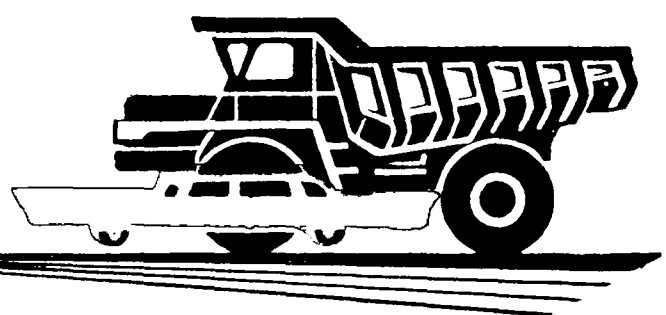


АВТОМОБИЛЬНАЯ

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1963

11



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

А. Ф. Дергачев — Стимулировать повышение надежности и долговечности автомобиля	1
Г. Н. Ровинский — Элементы методики типового проектирования цехов холодной штамповки	4

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

В. К. Лакин — Теоретические положения методики назначения оптимального режима приработки двигателей внутреннего сгорания	8
В. Д. Муравьев — Использование метода выбега для определения внутренних потерь двигателя внутреннего сгорания	10
И. А. Левин — Об использовании гидротрансформатора в качестве замедлителя автомобиля	12
В. И. Раскин, Г. И. Семенов — К определению причин обрыва болтов противовесов коленчатых валов двигателей ЯМЗ	14
П. В. Аксенов, П. П. Ширяев — Об управляемости активных полуприцепов	15
В. И. Кнороз, А. С. Резников, Г. В. Губарев — Методика выбора шин для автобусов	19
Г. И. Коган-Вольман, Ф. М. Кантор — Метод экспериментального определения жесткости изгиба гибкого проволочного вала	23
А. С. Мечев — Коробка отбора мощности КОМ-68	25
Ю. А. Купеев — О критериях оценки автомобильных генераторов	26
В. А. Орлов — Исследование работы автомобильного карбюратора при различных температурных условиях	29
В. И. Панов — Влияние влажности снега на его свойства и на сцепление движителей с поверхностью снежного пути	32

ТЕХНОЛОГИЯ

М. М. Кобрин, Л. М. Лельчук — Усталостная прочность низколегированных сталей в образцах и рамных конструкциях из гнутых профилей	34
И. И. Карпилег — Холодное выдавливание электродов	37
Ю. Л. Берман — Универсально-сборные приспособления	38
Л. А. Улисов — Устройство для перемещения, подъема и разворота автомобильных рам	40
А. Б. Новиков — Выдавливание взамен обработки резанием	41
В. И. Романовский, И. С. Сидоров, А. И. Тупикин — Приспособление для быстрого отвода резцов	42
А. М. Смуров — Технология изготовления вкладышей с зубьями	43

ИНФОРМАЦИЯ

А. С. Штейнберг — Воздушное распыливание топлива газотурбинного двигателя Rover	45
Ю. В. Наумов — Английские грузовые автомобили на Лондонской выставке	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. Разамат, Д. Д. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвов, 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 О. Е. Гинзбург

Сдано в производство 7/IX 1963 г. Подписано в печать 18/X 1963 г.
Т-12774 Тираж 14325 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,75 Бум. л. 3 Формат 60 × 90¹/₈. Зак. 3975

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

11

НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

Год издания XXIX



УДК 629.113:004

Стимулировать повышение надежности и долговечности автомобиля

(В порядке обсуждения)

Канд. эконом. наук **А. Ф. ДЕРГАЧЕВ**

Московский автодорожный институт

В НАСТОЯЩЕЕ время в автомобильном транспорте страны занято свыше 4 млн. чел. Люди заняты и организацией автомобильных перевозок, и поддержанием автомобилей в эксплуатационной готовности; в последней категории работников насчитывается значительно более 1 млн. чел.

Если подвижной состав автомобильного транспорта останется на нынешнем техническом уровне, то при увеличении к 1980 г. объема автомобильных перевозок примерно в 5—6 раз, в нем должно быть занято свыше 20—25 млн. чел., в том числе около 2 млн. чел. на поддержании автомобилей в эксплуатационной готовности.

При сопоставлении этих цифр с численным составом работников всей промышленности нашей страны (23 млн. чел.) становится очевидным, что занять такое количество людей в автомобильном транспорте не позволяют ресурсы.

