментального отдела Горьковского автозавода подобное токосъемное устройство создано.

Используя принципиальную схему этого токосъемника и учитывая специфику предполагаемых исследований динамических нагрузок в трансмиссиях автомобилей, сконструировали, изготавлили и исследовали торцовый бесконтактный индукционный токосъемник.

Основными элементами токосъемника являются два трансформатора — питающий и измерительный. Первичная и вторичная обмотки этих трансформаторов имеют отдельные сердечники, представляющие собой кольца, выполненные из материалов, обладающих высокой магнитной проницаемостью. В данном случае был применен феррит марки ф-600. Своими торцовыми плоскостями кольца приближены друг к другу с минимальным зазором, обеспечивающим свободное перемещение одного кольца относительно другого. Одно из

щущуюся катушку 1, индуцирует аналогично описанному э.д.с. в катушке 3, которая поступает на вход электронного тензометрического усилителя и после усиления подается на фазочувствительный выпрямитель, имеющийся обычно в тензометрических усилителях. В этом выпрямителе происходит отделение несущей частоты от частоты измеряемой величины. Сигнал, соответствующий измеряемому динамическому процессу, затем подается на регистрирующее устройство. Таким образом, в данной конструкции полностью исключены трущиеся контакты со всеми их недостатками.

Токосъемник испытывался в комплексе с приборами и основными элементами электрической схемы, с которыми будут проводиться исследования напряжений в деталях в производственных условиях.

При этом были использованы стандартные приборы: тензометрический усилитель 8АНЧ-7М и осциллограф Н-700, а катушка питалась переменным током с частотой 3500 Гц и напряжением 7 в от генератора усилителя 8АНЧ-7М.

Для исключения влияния питающего и измерительного трансформаторов друг на друга трансформаторы заключались в отдельные кожухи из мягкой стали и изолировались от них парамагнитными материалами (см. рис. 1). С этой же целью, а также с целью увеличения связи, зазор между кольцами делали минимальным. Все соединительные провода применялись экранированными для исключения наводок. Кожухи и экраны проводов заземлялись. Мост был собран из датчиков с коэффициентом тензочувствительности 2, имеющих сопротивление 216 ом.

Были проведены следующие испытания:

1. Проверка влияния одной пары катушки на другую без их вращения при отсутствии заземления корпуса и экранов проводов. Для этой цели в измерительную диагональ моста

Таблица 1

Увеличение сопротивления одного из плеч моста ΔR_1 в ом	Показание осциллографа в ма	Увеличение сопротивления одного из плеч моста ΔR_1 в ом	Показание осциллографа в ма
0	0	10	0,1
1	0	20	0,2
2	0	30	0,3
3	0	40	0,4
4	0	140	0,8
5	0,005		

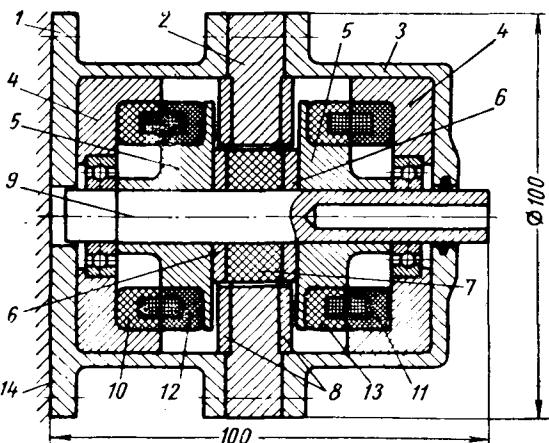


Рис. 1. Разрез токосъемника:

1 — кожух; 2 — промежуточное кольцо; 3 — крышка кожуха; 4 — корпус подшипника; 5 — корпус неподвижного кольца; 6 — экранная шайба; 7 — распорная втулка; 8 — большая экранная шайба; 9 — вал токосъемника; 10, 11 — вращающиеся ферритовые кольца с катушками; 12, 13 — неподвижные ферритовые кольца с катушками; 14 — испытуемая деталь.

кольец каждого трансформатора вместе с катушкой является неподвижным (кольца 10 и 11 на рис. 1 и катушки 3 и 4 на рис. 2), другое же вращается вместе с испытуемой деталью (кольца 10 и 11 на рис. 1 и катушки 1 и 2 на рис. 2). Катушка 4 питается переменным током с частотой порядка нескольких тысяч Гц и напряжением 3—15 в. Переменное магнитное поле индуцирует э.д.с. во вращающейся катушке 2 в соответствии с коэффициентом трансформации. Индуцированная в катушке э.д.с. используется для питания моста, состоящего из датчиков сопротивления (рис. 2).

Ток разбаланса, получаемый на измерительной диагонали моста в момент деформации детали, проходя через вращаю-

щуюся катушку, индуцирует аналогично описанному э.д.с. в катушке 3, которая поступает на вход электронного тензометрического усилителя и после усиления подается на фазочувствительный выпрямитель, имеющийся обычно в тензометрических усилителях. В этом выпрямителе происходит отделение несущей частоты от частоты измеряемой величины. Сигнал, соответствующий измеряемому динамическому процессу, затем подается на регистрирующее устройство. Таким образом, в данной конструкции полностью исключены трущиеся контакты со всеми их недостатками.

Таблица 2

Зазор между катушками в мм	ΔR_1 в ом	i в ма	Зазор между катушками в мм	ΔR_1 в ом	i в ма
0,15	0	0	0,56	0	0
	1	0		1	0
	2	0		5	0
	3	0		10	0
	4	0		50	0
	5	0		170	0
	10	0		270	0
	50	0		370	0
0,28	160	0	0,83	570	0
	260	0		0	0
	360	0		1	0
	560	0		5	0
	0	0		10	0
	1	0		50	0
	5	0		160	0
	10	0		260	0

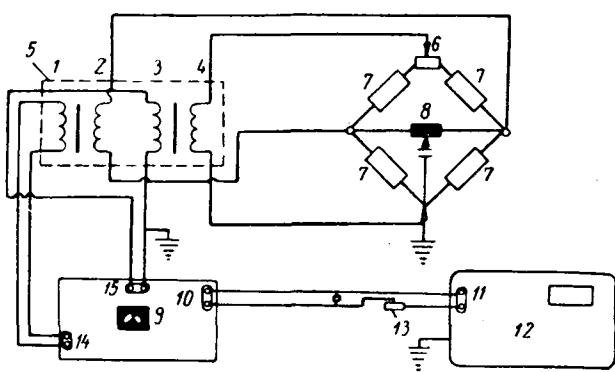


Рис. 2. Электрическая схема:

1—2 — вращающиеся катушки токосъемника; 3, 4 — неподвижные катушки токосъемника; 5 — токосъемник; 6 — балансировка моста по сопротивлению; 7 — датчики; 8 — балансировка моста по емкости; 9 — усилитель 8 АНЧ-7М; 10 — выход усилителя; 11 — вход осциллографа; 12 — осциллограф Н-700; 13 — регулятор чувствительности; 14 — выход генератора для питания измерительного моста; 15 — вход усилителя.

2. Проверка влияния одной пары катушек на другую при различных зазорах между катушками. При этом корпус и экраны проводов были заземлены. В этом случае использовалась схема включения, та же, что и в первом опыте, и применялся гальванометр М001 № 63726 с чувствительностью 10 мк/ма·м. Усилитель работал на диапазоне I (усиление на диапазоне I в 4 раза выше, чем на диапазоне II). Результаты наблюдений приведены в табл. 2.

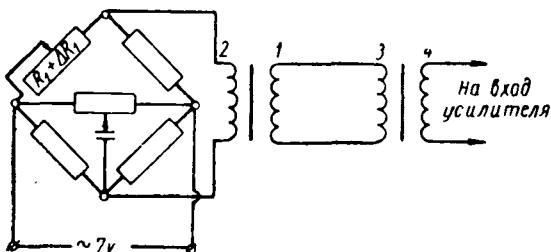


Рис. 3. Схема для проверки самовозбуждения при вращении катушек:

1 и 2 — вращающиеся катушки токосъемника; 3 и 4 — неподвижные катушки токосъемника.

3. Проверка самовозбуждения при вращении катушек 3 и 1 со скоростью 1400 об/мин. Для этого была составлена схема, изображенная на рис. 3. При испытании применялся гальванометр М001 № 63726 с чувствительностью 10 мк/ма·м с использованием диапазонов I и II усилителя. Результаты наблюдений приведены в табл. 3.

Таблица 3

ΔR_1 в ом	i в ма (без вра- щения)	i в ма (при вра- щении)
Диапазон I		
0	0	0
1	5	5
2	9,5	9,5
3	14	14
4	18	18
Диапазон II		
0	0	0
1	7	7
2	14	14
3	19	19
4	26	26
5	31	31
6	37	37
7	44	44
8	51	51
9	58	58
10	65	65

зойдет и, таким образом, регистрирующий прибор будет фиксировать только помехи, возникающие в токосъемнике.

При испытаниях была получена осциллограмма помех токосъемника, представляющая собой подобие синусоиды с амплитудой колебания, эквивалентной 2,7 кг/см². Колебания

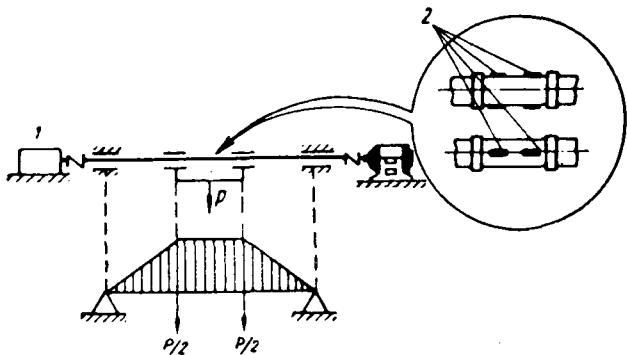


Рис. 4. Схема стенда:
1 — токосъемник; 2 — проволочные тензометрические датчики.

кривой синхронны с оборотами вала. Помехи возникали в результате изменения зазора между катушками при их вращении и вибрации токосъемника с частотой до 24 гц при амплитуде колебания до 0,8 мм. Амплитуда колебания кривой не изменяется с изменением числа оборотов вала. Напряжения же в деталях трансмиссий обычно очень велики. Так, например, напряжения в полуоси автомобиля доходят до 4000—5000 кг/см². И тогда погрешность, вносимая токосъемником, не превысит 0,06%. Так как величину и характер этой погрешности можно определить для каждого индукционного токосъемника, то в случае необходимости ее можно учесть при обработке результатов. Для данного типа токосъемника наиболее выгодной является несущая частота в пределах 2000—12 000 гц. Использование более высоких частот связано с увеличением наводок в токонесущих проводах.

Для снятия частотной характеристики токосъемника применялись звуковой генератор ЗГ-10 и катодный вольтметр АЧ-2М. Диапазон рабочих частот обусловливается полосой частот, пропускаемых тензометрическим усилителем.

По результатам исследований можно заключить, что бесконтактный токосъемник с успехом может быть использован в производственных условиях, так как его работа отличается большой стабильностью, надежностью в работе и достаточной точностью измерения напряжений.

Для получения любого масштаба осциллограмм и согласования выхода усилителя с гальванометром, был введен регулятор чувствительности (см. рис. 2).

ЛИТЕРАТУРА

- Воронцова Н. И., Гельфгат Д. Б. и др. Тензометрирование деталей автомобиля. Машгиз, 1962.
- Рузга З. Электрические тензометры сопротивления. Гостехиздат, 1961.

Пассажирский полуприцеп

Ю. В. СУРОВЕГИН, В. Н. СУХАНОВ

Одесский автосборочный завод

НА ОДЕССКОМ автосборочном заводе по заданию Государственного комитета автотракторного и сельскохозяйственного машиностроения разработана конструкция, изготовлены образцы и начаты заводские испытания пассажирского полуприцепа ОдАЗ-869, буксируемого тягачами КАЗ-606 или ЗИЛ-130В1.

Полуприцеп предназначен для пассажирских перевозок служебного характера: доставка рабочих и служащих к местам работы, доставка колхозников и работников совхозов к местам полевых работ и на фермы, а также для пригородных перевозок пассажиров. В перерывах между перевозками пассажиров седельный тягач может быть использован для работы с обычным грузовым полуприцепом. Ниже приведена краткая техническая характеристика пассажирского полуприцепа.

Количество пассажирских мест:

для сидения	41
общее	67
Собственный вес полуприцепа в кг	4 500
Вес полуприцепа с полной нагрузкой пассажиров (вес одного пассажира принимался 75 кг и вес багажа одного пассажира 5—6 кг) в кг	9 800
Общий вес автопоезда в кг	13 825
Колея в мм:	
задних колес тягача	1740—1790
задних колес полуприцепа	1740
Размеры автопоезда в мм:	
длина	12 385
ширина	2 500
высота по вентиляционному люку	3 150
Дорожный просвет (наименьший) в мм	255
Продольный радиус проходимости автопоезда в мм	8 960
База автопоезда (расстояние от оси задних колес тягача до оси колес полуприцепа) в мм	6 350
Наименьший радиус поворота по крылу переднего наружного колеса тягача в мм	7,8
Длина полуприцепа в мм	9 035
Внутренние размеры салона в мм:	
ширина	2 334
высота основной части	1 940
Полезная площадь кузова в м ²	20,5

Кузов полуприцепа цельнометаллический, несущей конструкции. Основным несущим элементом кузова является основание, в котором, кроме каркаса, несущие функции осуществляют пол, выполненный из бакелизированной фанеры толщиной 10 мм. Каркас кузова и часть обшивки боковых стенок и крыши также являются несущими элементами.

Основание кузова состоит из поперечин швеллерообразной формы, усеченных к краям и приваренных к продольно-боковым усилителям, к которым приклепываются боковые стенки.

В основной части поперечины лежат на швеллерообразных лонжеронах основания и соединены с ними при помощи кронштейнов. Кроме того, в задней части полуприцепа к лонжеронам приклепываются кронштейны подвески и ввариваются втулки осей корректирующих пружин.

К нижним полкам лонжеронов при помощи скоб прикрепляются опоры стабилизатора поперечной устойчивости.

Боковые, передняя и задняя стенки состоят из дюралюминиевой листовой наружной обшивки, приклепанной к стальным стойкам омегообразного профиля.

Внутри салон отделан декоративной фанерой и слоистым пластиком. Стыки между листами закрыты дюралюминиевыми штапиками с декоративными хлорвиниловыми вкладышами.

Пол полуприцепа покрыт линолеумом толщиной 3 мм. В проходе между сиденьями на линолеум установлены резиновые коврики, края которых закрепляются к полу металлическими планками.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

В салоне установлено 20 двухместных мягких сидений и одно одноместное легкосъемное сиденье, устанавливаемое перед задней запасной дверью. Все пассажирские сиденья обращены по ходу движения автопоезда. Размещение сидений показано на рис. 1.

Для стоящих пассажиров внутри пассажирского помещения, в его основной части, имеются два горизонтальных потолочных поручня.

Для удобства входа и выхода у подножки с правой стороны установлен наклонный поручень, а с левой — горизонтальный на высоте 700 мм от пола. Для предохранения травмирования рук пассажиров все соединения поручней выполнены с гладкой хромированной поверхностью.

Для входа и выхода пассажиров имеется одна боковая дверь, которая расположена с правой стороны по ходу движения автопоезда.

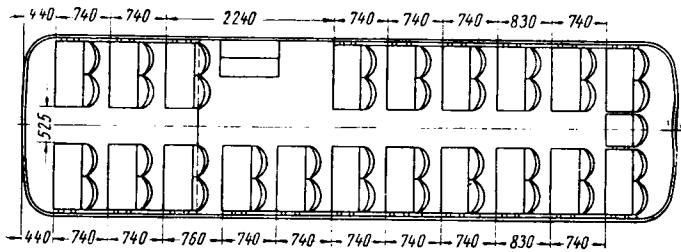


Рис. 1. Схема расположения пассажирских мест.

Положение двери (открыто, закрыто) сигнализируется водителю при помощи лампочки, устанавливаемой на щитке приборов тягача. Кроме того, при движении автопоезда дверь блокируется специальным реле и не может быть открыта без водителя.

Подача сигнала водителю для остановки автопоезда и возможности открывания двери производится при помощи двух кнопок, расположенных в салоне. Дверь может быть открыта пассажирами только при загорании сигнального плафона, установленного над дверью. В дальнейшем предусматривается телефонная связь между водителем и пассажирским помещением. Внутри салона, около боковой двери, установлена ручка привода аварийного тормоза полуприцепа.

Полуприцеп оборудован самостоятельной системой отопления и вентиляции. С левой стороны, в специальном ящике — под полом полуприцепа, расположена отопительно-вентиляционная установка ОВ-95 Шадринского автоагрегатного завода (рис. 2).

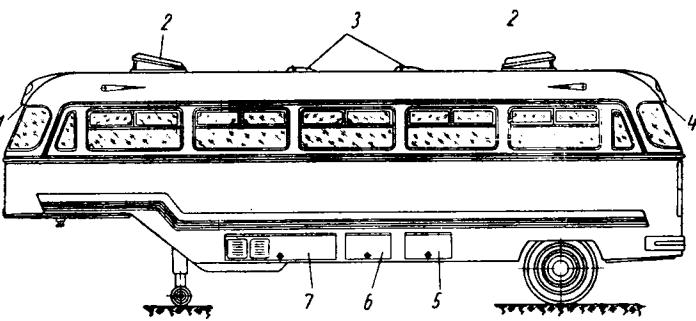


Рис. 2. Отопительно-вентиляционная установка:

1 — передние люки вентиляции; 2 — вентиляционный люк; 3 — люки вытяжной вентиляции; 4 — задние люки вентиляции; 5 — багажный ящик; 6 — ящик аккумуляторных батарей; 7 — ящик отопительно-вентиляционной установки.

Параметры	При работе на полном режиме	При работе на частичном режиме
Теплопроизводительность в $\text{ккал}/\text{ч}$ (не менее)	9000 440	5000 250
Количество подаваемого воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$		70°
Нагрев воздуха не менее чем на	1,5	0,8
Расход топлива в $\text{л}/\text{ч}$	Двухрежимный	
Электродвигатель	110	60
Максимальная мощность в вт	Постоянный	
Ток	12	12
Напряжение в в	Дизельное или керосин	
Топливо	25	25
Емкость бака в л	22	22
Вес установки в кг		

В таблице приведены краткие технические данные этой установки.

Воздух в салон подается по кожухам, устанавливаемым с левой стороны по всей длине полуприцепа.

Панель приборов управления установкой на полуприцепе расположена в ящике отопительно-вентиляционной установки. Предусмотрено параллельно этим приборам для удобства контроля и изменения режимов работы отопительно-вентиляционной установки устанавливать панель приборов управления в кабине тягача. Кроме того, в пассажирском помещении выведена контрольная лампочка работы отопительно-вентиляционной установки.

Для обмена воздуха в пассажирском помещении на крыше установлены два люка вытяжной вентиляции (рис. 2).

Вентиляция пассажирского помещения в летний период может также осуществляться двумя вентиляционными люками, расположенными над проходом между сиденьями, двумя люками спереди и двумя люками в задней части, расположенными над全景ными стеклами и при помощи открывающихся боковых окон.

На пассажирском полуприцепе в специальном ящике с левой стороны установлены две аккумуляторные батареи 6 СТ-78, которые обеспечивают освещение отцепленного полуприцепа и работу отопительно-вентиляционной установки. Подзаряжаются они от генератора тягача.

Пассажирское помещение освещается восемью плафонами типа ПК-200, каждый плафон имеет две лампы А-10 (12 в, 15 вт — «большой свет») и А-21 (12 в, 3 вт — «малый свет»). Кроме того, полуприцеп оборудован плафоном аварийного света, плафоном освещения подножки и плафонами багажных ящиков, ящика отопительно-вентиляционной установки и ящика аккумуляторных батарей.

Кузов полуприцепа оборудован тремя багажными ящиками.

Два багажных ящика размером 1400×770×570 и 700×770×570 мм расположены с правой стороны полуприцепа, один размером 700×770×750 — с левой стороны.

С целью обеспечения безопасности движения на полуприцепе установлены специальные ограничители плиты седельно-опорного устройства, служащие для предупреждения съезда полуприцепа с тягача и наезда полуприцепа на тягач при поломке шкворня, а также складывания автопоезда.

Подвеска полуприцепа выполнена на полуэллиптических рессорах с корректирующими пружинами и стабилизатором поперечной устойчивости.

Тормоза полуприцепа пневматические. Для затормаживания полуприцепа во время сцепки, расцепки, стоянки имеется ручной стояночный тормоз с механическим приводом.



УДК 621—95.433

Автоматическая линия из трех станков для обработки тормозных дисков феррода

П. В. МЫНКИН, В. В. МИНАШИН, А. А. АГАФОНОВ

Московский автозавод имени Лихачева

НА МОСКОВСКОМ автозаводе им. Лихачева спроектирована и внедрена в производство автоматическая линия из трех станков для обработки тормозных дисков феррода, на которой происходит сверление-цекование отверстий под заклепки на сверлильных станках и зачистка заусенцев на двухстороннем зачистном станке.

Автоматическая линия (рис. 1) состоит из двух сверлильных станков 1 и одного двухстороннего зачистного станка 2. Каждый сверлильный станок оснащен сверлильной многошпиндельной головкой 3, загрузочно-зажимным приспособлением для изделий 4. Передача изделий после обработки их на сверлильном станке происходит с помощью кантователя 5, поворачивающего изделия из горизонтального положения в вертикальное. Затем изделия под собственным весом скатываются по наклонной плоскости 6 до подающих роликов 7, которые врачаются от специального редуктора 8. Ролики захватывают диски и подают их на направляющий нож 9 зачистного станка. После зачистного станка изделия подают в тару.

На рис. 2 приведена пневматическая схема линии.

Схема линии работает по автоматическому циклу и осуществляет: быстрый подвод шпинделя станка, рабочую подачу шпинделя, быстрый отвод шпинделя, подачу заготовки из сто-

пы и выталкивание готового изделия, отвод ножа, подающего заготовку, перевод изделия после обработки из горизонтального положения в вертикальное, отвод подъемника в исходное положение, обдувку приспособления.

Шпиндель станка получает вращение от кнопки «Пуск». Пуск пневмоаппаратуры осуществляется при подводе сжатого воздуха в сеть с помощью пневмокрана 1.

При пуске цикл начинается из положения, бывшего при остановке. Для наладки и смены инструмента электродвигатель можно отключать.

Для наладки пневмосистемы при отключенном электродвигателе требуется ручное нажатие на золотники соответствующего клапана.

Цикл работы линий следующий.

В указанном положении при открытом кране 1 переключается дистанционный переключатель 2. Воздух поступает в цилиндр 3, происходит подача заготовки из стопы и выталкивание готового изделия в подъемник. В крайнем левом положении поршня срабатывает пневмокран 4, воздух переключает дистанционные переключатели 2 и 5, а также срабатывает конечный выключатель КВЗ, который посылает электроимпульс к пневмоэлектрокрану 6. Начинается быстрый подвод шпин-

деля станка к изделию при помощи цилиндра 7. При движении вперед кулачок шпинделя находит на выключатель KB1, затем включается электромеханическая муфта станка и начинается рабочая подача до жесткого упора. В конечном положении шпинделя срабатывает выключатель KB2, происходит задержка на упоре и быстрый отвод шпинделя в исходное положение, где нажимает на пневмокран 8. Воздух, пройдя дистанционные переключатели 2 и 5, поступает соответственно в цилиндры 3 и 9. Начинается отвод ножа, подающего заго-

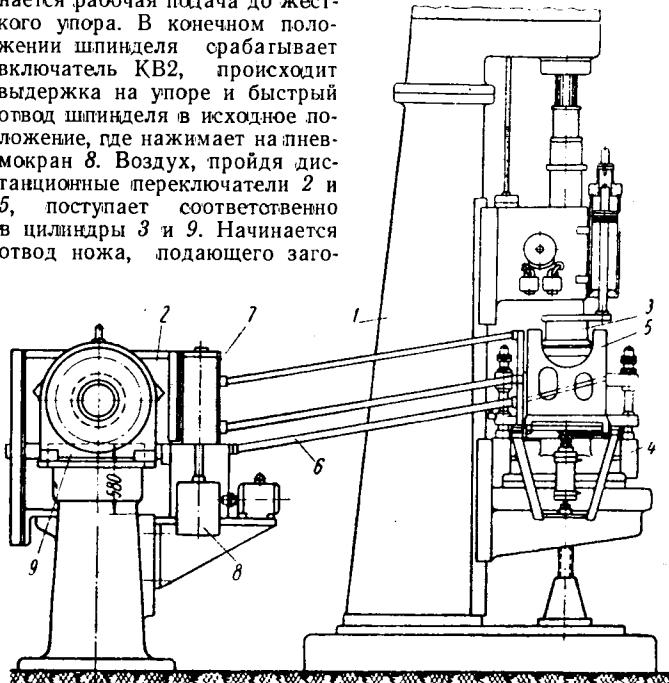


Рис. 1.

товку (цилиндр 3) в исходное положение, и движение поршня подъемника, что переводит изделие из горизонтального положения в вертикальное. В вертикальном положении изделие под собственным весом катится по склизу к приемным валкам и далее к шлифовальному станку. На пути движения изделие

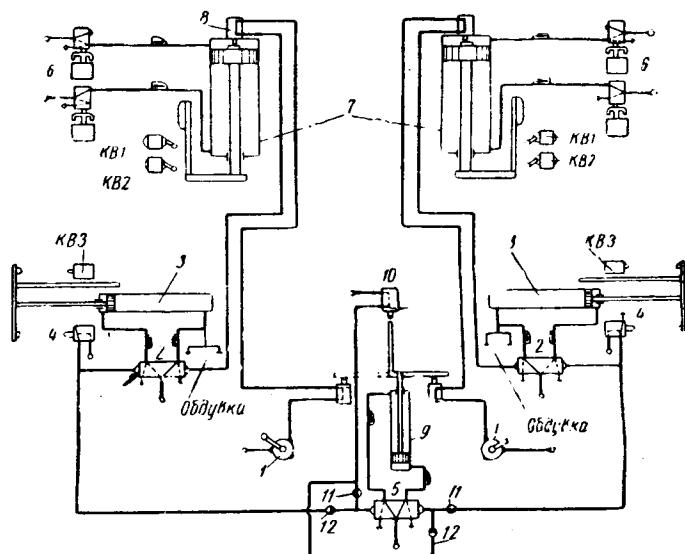


Рис. 2.

нажимает на пневмокран 10, который переключает дистанционный переключатель 5, и поршень подъемника опускается в исходное положение. Цикл обработки каждого изделия повторяется автоматически нажатием поршня цилиндра 7 на пневмокран 8.

Подъемник работает в комплекте с одним из двух сверлильных станков СВ 2150. С подъемника изделие поступает к зачистному станку. Работа осуществляется следующим образом.

При начале работы на автомате необходимо подключить подъемник, согласно схеме, к данному автомату посредством вентиляй 11, от второго автомата подъемник должен отключаться посредством вентиляй 12. Для быстрой ориентировки при подключении подъемника к автоматам необходимо вентили 11 и 12 окрасить в разные цвета.

УДК 621.90.025

Резцовая головка рациональной конструкции для чистового нарезания зубьев конических колес

Канд. техн. наук С. Н. КАЛАШНИКОВ, И. И. ГЛУХОВ

Московский автозавод имени Лихачева

В НАСТОЯЩЕЕ время на автомобильных и тракторных заводах массового и крупносерийного производства чистовое нарезание зубьев ведомых спирально-конических колес полубуквенных передач осуществляется специальными двусторонними резцовыми головками по методу копирования.

Сущность этого метода заключается в том, что за один оборот резцовой головки окончательно обрабатывается впадина зуба колеса.

При использовании метода копирования чистовое нарезание зубьев колеса происходит в 3—5 раз быстрее, чем при обкатном. Кроме того, достигается более высокая точность обработки, хорошая чистота поверхности на зубьях и большая стойкость резцовых головок.

Существенной особенностью при работе методом копирования является выбор рациональной конструкции резцовой головки.

В настоящее время применяются резцовые головки двух типов: сегментные, обладающие большой жесткостью, но сложные в изготовлении, и головки со вставными регулирующими по радиусу резцами; они проще и дешевле в изготовлении, но имеют меньшую жесткость по сравнению с головками сегментного типа.

На автозаводе имени Лихачева применяют резцовые головки упрощенной конструкции со вставными резцами. Резцы изготавливаются с одинаковым базовым размером, а разница в расположении резцов в головке в радиальном направлении достигается посредством регулирующих клиньев и пластин.

Рассмотрим результаты исследования режущих свойств резцовых головок двух конструкций. Исследования проводились в производственных условиях на зуборезных станках модели 5255А, находящихся в удовлетворительном состоянии.

Обрабатывались спирально-конические колеса со следующими основными параметрами: число зубьев 40, модуль торцового 8 мм, полная высота зуба 13,2 мм, длина зуба венца 42,5 мм, угол зацепления 20°, угол спирали в середине венца 33°37', материал сталь 12Х2Н4А, твердостью HB 197—207. В качестве охлаждающей жидкости применяли сульфофрезол. Испытывались двенадцатидюймовые двусторонние резцовые головки старой и новой конструкций с резцами из стали Р18.

Основное отличие между головками следующее: головка новой конструкции (рис. 1) состоит из двенадцати резцов, старой конструкции — из восемнадцати резцов. В головке новой конструкции получистовые резцы расположены по такому же

принципу, как и калибрующие резцы, т. е. каждый резец вступает в резание только тогда, когда предыдущий резец выходит из зазора.

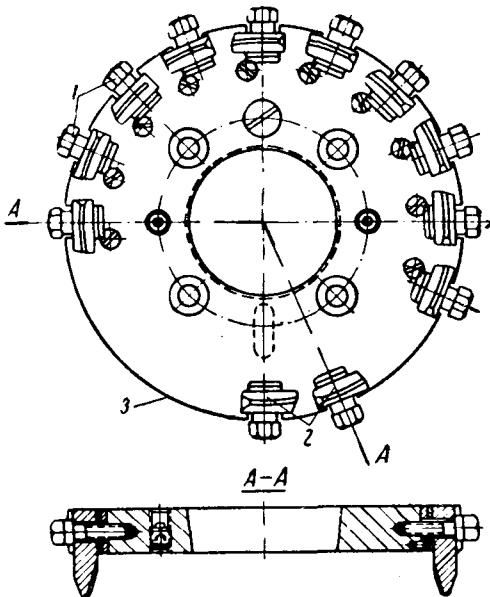


Рис. 1. Конструкция двенадцатирезцовой головки:

1 — получистовые резцы; 2 — калибрующие резцы; 3 — промежуточный для деления заготовки.

дит из резания (рис. 2). Такое расположение резцов в головке способствует устранению отжимов и вибраций в процессе всего цикла резания.

У головок старой конструкции получистовые резцы расположены иначе; в резании участвуют одновременно два резца (наружный и внутренний) или один из них (рис. 2). При такой схеме расположения получистовых резцов усилие резания будет все время меняться по величине и направлению, вызывая повышенные отжимы и вибрации, которые оказывают отрицательное влияние на состояние зуборезного станка

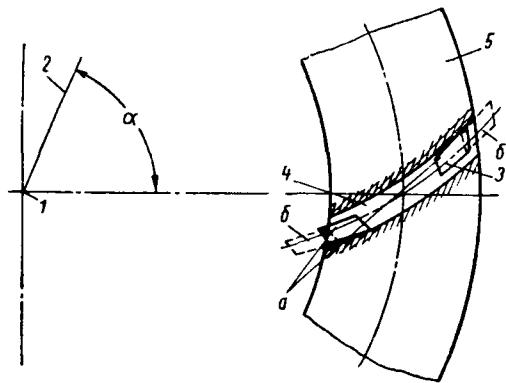


Рис. 2. Схема расположения резцов при работе двусторонних головок с восемнадцатью (а) и двенадцатью (б) резцами:

1 — центр станка; 2 — радиальная установка; 3 — радиус резцовой головки; 4 — впадина колеса; 5 — колесо (α — угол люльки).

и точность обработки. Помимо того, у резцов новой двенадцатирезцовой головки по сравнению со старой восемнадцатирезцовой головкой значительно увеличена ширина рабочей части резцов. Поэтому возросло число возможных переточек, уменьшена трудоемкость изготовления корпуса, снижены затраты, связанные с заточкой и выверкой резцов, уменьшен расход быстрорежущей стали Р18.

При чистовой обработке зубьев конических колес методом копирования важным фактором является выбор оптимальной величины припуска, снимаемого одним резцом или целой группой резцов. Применение больших припусков под чистовое зубонарезание снижает точность обработки, повышает нагрузку

на зуборезные станки, увеличивает процент поломки первых режущих резцов, а также износ резцов. Слишком малые припуски ухудшают условия резания, требуют содержания зуборезывающих станков и технологической оснастки в хорошем состоянии. На нашем заводе, исходя из опыта эксплуатации, состояния оборудования и технологической оснастки, величина припуска на одну сторону зуба принимается 0,4—0,6 мм. Припуск на резцы распределяется неравномерно. Первые режущие резцы снимают припуск больше, чем калибрующие и предшествующие им (см. таблицу).

Наружные резцы		Внутренние резцы	
№ резца	Величина припуска, снимаемая каждым резцом, в мм	№ резца	Величина припуска, снимаемая каждым резцом, в мм
Резцовая головка с восемнадцатью резцами			
2	От припуска на сторону 0,080	1	От припуска на сторону 0,055
4	0,065	3	0,065
6	0,060	5	0,055
8	0,055	7	0,050
10	0,055	9	0,050
12	0,045	11	0,045
14	0,040	13	0,040
16	0,035	15	0,035
18	0,050	17	0,040
Резцовая головка с двенадцатью резцами			
2	От припуска на сторону 0,100	1	От припуска на сторону 0,100
4	0,100	3	0,100
6	0,100	5	0,100
8	0,100	7	0,100
10	0,060	9	0,060
12	0,050	11	0,040

Из таблицы видно, что для новой двенадцатирезцовой головки, ввиду меньшего количества резцов в головке, величины припусков, снимаемые каждым резцом, имеют несколько большие значения в сравнении с резцами восемнадцатирезцовой головки.

Анализ характера износа резцов в головках с восемнадцатью и двенадцатью резцами показал, что резцы их изнашиваются по задней и передней граням, а также по боковой режущей кромке.

Наибольший износ наблюдается на уголках при пересечении задней и боковой режущих кромок. Величина износа резцов в основном зависит от величины припуска, снимаемого каждым резцом (рис. 3—6).

Из этих графиков видно, что больше других изнашиваются резцы получистовой группы, которые снимают большие при-

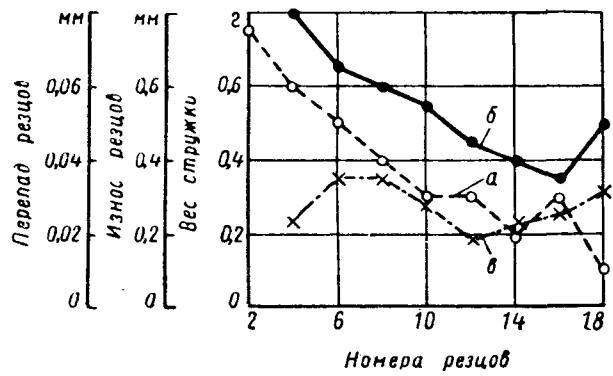


Рис. 3. Кривые износа (а), перепада резцов (б) и веса (в) стружки при работе наружных резцов восемнадцатирезцовой головки (резец № 2 — первый режущий; резец № 18 — калибрующий).

пуски. Калибрующие резцы благодаря снятию небольших припусков изнашиваются минимально. На величину износа резцов также оказывает влияние неравномерное распределение припуска в пределах обрабатываемого колеса. С целью увеличения периода стойкости и сокращения поломок первых режущих резцов необходимо применять калибрующие резцы с небольшими припусками.

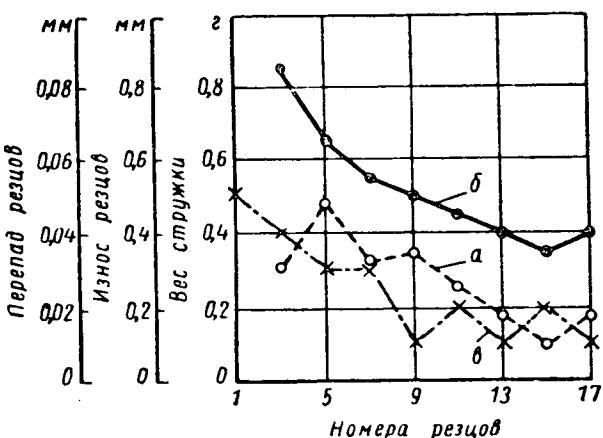


Рис. 4. Кривые износа (а), перепада резцов (б) и веса (в) стружки при работе внутренних резцов восемнадцатирезцовой головки (резец № 1 — первый режущий; резец № 17 — калибрующий).

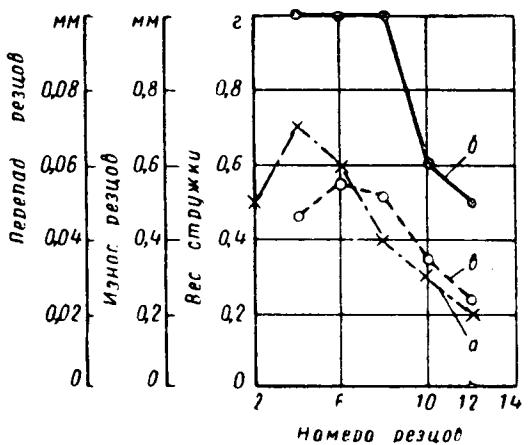


Рис. 5. Кривые износа (а), перепада резцов (б) и веса (в) стружки при работе наружных резцов двенадцатирезцовой головки (резец № 2 — первый режущий; резец № 12 — калибрующий).

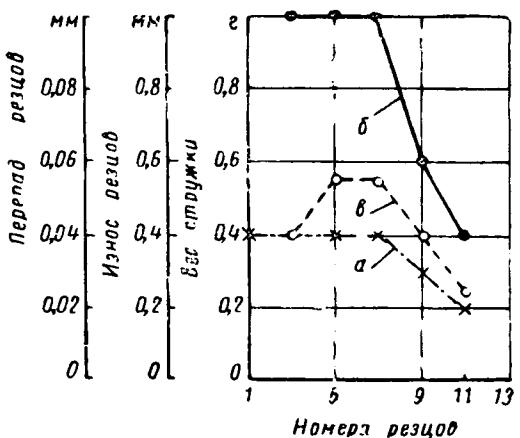


Рис. 6. Кривые износа (а), перепада резцов (б) и веса (в) стружки при работе внутренних резцов двенадцатирезцовой головки (резец № 1 — первый режущий; резец № 11 — калибрующий).

ших резцов необходимо работать с оптимальными припусками. Для выполнения указанных условий необходимо содержать зуборезные станки для чернового нарезания в хорошем состоянии.

Режущие свойства головок с восемнадцатью и двенадцатью резцами сравнивались на одном режиме $v=8$ м/мин, $s=7$ сек/зуб. За критерий затупления резцов принималась частота поверхности на профилях зубьев обрабатываемого колеса.

В результате исследования установлено, что стойкость двенадцати- и восемнадцатирезцовых головок практически одинакова (рис. 7) и соответствует обработке 800—1115 деталей.

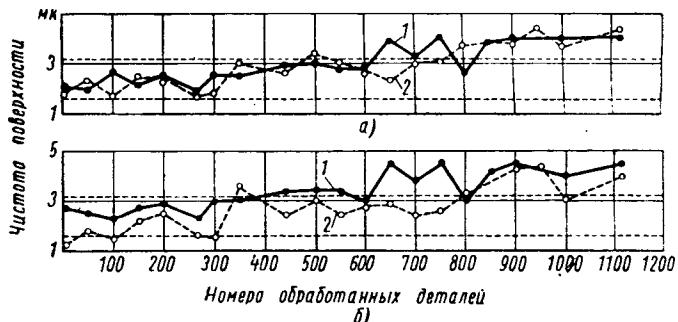


Рис. 7. Чистота поверхности на профилях зубьев по мере затупления двенадцати-(1) и восемнадцати-(2) резцовых головок при обработке методом кругового протягивания:

а — выпуклая сторона; б — вогнутая сторона.

Период стойкости составляет 3728—5196 мин. Такая высокая стойкость резцовых головок достигается за счет снятия каждого резцом сравнительно небольшого припуска при низкой скорости резания.

Однаковая стойкость обоих типов головок объясняется тем, что обе головки работали при одинаковой скорости резания, которая, как известно, оказывает наибольшее влияние на стойкость, а также тем, что чистота поверхности на профилях зубьев при этом методе нарезания определяется в основном состоянием режущих кромок калибрующих резцов и величиной припуска под калибрующие резцы. Для обоих типов головок эти условия практически одинаковые.

Чистота поверхности изучалась по мере затупления резцовых головок, начиная с четвертого колеса, а затем у каждого пятидесятиго колеса. Измерения производились профилометром Абботта на выпуклой и вогнутой сторонах зуба.

На рис. 7 приведены графики, характеризующие изменение чистоты поверхности по мере затупления резцовых головок. Примерно при обработке 600 зубчатых колес чистота поверхности находится в пределах 6-го класса, далее она ухудшается и переходит в 5-й класс чистоты.

При обработке одного и того же количества деталей чистота поверхности на профилях зубьев одинакова для обоих типов головок.

Для изучения точности обработки каждой головкой в одинаковых условиях было нарезано по 1115 деталей.

Точность обработки оценивалась измерением разности соседних окружных шагов на каждой пятидесятий детали.

Из приведенных данных (рис. 8) видно, что точность обработанных колес по шагу практически одинакова при работе обоих типов головок.

По мере износа резцов в головках точность обработки по шагу не ухудшается.

Для более полной оценки работы резцовых головок с двенадцатью и восемнадцатью резцами измерялась с помощью ваттметра мощность, потребляемая главным электродвигателем станка.

При работе восемнадцатирезцовой головкой максимальное значение потребляемой мощности, равное 0,6 квт, наблюдается, когда в резание вступают первые резцы. По мере вступления в резание последующих резцов мощность постепенно уменьшается. Наименьшее значение мощности соответствует работе калибрующих резцов.

При работе двенадцатирезцовой головкой максимальное значение мощности, равное 0,6 квт, наблюдается при резании почти всей группы полуцилиндровых резцов. Когда в резание вступают калибрующие резцы, мощность уменьшается до минимального значения.

Сравнивая результаты измерения мощности, можно отметить, что максимальные и минимальные значения потребляемой мощности для обоих типов головок одинаковы. Характер изменения мощности в процессе резания различен. При

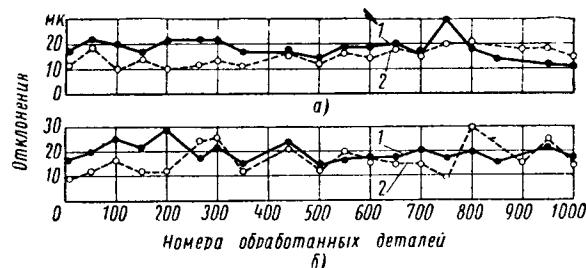


Рис. 8. Наибольшая разность соседних окружных шагов по мере затупления двенадцати-(1) и восемнадцати-(2) резцовых головок при обработке шестерен методом кругового протягивания:

а — выпуклая сторона; б — вогнутая сторона.

работе восемнадцатирезцовой головкой мощность постепенно уменьшается, тогда как у двенадцатирезцовой головки мощность постоянна при резании всеми резцами получистовой группы и уменьшается, когда в резание вступают калибрующие резцы.

Мощность в процессе резания зависит в основном от величины припуска, снимаемого каждым резцом.

Выводы

1. Период стойкости, точность обработки по шагу, чистота поверхности на профилях зубьев при работе резцовыми головками с двенадцатью и восемнадцатью резцами практически одинаковы.

2. Резцы в процессе резания для обоих типов головок изнашиваются по задней и передней поверхностям, а также по боковой режущей кромке.

Наибольшая величина износа наблюдается на уголках при пересечении задней и боковой режущих кромок. Величина износа резцов в головке зависит от величины припуска, снимаемого каждым резцом, при прочих равных условиях. Чем больше припуск на резец, тем больше его износ.

3. На величину износа первых режущих резцов и на их надежность в работе существенно влияет колебание припуска после чернового зубонарезания как в пределах партии, так и внутри одного обрабатываемого колеса.

4. Надежная и эффективная работа новой двенадцатирезцовой головки может быть достигнута при оптимальных припусках на первые режущие резцы. Этот припуск не должен превышать 0,1 мм. Зуборезные станки как для чернового, так и для чистового зубонарезания, а также технологическая оснастка должны быть в хорошем состоянии.

5. Благодаря меньшему количеству резцов в новой конструкции резцовой головки достигается: снижение себестоимости изготовления одного комплекта резцов на 5,9 руб.; экономия быстрорежущей стали на один комплект резцов на 0,5 кг; снижение себестоимости заточки и трудоемкости изготовления корпуса резцовой головки.

6. За счет увеличения ширины рабочей части резцов количество переточек двенадцатирезцовой головки увеличивается на 90% в сравнении с восемнадцатирезцовой головкой.

УДК 669.04

Упрочнение рессорной стали марки 55ХГР методом высокотемпературной термомеханической обработки

Д. И. БРОН, д-р. техн. наук М. Л. БЕРНШТЕЙН, канд. техн. наук А. Г. РАХШТАДТ, И. И. ЛЕВИТЕС
НИИАвтоПром, Московский институт стали и сплавов, МВТУ имени Баумана.

ПРЕДМЕТОМ настоящих исследований явилось изучение возможности улучшения качества рессорной стали, в первую очередь ее усталостных характеристик, за счет применения нового технологического процесса термомеханической обработки [1].

В настоящее время разработан ряд технологических схем термомеханической обработки; основные из этих схем приведены на рис. 1.

Сущность первой технологической схемы (рис. 1, а) заключается в аустенитации стали с последующим охлаждением до температуры максимальной устойчивости аустенита в промежуточной области [2], где производится пластическая деформация аустенита, а затем закалка.

Основное преимущество такой схемы заключается в том, что температура деформации лежит значительно ниже температуры рекристаллизации аустенита, благодаря чему после закалки сохраняется высокая плотность избыточных дислокаций, создаваемых в процессе деформирования.

Для сталей, подвергаемых обработке по этой схеме, необходимо соблюдение требования высокой устойчивости аустенита в промежуточной области, обеспечивающего возможность проведения деформации без распада и возможность последующей закалки на мартенсит. При этом следует учесть, что деформация аустенита значительно уменьшает его устойчивость как в зоне перлитного, так и бейнитного превращений [3].

Анализ описанной схемы, получившей название низкотемпературной термомеханической обработки, или аусформинга, показывает, что она применима в промышленности только в ограниченной степени, так как этой обработке могут подвергаться главным образом высоколегированные стали. Кроме того, высокие прочностные свойства аустенита при сравнительно невысокой температуре деформации вызывают необходимость применения весьма мощного оборудования [4].

Более технологичной является схема, изложенная на рис. 1, б [2] и получившая название высокотемпературной термомеханической обработки. Деформация аустенита по этой схеме производится при температуре его устойчивости, т. е. выше критических точек, что значительно упрощает эту операцию и не требует применения мощного оборудования. Кроме того, этот вид термомеханической обработки может быть осуществлен в процессе нормального технологического цикла горячего деформирования (штамповка, прокатка и т. п.). Процессу высокотемпературной термомеханической обработки могут подвергаться стали различного состава, как углеродистые, так и легированные. При этом в присутствии легирующих элементов в деформируемом аустените протекание процессов рекристаллизационного типа идет более медленно, но в какой-то мере эти процессы наблюдаются и здесь.

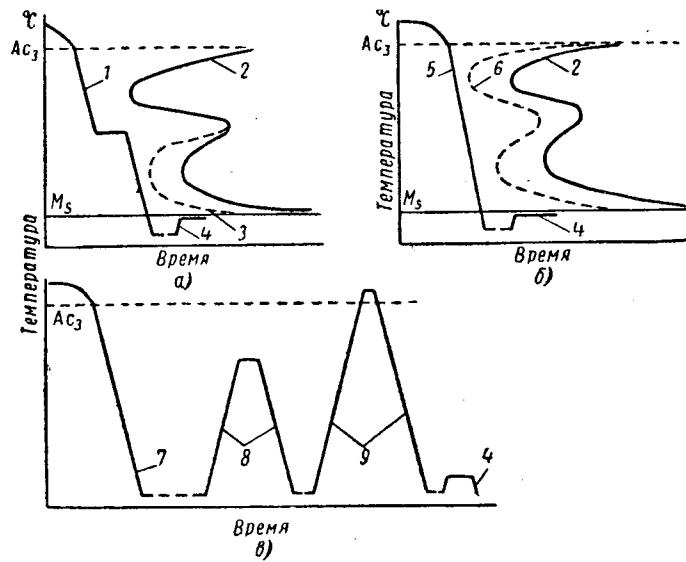
Возможно, что в результате частичной рекристаллизации прочность стали, обработанной по схеме б, несколько ниже, чем после обработки по схеме а. Однако пластичность оказывается выше в случае обработки по схеме б. Поэтому конструктивная прочность деталей после обработки по схеме б может быть выше.

Следует указать, что применение описанных схем термомеханической обработки в массовом производстве в настоящее время ограничено, так как после обработки по этим схемам сталь обладает высокой твердостью, что не позволяет производить механическую обработку, связанную со снятием стружки. Поэтому термомеханическая обработка по описанным схемам применима к деталям простой геометрической формы, которая может быть получена в результате горячей механической обработки с последующей шлифовкой.

Для изготовления деталей сложной конфигурации, требующей обработки резанием, применима схема термомеханической обработки с использованием эффекта обратимости [5] (рис. 1, в).

Сущность обработки по такой схеме заключается в введении дополнительного промежуточного отпуска заготовок, полученных после термомеханической обработки по схеме б.

В результате такого отпуска твердость стали снижается, а повышенная плотность искажений кристаллической решетки, определяющая повышение механических свойств стали, в известной мере сохраняется. Для восстановления высоких



а — деформация при температуре ниже области рекристаллизации; б — деформация при температуре выше области рекристаллизации; в — термомеханическая обработка с использованием эффекта обратимости: 1 — кривая охлаждения образцов в процессе термомеханической обработки; 2 — кривая начала промежуточных превращений при обычном закалке; 3 — нижняя ветвь кривой начальной промежуточных превращений после деформации образца в зоне максимальной устойчивости аустенита; 4 — температурно-временной режим низкого отпуска; 5 — кривая охлаждения испытуемого образца после деформации при $t > Ac_3$; 6 — кривая начала промежуточных превращений после деформации образца при $t > Ac_3$; 7 — кривая охлаждения образца при закалке после деформации при $t > Ac_3$; 8 — температурно-временной режим высокого отпуска после термомеханической обработки; 9 — температурно-временной режим нагрева образца т.в.ч. с последующей закалкой после высокого отпуска.

свойств, полученных на первом этапе обработки, необходимо проведение повторной закалки деталей после их механической обработки с применением скоростного нагрева и малой выдержки, при которых процессы рекристаллизации в стали не успели бы произойти.

Такой нагрев может быть осуществлен, например, т.в.ч., в соляных или свинцовых ваннах и т. д.

В данных исследованиях образцы обрабатывались по двум схемам: высокотемпературная термомеханическая обработка (рис. 1, б) и высокотемпературная термомеханическая обработка с использованием эффекта обратимости.

В качестве объекта для исследования были выбраны рессорно-пружинистая сталь марки 55ХГР следующего химического состава: 0,57% С; 1,14% Сг; 1,03% Mn; 0,0037% В; 0,057% Ti.

Основным критерием, обусловливающим выбор материала, являлись характеристики устойчивости переохлажденного аустенита рессорных сталей марок 55ХГР, 50ХГ и 60С2. С этой целью были специально построены диаграммы изотермического превращения аустенита для сталей марок 55ХГР и 50ХГ, которые сопоставлялись с имеющимися данными для стали 60С2 [6].

Одновременно были сняты кривые охлаждения рессорных полос различной толщины в масле, сжатом и спокойном воздухе.

На рис. 2 приведены кривые начала изотермического превращения переохлажденного аустенита (5% распада) указанных сталей после аустенизации при 950° с наложенным кривыми охлаждения образцов толщиной 6,5 и 9,5 мм в различных средах.

Из приведенных данных следует, что максимальной устойчивостью переохлажденного аустенита обладает сталь марки 55ХГР, которая может закаливаться на спокойном воздухе в

сечении до 7 мм и в струе сжатого воздуха в сечении до 9,5 мм. Это является важным достоинством указанной марки стали, так как позволяет упростить и автоматизировать процесс охлаждения рессор, пружин и других деталей, изготовленных из этой стали. Термической обработке подвергались образцы (заготовки) из стали 55ХГР для испытания на растяжение (только прямой эффект высокотемпературной термомеханической обработки) и на усталость. Сечение разрывных образцов после такой обработки составляло 3×12 мм. Рабочая длина была пятикратной (т. е. $l_0 = 5,65 \sqrt{F_0}$).

Исходная толщина заготовки для усталостных образцов подбиралась таким образом, чтобы после деформации толщина образца составляла 5 мм при всех исследуемых степенях обжатия.

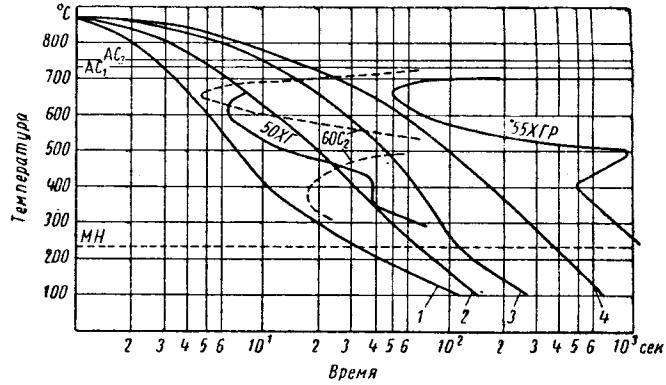


Рис. 2. Кривые изотермического превращения аустенита рессорных сталей:

1 — кривая охлаждения образца толщиной 6,5 мм в масле; 2 — кривая охлаждения образца толщиной 6,5 мм в струе сжатого воздуха; 3 — кривая охлаждения образца толщиной 9,5 мм в струе сжатого воздуха; 4 — кривая охлаждения образца толщиной 6,5 мм на спокойном воздухе.

Нагрев образцов (заготовок) для термомеханической обработки осуществлялся в камерной электропечи с силитовыми нагревателями. Прокатка производилась на стане «ДУО» в лаборатории прокатки Московского института стали и сплавов. Образцы для испытаний на растяжение после высокотемпературной термомеханической обработки не подвергались механической обработке; лишь зачищались кромки на наждачном круге вдоль направления прокатки.

Параллельно изготавливались образцы для обычной термической обработки, форма которых соответствовала форме образцов, получаемых после высокотемпературной термомеханической обработки.

Для исследования усталостных характеристик стали использовались образцы НАМИ-ИРС-2 [7], которые после термической и термомеханической обработок подвергались шлифовке по обеим плоскостям. Для всех партий образцов выдерживались одинаковые режимы шлифования.

Отверстия для крепления образцов после высокотемпературной термомеханической обработки получались электроэррозионным методом. Каждая партия состояла из 9—12 образцов. За базу испытаний принималось число колебаний 5 млн. циклов.

Расчет степени деформации образцов при деформации (прокатке) в процессе термомеханической обработки проводился по формуле [8]

$$\lambda \% = 100 \ln \frac{h_{\text{исх}}}{h_{\text{кон}}},$$

где $h_{\text{исх}}$ — исходная толщина заготовки в мм;
 $h_{\text{кон}}$ — конечная толщина образца после прокатки в мм.

Сначала было проведено сравнительное исследование влияния режимов нагрева, охлаждения и отпуска на механические свойства стали 55ХГР при степени деформации 50% в процессе прямой высокотемпературной термомеханической обработки (см. таблицу).

Из приведенных данных следует, что все опробованные варианты обеспечивают более высокие значения механических свойств стали, чем обычная обработка (закалка — отпуск).

Механические свойства стали марки 55ХГР в зависимости от режимов обработки

Режим обработки	Предел прочности σ в кг/мм ²	Предел текучести $\sigma_0,2$ в кг/мм ²	Относительное удлинение δ в %	Относительное сужение ϕ в %
Закалка в масле от $t = 950^\circ$, отпуск при 520° (1 ч)	139	102	6	28
Закалка в масле от $t = 950^\circ$, отпуск при 300° (1 ч)	202	—	0	0
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 950^\circ$, деформация 50%, охлаждение в масле, отпуск при 250° (30 мин.)	224	200	2,6	14
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 950^\circ$, деформация 50%, охлаждение в масле, отпуск при 300° (30 мин.)	217	204	3,2	18,1
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 850^\circ$, деформация 50%, охлаждение в масле, отпуск при 300° (30 мин.)	232	206	2,1	8
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 1050^\circ$, деформация 50%, охлаждение в масле, отпуск при 300° (30 мин.)	211	161	3,7	17,6
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 950^\circ$, деформация 50%, охлаждение в воде, отпуск при 300° (30 мин.)	224	196	2,7	12
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 950^\circ$, деформация 50%, охлаждение на воздухе, отпуск при 300° (30 мин.)	213	195	2,6	13
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 950^\circ$, деформация 50%, охлаждение в масле, отпуск при 250° (1 ч)	236	202	3,8	18,5
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 950^\circ$, деформация 50%, охлаждение в масле, отпуск при 250° (2 ч)	235	198	4,7	14,2
Высокотемпературная термомеханическая обработка при $t = 950^\circ$, деформация 50%, охлаждение в масле, отпуск при 250° (4 ч)	225	199	3,2	15,7

Следует указать, что максимальное значение предела прочности после обычной термической обработки (закалка от температуры 950° и отпуск при 300° в течение 1 ч) составило примерно $200 \text{ кг}/\text{мм}^2$ при чрезвычайно низком значении пластичности, которую невозможно было измерить обычными методами.

Усталостные свойства стали после такого метода обработки оказались также очень низкими (рис. 3). Оптимальные значения усталостных характеристик были получены после обычного метода закалки от 950° и отпуска при 520° в течение 1 ч [9]. Этот режим обычной термической обработки обеспечивает предел прочности при растяжении около $140 \text{ кг}/\text{мм}^2$ при относительном удлинении 6%.

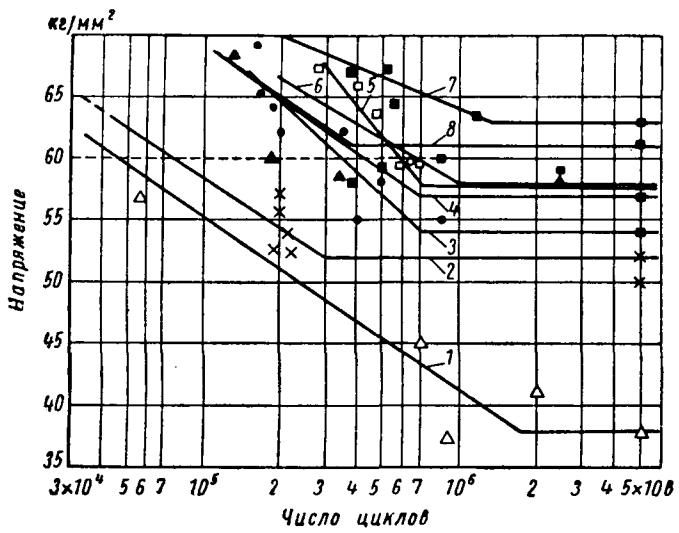


Рис. 3. Кривые усталости стали 55ХГР после различных режимов термической и термомеханической обработки:

1 — обычная закалка, отпуск 250° — 1 ч; 2 — обычная закалка, отпуск 520° — 1 ч; 3 — высокотемпературная термомеханическая обработка со степенью деформации 50%, отпуск 400° — 1 ч; 4 — высокотемпературная термомеханическая обработка со степенью деформации 50%, отпуск 300° — 1 ч; 5 — высокотемпературная термомеханическая обработка с использованием эффекта обратимости (деформация 50%), отпуск 250° — 1 ч; 6 — высокотемпературная термомеханическая обработка со степенью деформации 50%, отпуск 250° — 1 ч; 7 — высокотемпературная термомеханическая обработка со степенью деформации 15%, отпуск 250° — 1 ч; 8 — высокотемпературная термомеханическая обработка со степенью деформации 25%, отпуск 250° — 1 ч.

Анализ результатов статических испытаний стали после различных режимов термомеханической обработки показал, что наиболее целесообразным вариантом термомеханической обработки является аустенизация при температуре 950° с последующей деформацией при обжатии 50% и закалкой в масле. Заключительный отпуск при 250° в течение 1—2 ч оказался оптимальным.

По этому режиму было обработано несколько партий усталостных образцов с различными степенями деформации при высокотемпературной термомеханической обработке. Специальная партия, обработанная по этому режиму, подвергалась промежуточному отпуску при 650° в течение 1 ч с последующей повторной закалкой в соляной ванне. Температура ванны составляла 890° , длительность нагрева образца под закалку 2 мин. Отпуск после повторной закалки проводился при 250° в течение 1 ч.

Кроме того, для определения влияния температуры отпуска на усталостные характеристики стали две партии образцов подвергались отпуску при 300 и 400° в течение 1 ч. Результаты испытаний приведены на рис. 3 и 4.

Максимальная величина предела выносливости ($58 \text{ кг}/\text{мм}^2$) была достигнута после высокотемпературной термомеханической обработки и заключительного отпуска при 250° в течение 1 ч. Повышение температуры отпуска до 400° приводит к снижению предела выносливости до $54 \text{ кг}/\text{мм}^2$, который остается выше предела выносливости, достигнутого после оптимального режима обычной термической обработки (закалка от 950° , отпуск 520° в течение 1 ч), соответствующего $52 \text{ кг}/\text{мм}^2$.

Таким образом, в результате применения термомеханической обработки при обжатии 50% удалось повысить предел выносливости стали марки 55ХГР с $52 \text{ кг}/\text{мм}^2$ (обычная обработка) до $58 \text{ кг}/\text{мм}^2$, т. е. на 13%. Следует указать, что введение промежуточного высокого отпуска с последующей закалкой от температуры 890° при применении скоростного нагрева (расплавленная соль) дает аналогичные результаты по значению предела выносливости, который соответствует в этом случае $57 \text{ кг}/\text{мм}^2$. Таким образом, эффект обратимости, выявленный при статических испытаниях в работе [5], подтверждается результатами усталостных испытаний, что открывает широкие перспективы его использования в промышленности.

При этом следует указать, что значение предела выносливости не является прямым показателем срока службы рессор, так как они работают при более высоких напряжениях. В связи с этим более целесообразно вести сравнение усталостных характеристик по показателям ограниченной выносливости при напряжениях несколько выше предела выносливости.

При напряжении $60 \text{ кг}/\text{мм}^2$ срок службы после оптимального варианта обычной термической обработки составляет примерно 75 тыс. циклов, в то время как после прямой термомехани-

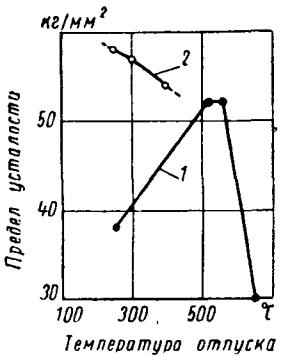


Рис. 4. Влияние температуры отпуска на предел усталости стали марки 55ХГР после обычной термической и термомеханической обработки:

1 — обычная термическая обработка; 2 — термомеханическая обработка со степенью деформации 50%.

ческой обработки со степенью обжатия 50% и отпуска 250° она соответствует 750 тыс. циклов, а при использовании эффекта обратимости 600 тыс. циклов, т. е. увеличивается в первом случае почти в 10, а во втором в 8 раз.

Более высокие усталостные характеристики были получены после высокотемпературной термомеханической обработки со степенями обжатия 25 и 15%. При этом величины предела выносливости после высокотемпературной термомеханической обработки и отпуска при 250° в течение 1 ч составили соответственно 61 и 63 кг/мм², т. е. увеличились по сравнению с обычной обработкой до 20%, а ограниченная выносливость при напряжении 65 кг/мм² возросла от 250 тыс. циклов после деформации 50% до 790 тыс. циклов после 15% деформации.

Сравнение ограниченной выносливости при напряжении выше 65 кг/мм² после высокотемпературной термомеханической обработки и обычной обработки не представляется возможным, так как при этих напряжениях образцы после обычной термической обработки не испытывались.

Увеличение усталостных характеристик стали при уменьшении степени обжатия от 50 до 15% можно объяснить тем, что при малых степенях деформации замедляются рекристаллизационные процессы и фиксируется более равномерное распределение дислокаций и их текстура, что определяет создание полигональной структуры.

Факт значительного повышения усталостных характеристик стали при высокотемпературной термомеханической обработке с малыми степенями обжатия чрезвычайно важен, так как позволяет использовать этот процесс на машиностроительных заводах без применения мощного металлургического прокатного оборудования.

Выводы

1. Установлено, что высокотемпературная термомеханическая обработка (особенно со степенью обжатия 15%) существенно повышает усталостные характеристики рессорной стали марки 55ХГР. При этом наиболее значительно увеличивается долговечность при напряжениях в области ограниченной выносливости.

Так, при высокотемпературной термомеханической обработке со степенью деформации 15% предел выносливости возрастает на 20% по сравнению с термической обработкой по обыч-

ной технологии, а долговечность при напряжении 65 кг/мм² более чем в 20 раз.

2. Высокотемпературная термомеханическая обработка наряду с повышением усталостной прочности повышает прочностные характеристики. Характерно, что высоким значениям прочности соответствует достаточно высокая пластичность ($\delta \geq 5\%$), удовлетворяющая требованиям, предъявляемым к пружинам и рессорам ответственного назначения.

3. Проведение высокого отпуска после высокотемпературной термомеханической обработки снижает твердость стали и позволяет производить механическую обработку на металлорежущих станках. Скоростной нагрев при повторной закалке длительностью до 2 мин почти полностью восстанавливает усталостные характеристики стали, полученные после высокотемпературной термомеханической обработки со степенью обжатия 50%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бернштейн М. Л. — «Металловедение и термическая обработка», 1960, № 10.
2. V. Guollotti, — „Materials in Design Engineering“, Sept., 1960, v. 5, № 3.
3. Коган Л. И., Энтин Р. И. — «Металловедение и термическая обработка», 1961, № 5.
4. Зуев М. И., Култыгин В. С., Виноград М. И., Остапенко А. В., Любинская М. А., Дугатов М. Л. Пластичность стали при высоких температурах. Металлургиздат, 1954.
5. Бернштейн М. Л. и Рахштадт А. Г. — «Сталь», 1962, № 5.
6. Попов А. А., Попова А. Е. Изотермические и термокинетические диаграммы распада переохлажденного аустенита. Машгиз, 1961.
7. Хрушов М. М., Листгартен Д. С., Богатырев И. С. — «Заводская лаборатория», 1951, № 1.
8. Павлов И. М. Теория прокатки. Металлургиздат, 1950.
9. Брон Д. И. Рахштадт А. Г. и Левитес И. И. — «Металловедение и термическая обработка», 1962, № 4.

УДК 621.431.73:62-222

О степени поверхностного насыщения чугуна абразивными частицами при шлифовании

Канд. техн. наук И. М. СЕМЕНЮК

В НАСТОЯЩЕЕ время в технике широко применяется процесс шлифования чугунных деталей. Однако наряду с преимуществами, этот процесс имеет существенные недостатки (малая производительность, нагрев обрабатываемых поверхностей, засорение деталей абразивной пылью).

Пыль, попадая вместе со смазкой на трещищиеся поверхности, способствует повышенному износу их. Абразивная пыль трудно смывается бензином, керосином, требуются специальные моющие средства. Повышенный износ трещищихся пар в этом случае иногда объясняют насыщением пор чугуна абразивом. Однако, поскольку в литературе нет работ, посвященных этому вопросу, судить о правильности такого объяснения трудно.

В связи с изложенным была поставлена задача определить степень загрязнения пор чугуна абразивными частицами, попадающими на обрабатываемые поверхности в процессе шлифования, и были проведены специальные исследования.

Для этого из блоков цилиндров и гильз двигателей Д-35 и Д-54 вырезали по три плоских образца размером 20×30 мм и по три круглых образца диаметром 22 мм и толщиной 4 мм. Всего изготовлено 24 образца из четырех деталей. Оправка с набором круглых образцов показана на рис. 1.

Плоские поверхности всех образцов отшлифованы на плоскошлифовальном станке по оптимальным режимам, рекомендо-

ванным для обработки чугуна. Кроме того, наружные поверхности круглых образцов были отшлифованы на круглошлифовальном станке.

Поверхности образцов после шлифования исследованы при 100- и 1000-кратном увеличении. Перед проведением опытов образцы промывали в мыльной воде, бензине и спирте и протирали тампонами.

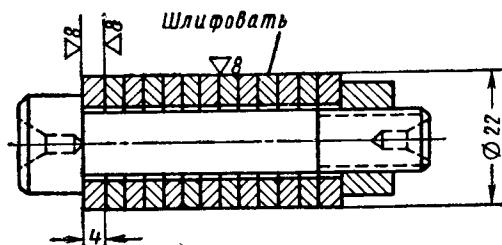


Рис. 1. Оправка с набором 12 цилиндрических чугунных образцов после шлифования.

Затем определяли наличие абразивных частиц в порах чугуна на глубине 0,10—0,15 мм от шлифованной поверхности. С образцов послойно удаляли металл на электрополировальной установке.

Из процесса приготовления шлифов и послойного снятия металла с образцов исключены механические операции обработки поверхностей во избежание загрязнения пор абразивной пылью, так как в процессе притирки порошками в обрабатываемые поверхности внедряется незначительное количество абразива¹.

Образцы со снятыми поверхностными слоями изучались при увеличении в 100 и 1000 раз.

Выявленные при полировании образцов структурные составляющие чугунов дополнительно изучены с помощью прибора



Рис. 2. Микрофотографии шлифованных чугунных образцов: а, б — из головок блоков двигателей Д-35 и Д-54; в, г — из гильз цилиндров двигателей Д-35 и Д-54.

ПМТ-3, используемого для измерения микротвердости структурных составляющих металлов и их сплавов.

Произведенные микроскопические исследования шлифованных поверхностей 24 чугунных образцов позволяют сделать предварительное заключение о степени насыщения пор чугуна абразивными частицами в процессе шлифования.

На рис. 2, а, б, в, г показаны микрофотографии шлифованной поверхности исследуемых образцов при увеличении в 420 раз. Как видно из рис. 2, после тщательной промывки поверхностей ни в порах чугуна, ни в бороздках (следах камня) не содержится посторонних включений каких-либо веществ, в том числе и абразива.

На рис. 3, а, б, в, г показаны микрофотографии образцов, с поверхности которых удалены следы механической обработ-

¹ Уильямс К. Дж. Внедрение абразива в поверхность при притирке, сб. «Новые работы по трению и износу», пер. с англ. Л. Ю. Пружанского. Изд. иностранной литературы, 1959.

ки и снят слой металла электролитическим способом на глубину до 0,10 мм (увеличено в 420 раз).

При рассмотрении структуры чугуна нигде не было обнаружено инородных включений. В мелких порах, изредка встреча-

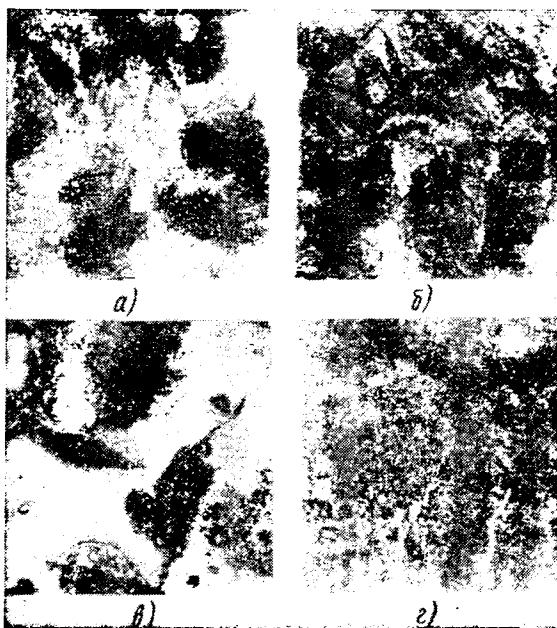


Рис. 3. Микрофотографии чугунных образцов после снятия следов механической обработки на электрополировальной установке:

а, б — из головок двигателей Д-35 и Д-54; в, г — из гильз цилиндров двигателей Д-35 и Д-54.

ющихся на поверхности чугунных образцов, содержалась в основном грязь вместе с металлической пылью, которая выдавливалась при вдавливании алмазного индентора прибора ПМТ-3 при незначительной нагрузке (до 50 г).

Очевидно, абразивные частицы круга, выкрашивавшиеся в процессе шлифования, слишком велики для того, чтобы проникнуть в поры чугуна, которые в своем большинстве меньше этих частиц. Они могут накапливаться в раковинах, но это нужно рассматривать как особый случай, который может наблюдаться при шлифовании не только чугуна, но и других материалов.

Выводы

1. В поверхностных слоях чугунных образцов, обработанных шлифованием, не обнаружены засорения пор абразивом.

2. Для очистки поверхностей деталей от абразивной пыли, которая осаждается на них в процессе шлифования, следует применять мыльную воду, так как бензин и керосин плохо смываются ее (особенно с поверхностями со значительной шероховатостью или сложной конфигурацией).

Оставшаяся неснятой абразивная пыль уже в начальный период работы автомобиля переносится с маслами на трещущиеся поверхности и вызывает повышенный износ их.

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА РУБЕЖОМ

РАБОТЫ по автомобильным газотурбинным двигателям в Англии, а затем во Франции и США были начаты вскоре после окончания второй мировой войны под влиянием успехов газотурбинных двигателей в авиации. За последние 15 лет опубликованы материалы более чем о 35 автомобилях с газотурбинными двигателями и более чем о 60 газотурбинных двигателях, специально сконструированных для автомобилей, или приспособленных для него. Но, несмотря на большой объем научной и экспериментальной работы, проведенной за это время, автомобильные газотурбинные двигатели еще не вошли в серийное производство ни в Англии, ни во Франции, ни в США. Виной тому служат причины научно-технического, кон-

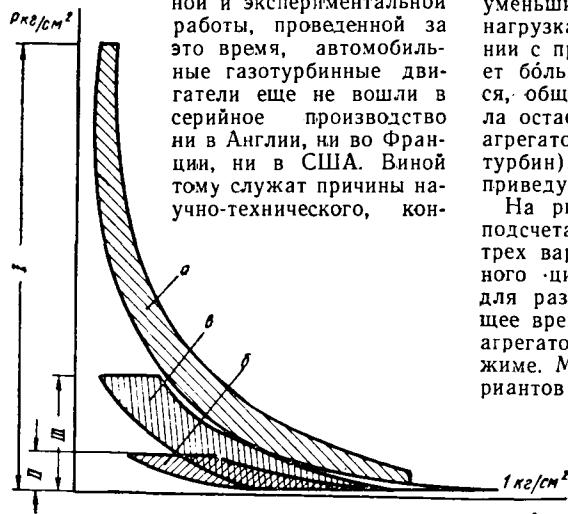


Рис. 1. Диаграммы рабочих процессов двигателя: дизеля (а), газотурбинного современного (б) и перспективного газотурбинного двигателя (в):

$$\begin{aligned} I - p_{z0} &= 70 \div 85 \text{ кг/см}^2; II - p_{zz} &= 3,5 \div 7 \text{ кг/см}^2; \\ III - p_z &= 12 \div 18 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

структурского, производственного и в итоге технико-экономического характера.

Один из недостатков современного газотурбинного двигателя состоит в том, что давление газа в начале расширения невелико ($3,5-7 \text{ кг/см}^2$); оно значительно ниже, чем, например, в цикле дизеля (рис. 1). Причина этого недостатка кроется, как известно, в ограничении уровня температуры газа перед первой ступенью турбины, а следствием недостатка является низкая топливная экономичность автомобильных газотурбинных двигателей.

В настоящее время для преодоления этого недостатка принимается ряд весьма эффективных мер. Так, например, при сохранении простого цикла целесообразно применять повышение температуры газа и степень повышения давления до максимальных пределов, допускаемых лучшими материалами лопаток для заданных условий работы двигателя (срок службы, степень форсирования). При этом степень повышения давления можно поднять до 12–18. Другим эффективным средством является введение в цикл регенерации тепла выпуска посредством теплообменника.

При этом сохраняются низкие давления газа, повышение же температуры газа увеличивает к.п.д. цикла.

Больший эффект достигается при применении сложных циклов с промежуточным охлаждением воздуха между ступенями сжатия, повторным подогревом газа между ступенями расширения и регенерацией тепла выпуска. Наконец, применение соплового аппарата одной из турбин с регулируемой (управляемой) проходной площадью позволяет наряду с другими особенностями этого метода уменьшить расход топлива на малых нагрузках. Это мероприятие в сочетании с применением теплообменников дает большее увеличение к.п.д. Разумеется, общей базой повышения к.п.д. цикла остается повышение к.п.д. силовых агрегатов (компрессора, камер сгорания, турбин), без чего все прочие средства не приведут к желаемой цели.

На рис. 2 и 3 показаны результаты подсчета удельных расходов топлива трех вариантов простого цикла и сложного цикла газотурбинного двигателя для различных достижимых в настоящее время параметров циклов и к.п.д. агрегатов на номинальном расчетном режиме. Методика расчетов всех трех вариантов изложена в работах [1] и [2].

Результаты расчетов (рис. 2 и 3) позволяют сделать следующие выводы:

1. Повышение температуры газа в камерах сгорания резко уменьшает удельный расход топлива и увеличивает удельную мощность двигателя для всех трех вариантов циклов газотурбинного двигателя.

2. Увеличение степени повышения давления π_c в простом цикле газотурбинного двигателя обуславливает резкое уменьшение удельных расходов топлива. Так, например, при степени повышения давления $\pi_c = 9 \div 16$ удельные расходы топлива достигают минимальных значений для температур газа $950-1000^\circ\text{C}$. В сложном цикле (рис. 3) это достигается при $\pi_c = 6 \div 8$, а в цикле с регенерацией при $\pi_c = 4 \div 7$.

3. Увеличение степени промежуточного охлаждения σ_x уменьшает удельный расход топлива. При этом уменьшение происходит более резко в области низких температур газа и высоких степеней повышения давления. Снижение удельного расхода топлива происходит монотонно с увеличением степени промежуточного охлаждения и в пределах от $\sigma_x = 0$ до $\sigma_x = 0,75$ составляет 20%.

4. Удельный расход топлива в газотурбинном двигателе сложного цикла при температурах газа до 900°C может быть достигнут $0,210-0,250 \text{ кг/л.с.ч}$, а при температурах газа до 1000°C — $0,170-0,190 \text{ кг/л.с.ч}$, что находится в области величин расходов топлива дизелей.

5. Удельный расход топлива у газо-

турбинных двигателей простого безрегенеративного цикла при высоких температурах газа, степенях повышения давления и к.п.д. агрегатов доходит до значения $0,240-0,260 \text{ кг/л.с.ч}$, что достигает уровня расходов топлива карбюраторных поршневых двигателей.

6. Удельный расход топлива у газотурбинных двигателей с регенерацией может быть достигнут $0,185-0,250 \text{ кг/л.с.ч}$ при высоких температурах газа, что соответствует расходам топлива карбюраторных поршневых двигателей и дизелей.

7. Удельная мощность газотурбинного двигателя сложного цикла в пределах до $\pi_c = 20$ и температурах $800-1000^\circ\text{C}$ достигает величин $250-350 \text{ л.с./кг/сек}$. Это позволяет заметно уменьшить расход воздуха и размеры основных агрегатов двигателя.

8. Удельная мощность двигателя простого цикла при $t_3^* = 950-1000^\circ\text{C}$ имеет максимальное значение в пределах $200-250 \text{ л.с./кг/сек}$, а при высоких π_c , соответствующих минимальному расходу топлива, — $180-230 \text{ л.с./кг/сек}$.

9. Удельная мощность газотурбинного двигателя регенеративного цикла в области минимальных расходов топлива составляет $180-230 \text{ л.с./кг/сек}$. Эти величины остаются меньшими по сравнению с удельной мощностью дизельного ($400-500$) и карбюраторного ($900-950 \text{ л.с./кг/сек}$) двигателей, что требует больших проходных сечений систем впуска и выпуска силовой установки.

Произведенные расчеты показывают, что простой, регенеративный и сложный циклы позволяют получить двигатели высокой топливной экономичности, близкой или равной экономичности поршневых двигателей при высоких температурах газа и высоких степенях повышения давления.

В табл. 1 и 2 приведены основные данные автомобильных и близких к ним многоцелевых газотурбинных двигателей зарубежных фирм, изготовленных за последние 5 лет.

На рис. 4 показано изменение удельного расхода топлива на номинальном режиме, удельного веса и удельного габаритного объема по годам развития и по фирмам, а на рис. 5 — те же величины, но для современных двигателей в зависимости от номинальной мощности.

На рис. 6 показано изменение температуры газа и степени повышения давления по годам развития и по фирмам, что объясняет улучшение параметров двигателей за это время.

Рассмотрение приведенных данных позволяет отметить некоторые особенности развития автомобильных и близких к ним многоцелевых газотурбинных двигателей.

Первые экспериментальные автомобильные двигатели имели мощность 180 л. с. В течение 1952–1959 гг. мощности построенных автомобильных газотурбинных двигателей находились в пределах 100–350 л. с. При этом двигатели мощностью 100–225 л. с. в большинстве

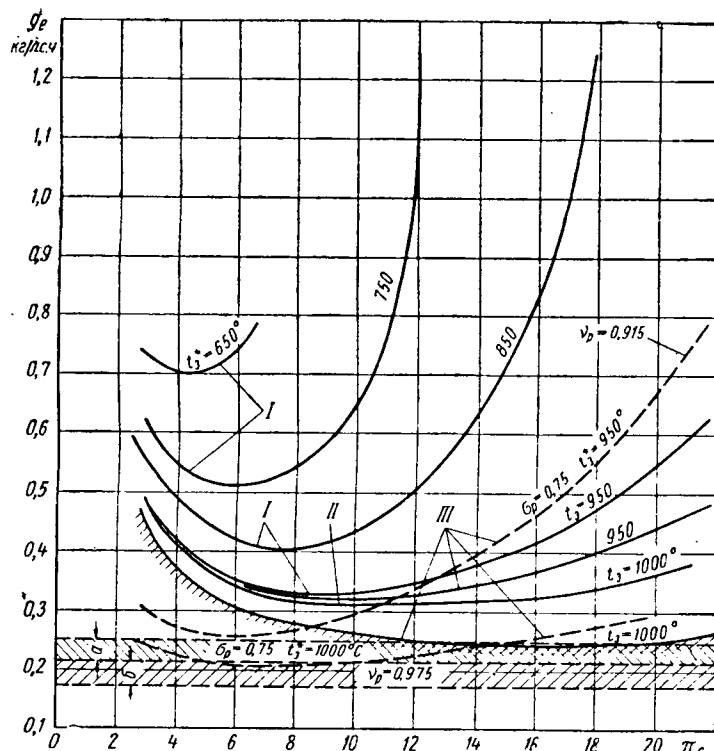
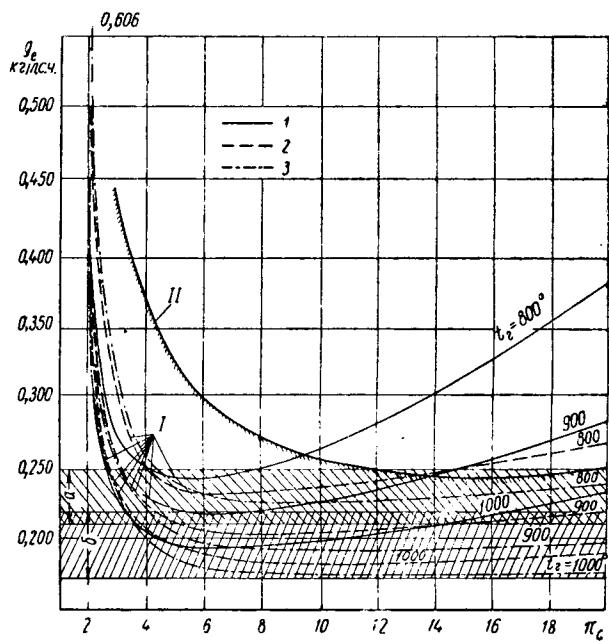


Рис. 2. Удельные расходы топлива газотурбинным двигателем с теплообменником и без теплообменника в зависимости от степени повышения давления π_c , температуры газа t_3^* , а также параметров агрегатов проточной части двигателя: а—карбюраторные двигатели; б—дизели; I-II—без теплообменника; III—с теплообменником.

I	II	III
$\eta_{bx} = 0,98$	$\eta_{bx} = 0,98$	$\eta_{bx} = 0,98$
$\eta_{kc} = 0,92$	$\eta_{kc} = 0,98$	$\eta_{kc} = 0,98$
$\eta_{ak}^* = 0,8$	$\eta_{ak}^* = 0,82$	$\eta_{ak}^* = 0,83$
$\eta_{lmk}^* = 0,87$	$\eta_{lmk}^* = 0,87$	$\eta_{lmk}^* = 0,88$
$\eta_{lmm} = 0,84$	$\eta_{lmm} = 0,84$	$\eta_{lmm} = 0,86$
$\eta_{mk} = 0,99$	$\eta_{mk} = 0,99$	$\eta_{mk} = 0,999$
$\eta_{red} = 0,97$	$\eta_{red} = 0,97$	$\eta_{red} = 0,98$
$\eta_{mtk} = 0,985$	$\eta_{mtk} = 0,985$	$\eta_{mtk} = 0,995$
$\eta_{vbx} = 0,985$	$\eta_{vbx} = 0,95$	$\eta_{vbx} = 0,985$
$\eta_{kc} = 0,97$	$\eta_{kc} = 0,98$	$\eta_{kc} = 0,98$
$C_{pb} \sim f(T_2^*)$	$C_{pb} \sim f(T_3^*)$	$C_{pb} = 0,24$
$C_{pr} \sim f(T_3^*)$	$C_{pr} \sim f(T_3^*)$	$C_{pr} = 0,27$

своем имели теплообменник для использования тепла отработавших газов, а двигатели мощностью более 250 л. с. теплообменник не имели. В конце этого периода происходили интенсивные поиски методов повышения топливной экономичности газотурбинного двигателя. В 1959 г. появился двигатель сложного цикла Форд 704 мощностью 300 л. с., а в 1960—1962 гг. — двигатели с регулируемым сопловым аппаратом турбин и с теплообменником мощностью 140 л. с. (Крайслер CR2A, Ровер 2S/140) и 600 л. с. (Соляр 600, Оренда 600). В это же время был построен газотурбинный двигатель сложного цикла Форд 705 мощностью 600 л. с.

С 1960 г. появился интерес к газотурбинным двигателям мощностью 800—1000 л. с. для самосвалов большой грузоподъемности, специальных и вчедо-



$\rho_0 = 1,033 \text{ кг/см}^2$; $t_0 = +15^\circ\text{C}$, $K_1 = 1,4$, $K_2 = 1,33$, $C_{pb} = 0,24$, $C_{pr} = 0,27$, $R = 29,3 \text{ кгм/кг}^\circ\text{C}$, $\eta_{akh}^* = \eta_{akh2}^* = 0,80$, $\eta_{mk1} = \eta_{mk2} = 0,99$, $\sigma_p = 0,75$, $\eta_{mb} = 0,98$, $\eta_{mt} = 0,94$, $\eta_{vbx} = 0,96$, $L_b = 400 \text{ кгм/кг сек}$, $\eta_{lmm}^* = 0,88$, $\eta_{mtk} = 0,99$, $\eta_{red} = 0,98$, $\eta_{bx} = 1$, $\eta_{kc} = 0,97$, $H_u = 10300 \text{ ккал/кг}$, степеней σ_x промежуточного охлаждения и затрат работы на вентилятор охлаждения L_{ox} :

а—карбюраторные двигатели, б—дизели; $1 - \sigma_x = 0$, $\sigma_x = 1$, $L_{ox} = 0$; $2 - \sigma_x = 0,5$, $\sigma_x = 0,98$, $L_{ox} = 750 \text{ кгм/кг сек}$; $3 - \sigma_x = 0,75$, $\sigma_x = 0,96$, $L_{ox} = 1000 \text{ кгм/кг сек}$.

I—сложный цикл; II—простой цикл $t_i = 1000^\circ$.

Приведенный обзор мощностей существующих газотурбинных двигателей позволяет сделать вывод о том, что эти двигатели развиваются в основном в сторону больших мощностей, но и малые мощности не остаются в забвении.

В начальный период (1947—1954 гг.) двигатели без теплообменников имели удельный расход топлива 0,650—0,750 кг/л.с.ч. (Боинг, Ровер, GMC), а с теплообменником 0,280—0,380 кг/л.с.ч. (Крайслер, Остин). С 1955 г. наблюдалось резкое уменьшение удельных расходов топлива. У двигателей без теплообменников уменьшение произошло за счет повышения температуры газа с 800—820°C до 880—950°C и степени повышения давления с 3,0—4 до 6,3—8,3; при этом удельный расход топлива уменьшился до 0,270—0,320 кг/л.с.ч. (Айрисерч, Боинг, Лайкоминг, GMC, GEC).

Двигатели с теплообменником и сложного цикла в последние годы достигли удельных расходов топлива порядка 0,220—0,270 кг/л.с.ч. (Крайслер, Форд, GMC, Ровер). Запроектировано достичь удельный расход топлива в пределах 0,170—0,185 кг/л.с.ч. (Форд, Соляр, Оренда [3]).

В течение периода с 1956 по 1962 г. к.п.д. агрегатов газотурбинных двигателей достигли высоких величин. Так, центробежные компрессоры имеют к.п.д. 0,80 (Крайслер, Форд, Ровер), осевые компрессоры — 0,86 (Оренда, Соляр), компрессорные турбины — 0,87—0,89 (Крайслер, Бинг, Лайкоминг, GMC, GEC).

Таблица 1

Основные данные многоцелевых двухвальных газотурбинных двигателей

№ по пор.	Фирма, марка и назначение двигателя	Мощность в л. с.	Компрессор			Турбина привода компрессора			Тяговая турбина			Температура газа в °С	Удельный расход топлива в кг/л.с.ч.		
			Тип	Число ступеней	К. п. д.	Тип	Число оборотов в минуту	К. п. д.	Тип	Число ступеней	Число оборотов в минуту	К. п. д.			
1	Остин-30, промышленный и автомобильный	30	Центробежный	1	3,0,77	1	Радиальная	56 000	0,80	1	Осевая	25 000	0,75	800	0,358
2	Айрисерч-331, авиационный, промышленный и автомобильный	300—400	•	2	—	2	Осевая	—	—	1	—	—	—	955	0,272
3	Боинг 502 10MA, авиационный, промышленный и многоцелевой	300	•	1	4,5,0,76	1	—	37 500	0,82	1	—	29 400	—	900	0,224
4	Боинг 520-3, многоцелевой и авиационный	500	•	1	6,6/—	1	Радиальная	44 500	—	1	—	27 000	—	882	0,295
5	Крайслер CR 2A, автомобильный	140	•	1	4,0,0,80	1	Осевая	44 610	0,87	1	—	45 730	0,84	927	0,281
6	Даймлер-Бенц, автомобильный	300	Осевой ступенчатый Центробежный	1	—	2	—	28 000	—	1	—	21 000	—	800	0,413
7	Форд 704, автомобильный (трехвальный, сложного цикла)	300	Центробежный	2	16,0,80	1+1	Осевая Радиальная	46 000 91 000	0,85 —	1	—	37 500	0,85	930	0,250 на 100%, 0,218 на 50%
8	GMC-GMT-305, автомобильный	225	•	1	3,3,0,78	1	Осевая	33 000	—	1	—	24 000	—	900	0,268
9	Ровер 2S-140, автомобильный	140	•	1	4,0,0,80	1	Радиальная	65 000	—	1	—	50 000	—	927	0,268
10	Форд 705, автомобильный и многоцелевой (трехвальный, сложного цикла)	600	•	2	16,0,98	1	Радиальная Осевая	75 000 36 000	0,87 0,88	1	—	—	0,88	957	0,173
11	Соляр, автомобильный и многоцелевой	600	Осевой	6	3,8,0,87	1	Осевая	21 500	0,89	1	—	21 500	0,89	872	0,180
12	Оренда (проект), автомобильный, многоцелевой	600	•	6	4,0,0,86	1	—	26 800	0,89	1	—	26 800	0,89	948	0,180
13	Лайкоминг T-53, авиационный, многоцелевой, автомобильный	825	Осевой Центробежно-диагональный	5	—	1	—	21 500	—	1	Осевая	19 400	—	930	0,306 на 100%, 0,340 на 75%
14	Вильямс Ресирч Корпорейшн, автомобильный	75	Центробежный	1	—	1	—	58 500	—	1	—	—	—	—	—
15	Соляр „Сатурн Т-1000“, многоцелевой и автомобильный (для тягача)	1100	Осевой	8	6,6,0,86	—	—	22 300	—	—	—	—	—	815	0,283
16	Дженерал Электрик T-58, авиационный, многоцелевой, автомобильный	900	•	10	—	2	—	—	—	1	—	19 500	—	875	0,290 на 100%, 0,346 на 75%
17	GMC B-250, авиационный, многоцелевой	250—300	Осевой Центробежный	7	—	1	—	—	—	2	—	—	—	955	0,318
18	Соляр Титан T-62-T(T-68), многоцелевой (установлен на тракторе)	80	Центробежный	1	—	1	Радиальная	—	—	1	—	6000—12000 на выхлопном валу	—	760	—
19	Вольво, автомобильный	250	•	1	—	1	—	43 000	—	2	Осевая	43 000	—	850—900	—

лер, Форд, Оренда), тяговые турбины — 0,85—0,89 (Форд, Соляр, Оренда). Это также внесло свою заметную долю в понижение удельных расходов топлива.

Удельные расходы топлива лучших газотурбинных двигателей без теплообменников на номинальном режиме вплотную приблизились к расходам топлива поршневых бензиновых двигателей, а у двигателей с теплообменником и сложного цикла — к расходам топлива дизелей.

Удельные расходы топлива у двигателей малых (120—250 л. с.) и больших (500—900 л. с.) мощностей незначительно различаются между собой, как у двигателей с теплообменником, так и без него. Это обеспечивается конструктивно-технологическими средствами, позволившими резко увеличить к.п.д. компрессора и турбины.

Неизбежное уменьшение к.п.д., связанное с уменьшением числа Рейнольдса потока вследствие возрастания вязкостных сил, оказывается лишь в случаях слиш-

ком малых размеров проточных элементов.

Поэтому удельные расходы топлива газотурбинного двигателя мощностью 140 л. с. (Крайслер) не намного превышают расходы топлива двигателей мощностью 600 л. с. (Соляр, Оренда) с теплообменниками, а также и в случаях без применения теплообменников (двигатели 250 л. с. GMC и 825—900 л. с. Лайкоминг и GEC).

Следовательно, в пределах мощностей 140—900 л. с. газотурбинные двигатели могут быть выполнены достаточно высокой и примерно равной топливной экономичности.

Для автомобильной силовой установки очень важным показателем является топливная экономичность на частичных нагрузках. На рис. 7 показано, как изменяются удельные расходы топлива с изменением нагрузки для различных типов газотурбинных и поршневых двигателей. Область газотурбинных автомобильных и многоцелевых двигателей без

теплообменника лежит между кривыми 1 и 2. Применение теплообменника (кривые 3) уменьшает расход топлива в общем на 10—25% в пределах изменения нагрузок до 50% и на 30—35% при 25% нагрузки (за 100% принимается удельный расход топлива газотурбинных двигателей без теплообменников). Это объясняется увеличением степени регенерации с уменьшением нагрузки (кривые 4 и 5).

Введение регулируемых солловых аппаратов в совокупности с теплообменниками — кривая 6 (двигатель Оренда) и 7 (двигатель Соляр) при высоких к.п.д. агрегатов позволяет получить очень пологое изменение удельных расходов топлива с изменением нагрузки, так же как и применение сложного цикла с расположением тяговой турбины на промежуточной ступени расширения (кривая 8 — Форд 705). Последние двигатели имеют характеристики изменения расходов топлива такие же, как и у автомобильных дизелей (кривая 9). Кри-

Удельные параметры многоцелевых двухвальных газотурбинных двигателей

Таблица 2

№ по пор. табл. 1)	Камера сгорания		Теплообменник		Степень регенерации теплообменника	Год опубликова- ния конструкции	Удельная мощ- ность в л.с./кг	Расход воздуха в кг/сек	Удельный вес в кг/л.с.	Удельный габаритный объем в л/л.с.	Вес в кг	Габаритные размеры в мм	Габаритный объем в м³	Тип соплового аппарата
	Число	Тип	Число	Тип										
1	1	Прямоточная (индивидуальная)	1	Пластинчатый	0,70	1962	78	0,386	—	—	—	—	—	—
2	1	Обратного потока	2	Пластинчатые	—	1962	150	2,0	—	1,035	1290×420×572*	0,3100*	—	—
3	2	Прямоточная (индивидуальная)	Нет	—	Нет	1955	150	2,0	0,64	1,22	192	1098×579×579	0,365	—
4	2	Обратного потока	•	—	Нет	1960	221	2,26	0,308	1,36	154	1600×650×685	0,680	—
5	1	То же	1	Вращающийся	0,90	1961—1962	140	1,0	1,45	3,98	205	914×889×686	0,557	Регулируемый, тяговой турбины
6	1	Прямоточная	Нет	—	Нет	1960	130	2,3	—	2,18	300	1000×870×755	0,655	—
7	2	Прямоточная (индивидуальная)	1	Пластинчатый	0,75	1959	246	1,22	1,0	1,67	965×740×710	0,510	—	—
8	2	То же	2	Холодильник промежуточный	0,86	1958	—	—	1,43	2,02	940×790×610	0,453	Без вспомогательного привода	—
9	1	Однофорсуночная обратного потока	2	Пластинчатые	0,78	1960	155	0,90	—	—	—	—	—	Регулируемый турбины компрессора
10	2	Однофорсуночная	1	Пластинчатый	0,80	1962	300	2,0	0,9	2,17	586	—	1,30	—
11	1	Однофорсуночная	2	Холодильник промежуточный	0,89	1962	155	3,86	1,135	2,70	681	—	1,62	Регулируемый, тяговой турбины
12	1	Однофорсуночная	2	Пластинчатый	0,82	1962	203	2,95	1,06	2,62	636	—	1,57	Регулируемый, тяговой турбины
13	1	Кольцевая обратного потока	Нет	—	—	1956—1960	172	4,8	0,258	0,58	208	1214×600×600	0,438	—
14	1	Кольцевая	—	—	—	1959—1960	—	—	—	—	34	500×300×300	0,045	—
15	1	Кольцевая	Нет	—	—	1960	176	6,26	0,454*	0,60	545	1970×1440×140	4,03	—
16	1	Кольцевая прямоточная	•	—	—	1959	160	5,68	0,495	3,67	200	1500×407×407	0,250	Регулируемый направляющий аппарат осевого компрессора четвертой ступени
17	1	Однофорсуночная	—	—	—	1959	185	1,35	0,4	0,80	100	930×400×500	0,20	—
18	1	Кольцевая	—	—	—	1961	—	—	0,51	—	41	670×330×350	0,077	—
19	1	Однофорсуночная (индивидуальная)	—	Вращающийся	—	1962	—	—	1,45	0,97	368	1290×670×745	0,642	—

* Без теплообменника.

вая 10 показывает изменение расходов топлива карбюраторным двигателем.

Таким образом, в задаче снижения удельного расхода топлива газотурбинного двигателя за последние годы достигнуты значительные успехи. Применение высоких температур и степеней сжатия, регулируемых сопловых аппаратов и теплообменников, повышенных к.п.д. силовых агрегатов и сложного цикла обуславливает получение такой же характеристики удельных расходов топлива, как и у поршневых двигателей.

Перспектива дальнейшего развития газотурбинного двигателя основывается на непрерывном улучшении топливной экономичности в результате повышения температуры газа и к.п.д. силовых агрегатов. В табл. 3 показано, как представляют себе перспективу такого развития топливной экономичности газотурбинного двигателя специалисты GMС [4]—[6].

Удельный вес газотурбинного двигателя без теплообменника простого цикла находится в пределах 0,25—1 кг/л.с. С увеличением мощности наблюдается тенденция к уменьшению веса. Добавление теплообменника увеличивает удельный вес двигателя на 50—80% и доводит его до 1,1—2,0 кг/л.с.

Удельный габаритный объем газотурбинного двигателя без теплообменника лежит в пределах 1—2,0 л/л.с., а с теплообменником увеличивается на 40—75%. Следует отметить, что двигатель без теплообменника имеет большие весовые и габаритные преимущества перед поршневыми двигателями, а введение теплообменника значительно их снижает. В ряде случаев показатели веса и габаритного объема газотурбинного двигателя с теплообменником находятся в пределах весов и объемов поршневых двигателей.

Перспектива развития топливной экономичности газотурбинного двигателя

Тип двигателя	Вес в л.с.:	Годы	К. п. д. в %		
			компрес- сора	турбины I	турбины II
GT-300	740	1953	63	80	81
GT-304	350	1955	75	84	73
GT-305	260	1958	78	84	81
GT-30	200	19..	82	86	83
GT-3	175	19..	82	86	92

В табл. 4 приведено сравнение основных показателей газотурбинных и современных поршневых двигателей. Сравнение сделано на основании изучения в НАМИ экспериментальных отечественных газотурбинных двигателей [2] и зарубежных материалов ведущих моторостроительных фирм капитала.

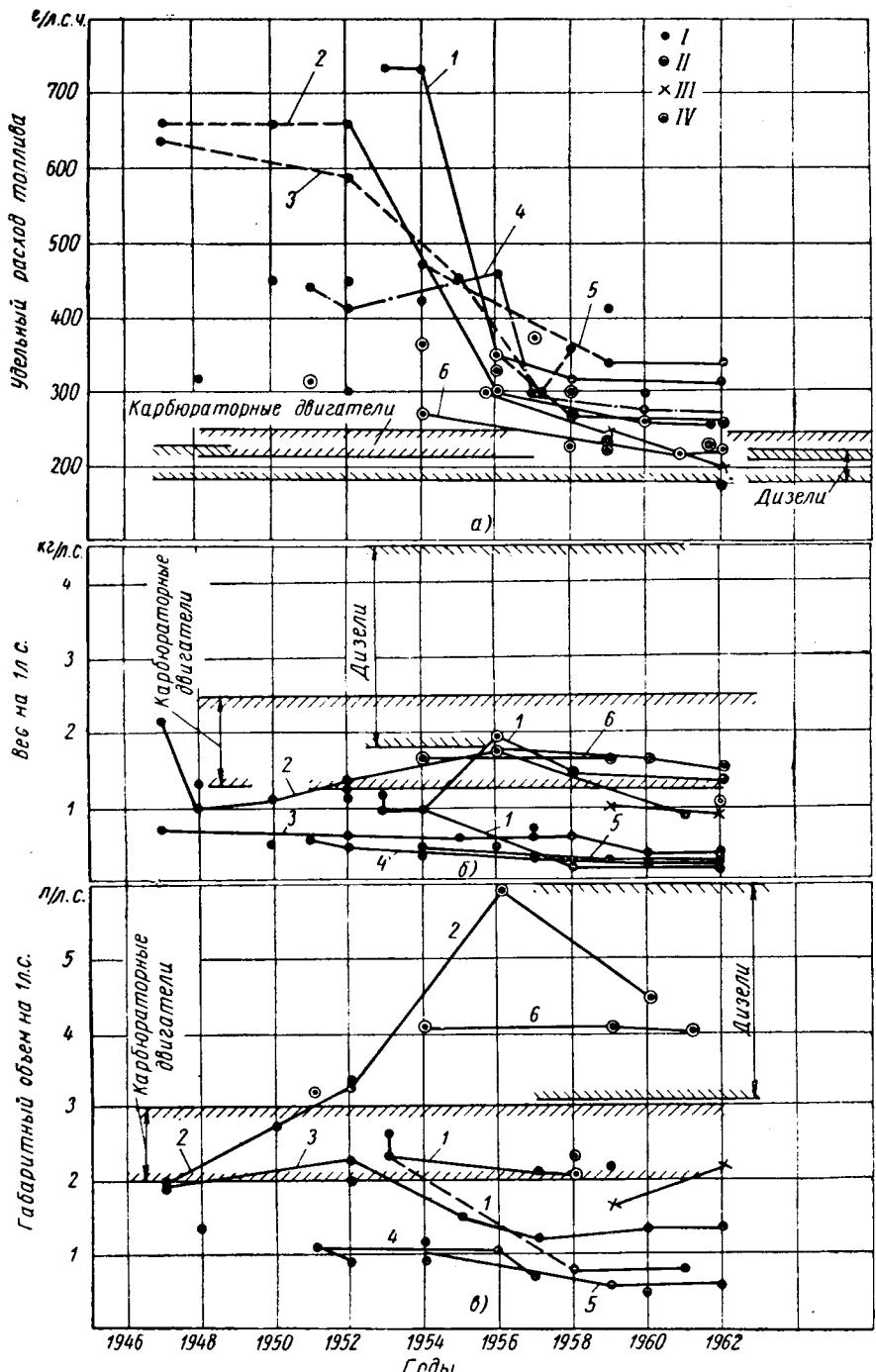


Рис. 4. Изменение удельного расхода топлива (а), удельного веса (б) и габаритного объема (в) газотурбинных двигателей по годам развития:

I — GMC; 2 — Ровер; 3 — Бойнг; 4 — Турбомека; 5 — Блекберри; 6 — Крайслер; I — без теплообменника; II — с теплообменником; III — сложного цикла; IV — с регулируемым сопловым аппаратом.

листических стран. По некоторым вопросам произвести точное сравнение газотурбинных двигателей с поршневыми двигателями пока не представляется возможным, так как при массовом производстве вторых первые еще не вошли в серийное производство. Поэтому по вопросам сроков службы и ремонтоспособности за базу сравнения взяты данные, относящиеся к многоцелевым двигателям, близким по мощности к автомобильным.

Из табл. 4 и данных работы [2] можно установить, что по весу, габаритному объему, коэффициенту приспособленности, качеству пуска, требованиям к топливу, простоте силовой установки, расходу масла, удобству обращения с маслом в зимнее время, отсутствию гармонических вибраций, простоте управления двигателем и автомобилем, влиянию наружной температуры воздуха на условия эксплуатации, упрощению коробки передач — автомобильные газотурбинные

двигатели имеют большие преимущества по сравнению с поршневыми.

Что касается расхода топлива, то газотурбинные двигатели простых схем уступают поршневым лишь в топливной экономичности. Одновременно следует заметить, что лучшие образцы многоцелевых двигателей имеют расходы топлива, близкие к расходам карбюраторных двигателей. В вопросах топливной экономичности поршневым двигателям не уступают газотурбинные двигатели сложных схем и с развитыми теплообменниками, но это окупается ценой увеличения веса, габаритного объема и сложности конструкции.

До недавнего времени приемистость газотурбинного двигателя была хуже, чем у поршневых двигателей. Сведением в конструкцию двигателя поворотного управляемого соплового аппарата турбин, управляемого диффузора компрессора, с осуществлением большого выброса температур при разгоне, установлением более высокого уровня числа оборотов холостого хода и облегчением вращающихся масс турбокомпрессора этот недостаток устранен. При этом несмотря на то, что с увеличением уровня числа оборотов холостого хода расход топлива на этом режиме растет, все же средний километровый расход топлива остается на приемлемом уровне.

Так, например, у газотурбинного двигателя Крайслер CR2A приемистость доведена до 1,5 сек, а у GMT-305 до 3 сек. При этом километровый расход у первого не превышает 12,1—13,6 л/100 км, что для двигателя 140 л. с. невелико. Дорожные испытания двигателя GMT-305 на тягаче «Турбо-Титан» показали, что время разгона автомобиля с этим двигателем сократилось на 27% по сравнению с временем разгона того же автомобиля с бензиновым двигателем [4].

Пожарный автомобиль Лафранс с двигателем Бойнг 502-10С мощностью 330 л. с. разгоняется с места до 80 км/ч за 31 сек, что можно оценить как весьма хороший разгон для грузового автомобиля.

Таким образом, приемистость лучших газотурбинных двигателей доведена до уровня приемистостей поршневых двигателей, а время разгона автомобилей с газотурбинным двигателем не хуже, чем с поршневыми.

Гарантийный срок службы серийных многоцелевых автомобильных газотурбинных двигателей доведен до 1000 ч. Заводские испытания проведены на срок службы 2000 ч и более (Бойнг, Блекберри, Дженирал электрик [4], [6]). Можно указать на работу авиационных газотурбинных двигателей, лучшие зарубежные образцы которых доведены до срока службы между ремонтами 3400—4000 ч (газотурбинный двигатель «Дарт»). Это превышает срок службы поршневых авиационных двигателей примерно в 2 раза.

Эти примеры показывают, что срок службы серийных газотурбинных двигателей в недалеком будущем не уступит сроку службы автомобильного поршневого двигателя, а в дальнейшем значительно его превысит.

Ремонтные операции газотурбинных двигателей сводятся главным образом к

Таблица 4

Сравнительные данные газотурбинных и поршневых двигателей

Основные показатели	Газотурбинные двигатели		Газотурбинные двигатели со свободно-поршневым генератором газа	Дизель	Карбюраторный двигатель	Лучший параметр
	без теплообменника	с теплообменником				
Удельный вес в кг/л.с.	0,3—1,2	1,1—2	До 5	1,8—4,5	1,2—2,5	Газотурбинный двигатель без теплообменника То же
Удельный габаритный объем в л.с.	0,6—2,0	2,0—6,0	До 7	3,0—6,0	1,2—3	
Удельный расход ¹ топлива в г/л.с.ч.:						
при 100% нагрузке	270—500	185—260	200—250	165—220	200—250	Дизель
• 50%	375—700	250—350	280—325	180—240	240—280	
• 25%	550—850	350—440	330—400	220—260	300—340	
Коэффициент приспособляемости	2,0—2,5	2,0—2,5	2,0—2,5	1,05—1,15	1,15—1,4	Газотурбинный двигатель
Относительная величина отрицательного крутящего момента (торможение двигателя)	До 100% со спецустройствами в коробке передач (муфта поглощения энергии) и с поворотными соплами тяговой турбины	До 100% с перепускным клапаном и тормозной турбиной или со сменой фланца в коробке передач	До 100% без каких-либо устройств в коробке передач	До 25% без каких-либо устройств	До 25% без каких-либо устройств	Газотурбинный двигатель со специальной муфтой Поршневой двигатель
Межремонтный ресурс (надежность) в ч	Многоцелевые серийные 1000; эксплуатация до 5000 ч.		До 2000	До 1500—2000 и тихоходные до 3000	До 2000—3000	Поршневые двигатели
Качество пуска (время подготовки к запуску) в сек. зимой при 25°C	Отличный пуск в любых условиях 20—50 без подогрева			Затруднительный пуск при низких температурах	Подогрев двигателя 20—30 мин	Газотурбинный двигатель
летом	5—15	1,5—12	5—15	5—15	2—3	То же
Приемистость в сек			2—5	1,5—2	1,5—2	
Требования к топливу	Жидкое топливо без ограничения в октановом и цетановом числах			Дизельное топливо с определенным цетановым числом ²	Бензин с определенным октановым числом	Лучшие газотурбинные двигатели, равноценные карбюраторным и дизелью Газотурбинный двигатель

¹ Газотурбинные двигатели сложного цикла и с регулируемым сопловым аппаратом имеют удельный расход 180—225 г/л.с.ч. при 25—100% нагрузке.

² Некоторые дизели доведены до состояния, позволяющего использовать ряд топлив (от карбюраторного двигателя до дизельного), но при этом уменьшается экономичность и мощность двигателя.

замене подшипников качения, дефектных лопаток, очистке камеры сгорания от нагара, промывке форсунок. При сборке требуется отбалансировать роторы турбин.

Все эти операции значительно проще и менее трудоемки, чем расточка блоков, перешлифовка коленчатых валов и т. п. операции, требуемые при ремонте поршневых двигателей.

Эти соображения заставляют признать, что ремонтоспособность газотурбинных двигателей по мере освоения ремонтов станет значительно выше, а стоимость ремонта — ниже, чем у поршневых двигателей.

Устойчивых постоянных конструктивных форм и даже схем газотурбинные двигатели еще не приобрели. Можно указать на четыре определившиеся в настоящее время направления в развитии конструкций автомобильных и близких к ним многоцелевых газотурбинных двигателей.

К двигателям с вращающимся теплообменником относятся двигатель GMT-305 мощностью 225 л. с., двигатель Соляр мощностью 600 л. с., а также двигатель Крайслер CR2A — 140 л. с. Вращающийся барабанный теплообменник у двигателей GMT-305 и Соляр 600 выполнен в виде двух секций, расположенных по бокам двигателя. Такое расположение теплообменников удачно компонуется с несущим корпусом двигателя и обуславливает наиболее компактные их габариты.

У газотурбинного двигателя Крайслер третьей модификации CR2A сохранена в основном его первоначальная схема 1954 г., но введен сопловой аппарат тяговой турбины с переменной управляемой проходной площадью (рис. 8).

У газотурбинного двигателя четвертой модификации 1963 г. схема изменена. Теплообменник выполнен в виде двух вращающихся дисков, расположенных по сторонам двигателя, как у двигателя GMT-305. Это позволило уменьшить расходы воздуха и топлива на режимах холостого хода и на частичных нагрузках и осуществить торможение двигателем (тяговой турбиной) при направлении газовой струи против направления вращения рабочего колеса турбины. Несмотря на компактность вращающихся теплообменников, все же веса и объемы этих двигателей велики.

К двигателям с неподвижным теплообменником и регулируемой площадью соплового аппарата компрессорной турбины относится газотурбинный двигатель Ровер 2S/140 мощностью 140 л. с. (рис. 9). Характерной особенностью этих двигателей является увеличенный удельный вес и габаритный объем.

Фирма Ровер, работая с автомобильными двигателями 1S/110 и 2S/140, одновременно организовала серийное производство менее форсированных газотурбинных двигателей 1S/60 мощностью 60 л. с. и 2S/90 мощностью 90 л. с. для промышленного, авиационно-вспомогательного и аварийного (пожарные насосы) применения.

Неподвижный пластинчатый теплообменник применен в газотурбинном двигателе Оренда мощностью 600 л. с. в совокупности с регулируемым сопловым аппаратом тяговой турбины. Такое сочетание обеспечило хорошую характеристику удельного расхода топлива по нагрузке, но вызвало увеличение удельного веса и габаритного объема, хотя и меньшее, чем у двигателей Крайслер и Ровер.

Построен и испытывается газотурбинный двигатель сложного цикла Форд-704 мощностью 300 л. с. Находится в постройке и доводке двигатель такой же схемы Форд-705 мощностью 600 л. с.

Характерной чертой двигателей этого типа является сложность конструкции и системы регулирования. Веса и габаритные объемы их занимают среднее положение между весами и объемами двигателя с теплообменником и двигателя без теплообменника.

Сложность конструкции и регулирования, а следовательно, и эксплуатации и ремонта при увеличенных весах и габаритах заставляет осторожно оценивать перспективу применения двигателей этого типа на автомобиле, несмотря на их хорошую топливную характеристику.

К двигателям без теплообменников простого цикла и высоких параметров относятся газотурбинные двигатели Бинг-520, Соляр 1100, Лайкоминг T-53, Айрисерч 331, GMC-B-250, Пратт-Уитней PT6A-2 и Дженирал-электрик T-58. Двигатели этого типа имеют очень малый удельный вес и габаритный объем (Соляр 1100 имеет громоздкую конструкцию выпускного трубопровода и его объем велик). Удельный расход топлива у этих двигателей наибольший из всех рассмотренных групп и находится в пределах 0,270—0,320 кг/л.с.ч., превышая в среднем на 20—35% расход топлива газотурбинных двигателей с теплообменниками. Кроме того, удельный расход топлива с уменьшением нагрузки растет более круто, чем у двигателей с теплообменниками.

Однако, несмотря на этот недостаток, упомянутые двигатели находятся в серийном производстве как многоцелевые (авиационно-вспомогательные, аварий-

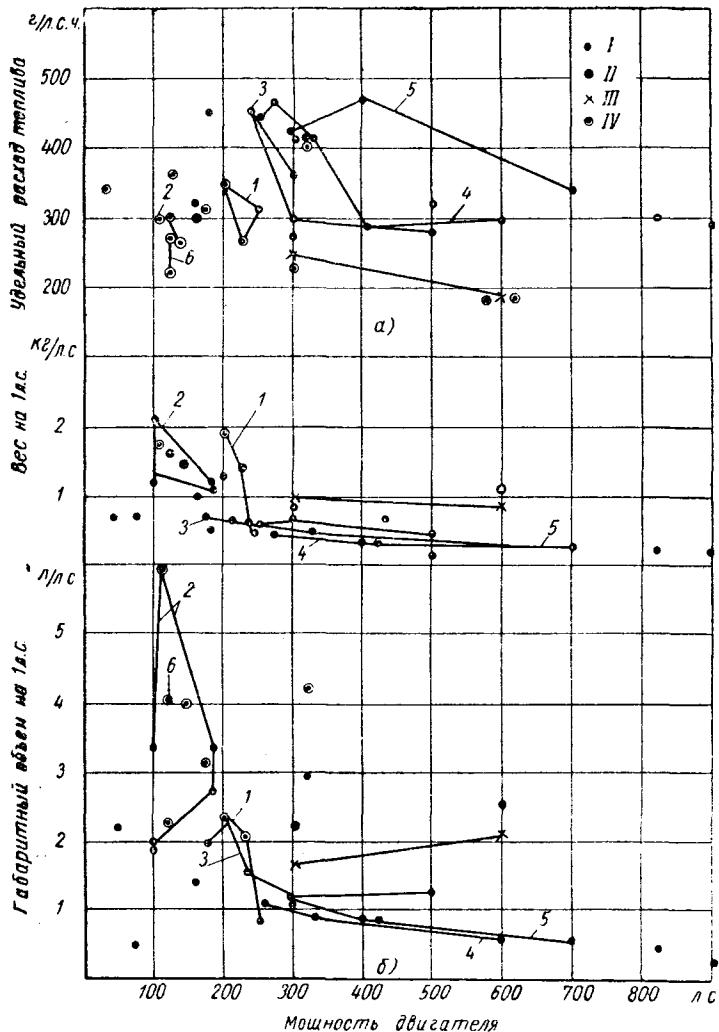


Рис. 5. Изменения удельного расхода топлива (а), удельного веса (б) и габаритного объема (в) в зависимости от мощности газотурбинного двигателя (обозначения те же, что на рис. 4).

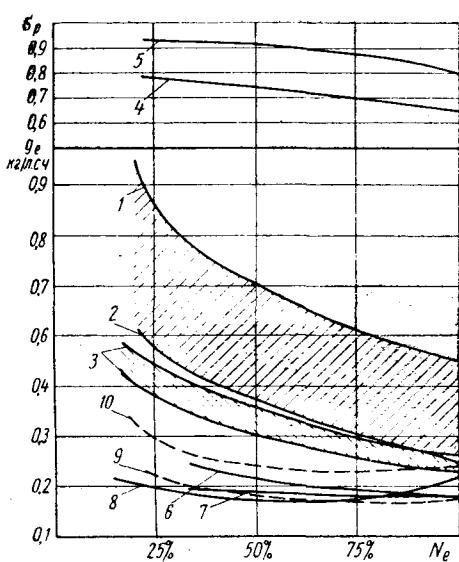


Рис. 7. Удельный расход топлива различными двигателями в зависимости от нагрузки.

1 — автоматическое следящее реле; 2 — поворачиваемые лопатки в нормальном положении; 3 — лопатки в экономичном положении при частичной нагрузке; 4 — лопатки в положении торможения; 5 — ротор тяговой турбины; 6 — педаль подачи топлива.

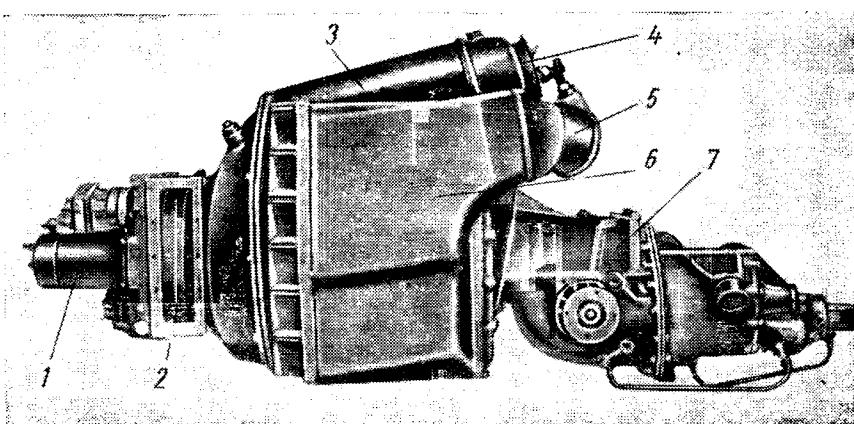


Рис. 8. Схема механизма поворотного топливового аппарата газотурбинного двигателя CR2A:

1 — автоматическое следящее реле; 2 — поворачиваемые лопатки в нормальном положении; 3 — лопатки в экономичном положении при частичной нагрузке; 4 — лопатки в положении торможения; 5 — ротор тяговой турбины; 6 — педаль подачи топлива.

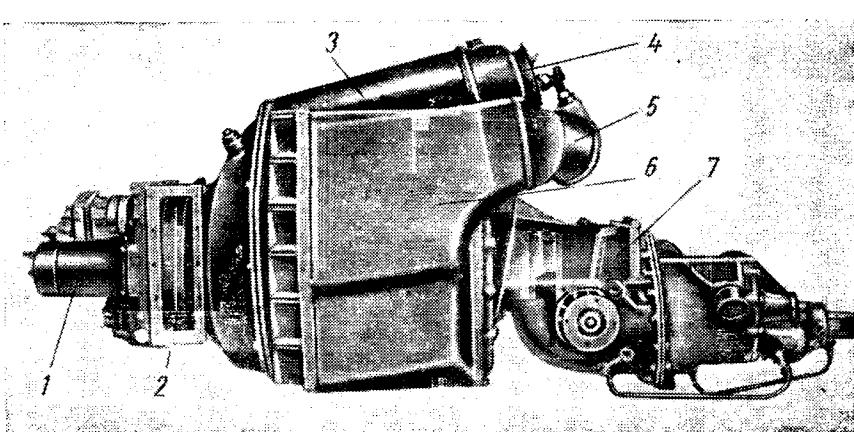


Рис. 9. Газотурбинный двигатель Ровер 2S/140:

1 — электростартер; 2 — выпускное отверстие; 3 — камера сгорания; 4 — форсунка; 5 — выпускная труба; 6 — теплообменник; 7 — коробка передач.

ные, судовые). Будучи многоцелевыми двигателями двухвальной схемы, они привлекли внимание, как могущие быть использованными в качестве автомобильных. Так, были испытаны Боинг 502-2 на грузовом автомобиле-тягаче Кенворт (1952 г.), Боинг 502-10С установлен на пожарном автомобиле ЛяФранс (1960 г.), Лайкоминг Т-53 установлен на автомобиле-амфибии и прошел испытания (1960 г.). Двигатели Т-53 и Т-58 предполагают установить на самосвалы большой грузоподъемности и другие транспортные средства.

Выводы

1. В течение последнего десятилетия газотурбинные двигатели развивались весьма интенсивно, особенно в США, где работы по созданию, развитию и эксплуатационному освоению автомобильных газотурбинных двигателей ведутся широким фронтом и в самых различных отраслях. Особенно большой масштаб имеют работы с мощными двигателями.

2. Температура газа за 10 лет повысилась в среднем на 100°C как у газотурбинных двигателей без теплообменников, так и у двигателей с теплообменниками.

3. Степень повышения давления компрессора за эти 10 лет у двигателей без теплообменника повысилась до 6,5—8,5, а у двигателей с теплообменниками осталась в пределах 3,3—4.

4. Степень регенерации цикла у двигателей с теплообменниками применяется высокой — до 0,85—0,90.

5. Экспериментально в эксплуатации изучаются возможности применения двигателей сложного цикла и регулируемых проходных площадей проточной части турбин и компрессоров.

6. Все мероприятия, проводимые в течение последних пяти лет, характеризуют особенно интенсивную работу по

повышению топливной экономичности газотурбинных двигателей. Топливная экономичность лучших газотурбинных двигателей стала равной экономичности поршневых двигателей. Ведущие концерны (GMC, Крайслер, Боинг) планируют дальнейшее снижение удельных расходов топлива.

7. Определились четыре типа газотурбинных двигателей, с которыми ведутся работы:

1) без теплообменников, с расходом топлива 270—320 г/л.с.ч. мощностью 250—900 л. с.; эти работы ведутся фирмами Боинг, GEC, Лайкоминг и Соляр, которые выпускают такие двигатели как многоцелевые, потом приспособливают их для установки на автомобили;

2) с теплообменниками вращающегося типа (с переменной или постоянной геометрией проточной части тяговой турбины), мощностью 140—600 л. с. с расходом топлива 180—250 г/л.с.ч.; над подготовкой двигателей к производству работают концерны Крайслер, Соляр и GMC;

3) с теплообменником неподвижного (пластиначатого) типа, с переменной геометрией проточной части, мощностью 140—600 л. с., с расходом топлива 180—270 г/л.с.ч.; эти двигатели разработаны фирмами Ровер для легковых автомобилей и Оренда — для автотранспортных средств большой грузоподъемности;

4) сложного цикла мощностью 300—600 л. с. с расходом топлива 250—175 г/л.с.ч.; разработаны концерном Форда для грузовых и специальных автомобилей.

8. По сроку службы близкие автомобильным газотурбинным двигателям серийные многоцелевые двигатели не достигли еще равномощных поршневых двигателей. Но проводимые доводочные работы, испытания, эксплуатация и опыт смежных областей (авиация) дают основу

для считать, что срок службы газотурбинных двигателей, освоенных в серийном производстве, не будет уступать сроку службы поршневых двигателей.

9. В области больших мощностей преимущества газотурбинных двигателей оказываются больше, чем в области малых мощностей. Поэтому в последние годы возник большой интерес к двигателям мощностью 600—900 л. с. Для использования на тяжелых и внедорожных транспортных средствах многие фирмы предлагают мощные многоцелевые газотурбинные двигатели, находящиеся в серийном производстве.

Каждый из рассмотренных типов двигателей может найти применение в автотранспорте. В тех случаях, когда расход топлива не является главным фактором, наиболее пригоден будет газотурбинный двигатель без теплообменника благодаря своим хорошим показателям по весу, габаритам и эксплуатационным преимуществам. Там же, где расход топлива является важной составляющей себестоимости тоннокилометра, найдут применение двигатели с теплообменниками и сложного цикла. Во всех случаях большую перспективу применения имеет сопловый аппарат турбин с регулируемой проходной площадью.

ЛИТЕРАТУРА

- Ховах М. С. и Маслов Г. С. Автомобильные двигатели внутреннего сгорания. Автотрансиздат, 1959.
- Коссов М. А. и Фесенко В. К. Труды НАМИ, вып. 59, 1963.
- «SAE», preprint, 244, 1960.
- «Automotive Industries», 1961, I/III, стр. 19.
- «Oil Engine», 1961, V, № 330, стр. 53.
- «Oil Engine», 1958, XII, № 302.

Канд. техн. наук М. А. КОССОВ



Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески, Машгиз, 1963.

ВРЕЦЕНЗИРУЕМОЙ книге дается анализ конструкции пневматических и гидропневматических подвесок, основы теории и расчета этих подвесок и особенности их эксплуатации. Приводится большой материал, относящийся главным образом к баллонно-кордным и отчасти диафрагменным упругим элементам.

Характеристики различных типов упругих элементов представлены в многочисленных диаграммах. Иллюстрации изображают большое количество конструкций упругих элементов и элементов систем регулировки.

Безусловные достоинства этой книги несколько снижаются некоторыми неточностями теоретической части (главы I, II).

В теоретической части рассматриваются не теория и расчет подвески, а некоторые соображения о зависимостях, связывающих параметры упругого элемента без каких-либо выводов, как эти параметры влияют на вертикальные ускорения, скорость и действительную частоту колебаний автомобиля.

На наш взгляд, основная причина этого заключается в том, что авторы рассматривают не уравнения колебательного движения, учитывающего силы инерции подпрессоренной массы, а соотношения между положением поршня и силой, действующей на поршень. Такой подход исключает возможность получения зависимостей от времени перемещения, скорости и ускорения подпрессоренной массы.

Примененная авторами методика не дает возможность определить частоту и время полного колебания для всего диапазона амплитуд. Отказ авторов от рассмотрения дифференциальных уравнений движения с последующим использованием аппарата теории нелинейных колебаний не позволил создать стойкую теорию пневматической и гидропневматической подвески.

Одним из следствий этого явилось использование авторами условного понятия «эффективный прогиб». Теория нелинейных колебаний подвески может быть построена без введения этого понятия, которое не вносит облегчения, а только затуманивает физическую сущность дела.

На стр. 17, 27 и др. авторы утверждают, что частота собственных колебаний при нелинейной характеристике зависит от

амплитуды. Однако ни в одном разделе книги этой зависимости не дается, хотя авторы используют и сравнивают величины, вычисленные для точки равновесия.

Частота собственных колебаний для нелинейных систем, у которых одна ветвь характеристики является жесткой, а другая мягкой, не обязательно должна зависеть от амплитуды (см., например, Каудерер «Нелинейная механика», стр. 297). В частности, в подвеске без противодавления частота собственных колебаний мало зависит от амплитуды в диапазоне, практически удовлетворяющем работе подвески. Для остальных типов пневмогидравлической подвески частота действительно зависит от амплитуды, и одной из задач расчета подвески является определение частоты при любой амплитуде. Эта задача в книге не решается.

При расчете подвески возникает необходимость определить величину отклонения в одну сторону от положения равновесия по отклонению в другую сторону. Нелинейная механика дает возможность точно определить эту зависимость для каждого частного случая. Авторы этого расчета не приводят.

В книге отсутствует расчет энергоемкости, хотя одним из преимуществ нелинейной подвески по сравнению с линейной является ее большая энергоемкость.

Неудачен вывод из формулы (12). Правильнее, по нашему мнению, что жесткость обратно пропорциональна параметру цилиндра h_0 , а не прямо пропорциональна площади поршня; анализировать следовало бы вторую часть равенства (12). Это относится и ко всем формулам, у которых авторы оперируют с объемами.

В разделе «Телескопические упругие элементы с двумя степенями давления» из примера на стр. 142—143 видно, что применение этой подвески приводит к фактически линейной подвеске. Для использования выгод пневмогидравлической подвески необходимо получить такую характеристику, которая была бы явно прогрессивной.

Приведенные в разделе «Основные закономерности рабочего процесса резинокордных пневматических элементов» зависимости, являясь безусловно правильными, к сожалению, не поставлены в связь с колебательным движением автомобиля.

Описательные главы III, IV, V представляют определенную ценность для читателей благодаря большому числу рисунков (некоторые из них впервые опубликованы в отечественной печати).

В главе VII описана работа нескольких типов регуляторов положения кузова, даются зависимости от определения времени выравнивания кузова. Однако авторы не использовали богатый материал, имеющийся в настоящее время по расчету автоматических систем регулирования. В частности, совершенно не освещены вопросы устойчивости регулирования.

Глава VIII посвящена решению колебаний и уменьшению крена при использовании пневматической подвески. В главе

не высказываются соображения по расчету амортизаторов для случая применения пневматической и пневмогидравлической подвески.

Говоря о выборе коэффициентов амортизации, авторы не учитывают случаев тяжелых и сверхтяжелых автомобилей, когда жесткость шины в значительной мере приближается к жесткости упругого элемента и когда одной из главных задач подвески является создание условий для интенсивного гашения колебаний, определяемых шиной. В этих случаях коэффициенты апериодичности, приведенные авторами, не могут применяться.

Для выяснения оптимальных параметров амортизации необходимо определить движение автомобиля, по крайней мере, как системы с двумя степенями свободы.

Вызывает возражение фраза в первом абзаце на стр. 220: «...нелинейный характер упругой характеристики способствует увеличению затухания колебаний».

В действительности, если исключить влияние амортизатора, нелинейные колебания, так же, как и линейные, являются не затухающими.

Отсутствует определение влияния положения упругого элемента относительно колес. Этот вопрос также заслуживает внимательного рассмотрения, особенно для систем с независимой подвеской.

В главе X стендовые испытания, являющиеся основой доводочных работ над подвеской, рассматриваются авторами без учета инерционных сил, действующих в результате влияния подпрессоренной массы (см. фиг. 135).

Стендовые испытания в такой форме не могут дать нужных сведений о том, как такая подвеска будет влиять во время эксплуатации на колебания автомобиля. Для получения ответа на этот вопрос испытания должны проводиться на стенде, представляющем собой систему с двумя степенями свободы, снабженную двумя массами (подпрессоренной и неподпрессоренной) и двумя упругостями, из которых одна заменяет собой шину, а другая является испытуемым упругим элементом.

Стенд динамической характеристики в таком виде, как он описан на стр. 288—289, дает возможность определить показатель полигонопы в условиях работы подвески в лаборатории, но не дает достаточной информации о работе подвески на автомобиле.

Несмотря на отмеченные недостатки, книга является полезным вкладом в техническую литературу и представляет познавательную ценность для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и автомобильного транспорта.

Канд. техн. наук Ю. Б. БЕЛЕНЬКИЙ, Н. П. ИМАШЕВА

Белорусский политехнический институт

ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ ПО КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ АВТОМОБИЛЕЙ, ВНЕДРЕННЫЕ В ПРОИЗВОДСТВО

Список № 1

Г. Д. Стратий и др. Автоматическое устройство для клеймения. Авторское свидетельство № 108235 [1957, № 8*]. Северо-Кавказский совнархоз.

А. Д. Цемахович. Станок для резки прутков на мерные заготовки. Авторское свидетельство № 109093 [1957, № 10]. Московский совнархоз.

Ф. М. Синицын и др. Штамп для вырубки пазов. Авторское свидетельство № 111335 [1958, № 1]. Волго-Вятский совнархоз.

В. Я. Устинов и др. Полировальный круг из ткани. Авторское свидетельство № 110815 [1958, № 3]. Совнархоз Киргизской ССР.

Б. В. Златницкий. Составное кольцевое сверло. Авторское свидетельство

* Везде в квадратных скобках указаны год и номер журнала «Бюллетень изобретений»

№ 111610 [1958, № 3]. Ленинградский совнархоз.

М. М. Кузнецов. Штамп для двухсторонней клепки. Авторское свидетельство № 112032 [1958, № 3]. Волго-Вятский совнархоз.

И. М. Шнейдер и др. Полуавтоматический станок для отбортовки. Авторское свидетельство № 112151 [1958, № 3]. Киевский совнархоз.

А. П. Аграфенин. Резец с креплением режущей пластинки силами резания. Авторское свидетельство № 112454 [1958, № 3]. Ленинградский совнархоз.

В. И. Бритов. Гайковерт. Авторское свидетельство № 112902 [1958, № 5]. Министерство путей сообщения.

Л. В. Иванова и др. Флюс для пайки алюминия. Авторское свидетельство

№ 113764 [1958, № 6]. Подольский совнархоз.

Н. Е. Будников. Припой для напайки пластинок твердого сплава. Авторское свидетельство № 113812 [1958, № 6]. Московский городской и Ленинградский совнархозы.

П. Я. Коротков и др. Станок для доводки отверстий чугунным притиром. Авторское свидетельство № 117625 [1959, № 2]. Приволжский совнархоз.

А. Н. Силичев. Кузнецкие клещи с пневматическим приводом. Авторское свидетельство № 117635 [1959, № 2]. Ленинградский совнархоз.

В. Н. Тригалев и др. Сборная червячная цилиндрическая фреза. Авторское свидетельство № 118453 [1959, № 5]. Красноярский совнархоз.

Б. Б. Золотарев. Железо-жигатель для точечной сварочной машины. Авторское свидетельство № 118920 [1959, № 7]. Западно-Уральский совнархоз.

А. А. Агафонов и др. Песколовая машина для изготовления стержней. Авторское свидетельство № 120313 [1959, № 11]. Южно-Уральский совнархоз.

Н. В. Троицкий. Устройство для контроля сварных швов в металлических трубах. Авторское свидетельство № 122329 [1959, № 17]. Московский городской совнархоз.

Н. И. Камышный. Загрузочное устройство вибрационного типа. Авторское свидетельство № 122389 [1959, № 17]. Ленинградский и Западно-Уральский совнархозы.

В. И. Еремин и др. Способ гидравлической листовой штамповки (вытяжки). Авторское свидетельство № 122731 [1959, № 19]. Западно-Уральский совнархоз.

В. Е. Малыгин и др. Штамп для штамповки деталей с вытяжкой. Авторское свидетельство № 122732 [1959, № 19]. Средне-Уральский совнархоз.

М. И. Азбель и др. Полуавтоматическая машина для литья под давлением. Авторское свидетельство № 124080 [1959, № 22]. Ленинградский совнархоз.

В. И. Панюхин. Тормоз нормального замкнутого типа. Авторское свидетельство № 125021 [1959, № 24]. Совнархоз Верхне-Волжского экономического района.

Ш. А. Гольденберг. Воздухораспределитель. Авторское свидетельство № 125102 [1959, № 24]. Московский городской совнархоз.

П. И. Севбо и др. Автомат для дуговой сварки. Авторское свидетельство № 131009 [1960, № 16]. Ленинградский совнархоз.

В. Ф. Кутасов и др. Устройство для поверки якорей машин постоянного тока. Авторское свидетельство № 132320 [1960, № 19]. Северо-Кавказский совнархоз.

В. А. Трутень. Устройство для измерения размеров изделий. Авторское свидетельство № 131097 [1960, № 16]. Красноярский совнархоз.

А. Н. Рабинович и др. Пневматический вибрационный бункер. Авторское свидетельство № 132048 [1960, № 18]. Львовский совнархоз.

В. И. Левин и др. Способ правки изделий, имеющих форму тел вращений. Авторское свидетельство № 132054 [1960, № 18]. Московский городской совнархоз.

А. К. Игринев и др. Устройство для автоматической дуговой сварки. Авторское свидетельство № 134354 [1960, № 20]. Западно-Сибирский совнархоз.

торское свидетельство № 132738 [1960, № 20]. Западно-Сибирский совнархоз.

М. М. Ермаков и др. Автомат для электронагрева заклепок. Авторское свидетельство № 134354 [1960, № 24]. Средне-Уральский совнархоз.

И. И. Румянцев. Устройство для проверки аккумуляторов. Авторское свидетельство № 135142 [1961, № 2]. Ленинградский совнархоз.

И. А. Ревков. Сварочный манипулятор. Авторское свидетельство № 135555 [1961, № 3]. Государственный комитет СССР по авиационной технике.

А. Я. Белкин. Устройство для доливки аккумуляторов электролитом. Авторское свидетельство № 137956 [1961, № 9]. Донецкий совнархоз.

И. А. Петухов. Включатель зажигания двигателей внутреннего сгорания. Авторское свидетельство № 141040 [1961, № 17]. Ленинградский совнархоз.

Х. З. Брен. Самоподжимной сальник. Авторское свидетельство № 136136 [1961, № 4]. Московский городской совнархоз.

Е. Н. Нестеров и др. Установка для непрерывной дробеметной обработки заготовок, например литья. Авторское свидетельство № 136215 [1961, № 4]. Северо-Кавказский совнархоз.

Фирма

ФРИДРИХ БЛАЗБЕРГ

г. Золинген (ФРГ) поставляет:

Специальное оборудование

Автоматы с программным управлением, высокопроизводительные ванны для блестящего никелирования при плотности тока до 16 а/дм².

Ванны для твердого хромирования.

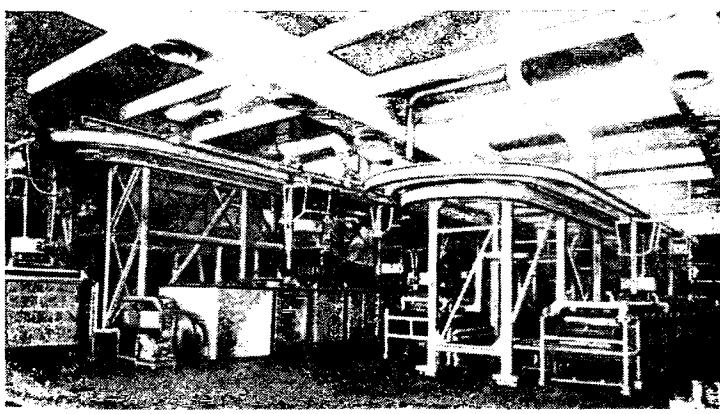
Саморегулирующиеся ванны для хромирования.

Ванны для покрытия благородным металлом.

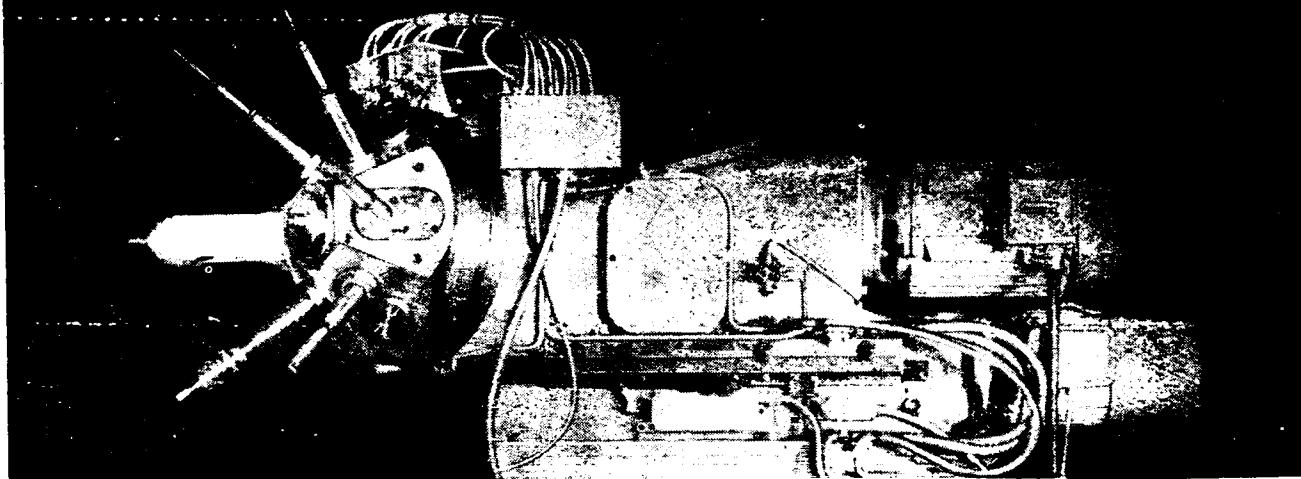
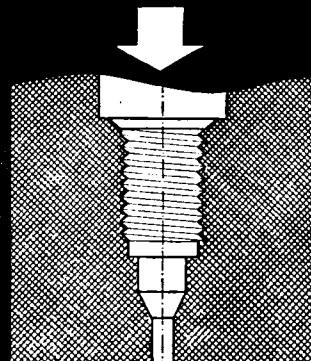
Ванны для блестящего омеднения, кислотные и щелочные.

Ванны для блестящей оцинковки, ванны для блестящего кадмирования.

Ванны для электролитического окисления блестящего алюминия.



ДЛЯ СВЕРЛЕНИЯ ПО
РАЗЛИЧНЫМ ДИАМЕТРАМ...
ЦЕКОВАНИЯ...
ЗЕНКОВАНИЯ...
НАРЕЗАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ РЕЗЬБЫ...
РАЗВЕРТЫВАНИЯ...



В МАЛОЙ ИЛИ СРЕДНЕЙ СЕРИИ
ВЫБИРАЙТЕ
ЭЛЕКТРО МЕХАНИЧЕСКИЕ СИЛОВЫЕ ГОЛОВКИ
«РЕНО»

Их стандартные составляющие детали могут приводить в движение многочисленные машины от самой простой до самой сложной. Переналадка их простым изменением оснастки дает возможность обрабатывать с большой точностью самые различные детали.

Многочисленные предприятия — малые, средние и большие, — производящие во всех отраслях промыш-

ленности электроаппаратуру и электродвигатели, автомобили, различные машины для ядерной энергии, моторы всех мощностей, холодильники, краны и т. д. с успехом применяют Машины-Станки «РЕНО».

При затруднениях в использовании оборудования «РЕНО» обращайтесь к одному из специалистов «РЕНО Машины-Станки».

MO. F/6.R