Следовательно, увеличение объема автотранспортных перевозок должно идти за счет роста производительности труда, который в значительной мере зависит от степени технического совершенства подвижного состава.

Техническое совершенствование подвижного состава связано с решением вопросов надежности и долговечности, позволяющих значительно повысить производительность труда в сфере эксплуатации и сократить трудовые затраты, осуществляемые в настоящее время в целях обеспечения надежности и увеличения долговечности автомобиля.

Вопросы долговечности и надежности — это также вопросы повышения эффективности капитальных вложений. Капитальные вложения становятся более эффективными, если созданные основные фонды будут более надежны и долговечны. Себестоимость 1 км пробега тем меньше, чем меньше затраты по

техническому обслуживанию и ремонтам и чем долговечнее автомобиль.

Долговечность автомобиля, закладываемая при его конструировании, должна находиться в органической связи с моральным и физическим износом. Морально изношенный автомобиль не экономичен, он снимается с эксплуатации до наступления физического износа, в этом случае остаются неиспользованные ресурсы.

Наряду с этим остро стоит проблема подтягивания всех элементов конструкции по их долговечности до общего срока жизни автомобиля, что также имеет прямую связь с эффективностью капитальных вложений.

За счет капитальных вложений создается новый автомобиль, строятся автозаводы, новый автомобиль внедряется в народное хозяйство, создается материально-техническая база автотранспорта (гаражи, станции технического обслуживания, ремонтные заводы).

Все произведенные капитальные вложения должны быть окуплены в определенный срок за счет экономии, получаемой от использования новых моделей автомобилей.

Исходя из запроецированных темпов развития экономики нашей страны, каждый рубль, вложенный в народное хозяйство, должен давать годовую экономию, составляющую 30—35% первоначальных затрат.

Такая и большая экономия может быть получена, если последовательно будет решаться проблема надежности, которая органически связана с вопросом экономичности конструкции.

Если долговечность — экономически оправданный срок жизни автомобиля, связанный с определенными объемами и пе-

риодичностью ремонтных воздействий, где границей физической долговечности является моральный износ, то надежность — это гарантированный период работы без всяких ремонтных воздействий, а следовательно, без вынужденных простоев, потребления запасных частей, ремонтных материалов, рабочего времени, без удорожания эксплуатации, связанной с сокращением транспортной работы, и распределения постоянной части накладных расходов на меньший объем выполненных работ. Таким образом, в данном случае повышение надежности автомобиля — это конкретный путь снижения эксплуатационных затрат.

Научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта в одном из исследований было установлено, что сроки службы деталей нового автомобиля крайне неравномерны. Они колеблются от 10 до 400 тыс. км, а в первый период до капитального ремонта амплитуда разброса сроков службы отдельных деталей равна 1:12.

Это значит, что через каждые 10 тыс. км пробега автомобиль приходится ремонтировать, но так как каждый последующий ремонт увеличивается в объеме (к нему прибавляются дополнительные работы по деталям с промежуточными сроками службы), то затраты начинают возрастать в геометрической прогрессии и к моменту капитального ремонта достигают значительных суммарных величин.

Если проследить за величиной общественных затрат, связанных с производством, эксплуатацией и ремонтом автомобиля, за весь его амортизационный срок, то вскрывается проблема надежности и долговечности автомобиля.

Сопоставляя общественные затраты на изготовление автомобиля и на последующие работы по техническому обслуживанию и ремонтам, увидим их в таких соотношениях в %:

Изготовление	13
Техническое обслуживание	25
Эксплуатационные ремонты	50
Капитальные ремонты	12

100

Из этих данных видно, что затраты, связанные только с поддержанием надежности автомобиля в период его эксплуатации, и затраты, связанные с продлением его жизни до амортизационного срока, превышают первоначальные затраты почти в 7 раз.

В приведенной структуре отражены все общественные затраты, связанные с производством, обслуживанием и ремонтом автомобиля, однако если сопоставить только один показатель — трудоемкость этих работ, то трудовые затраты будут иметь совершенно другую структуру, а именно:

Изготовление автомобиля	1,4
Ежедневный уход	15,7
Техническое обслуживание (первое и второе)	29,7
Эксплуатационные ремонты	46,0
Капитальные ремонты	7,2

100,0

Следовательно, вынужденные затраты живого труда по поддержанию надежности и долговечности (без затрат на ежедневный уход) почти в 60 раз больше, чем затраты на изготовление автомобиля. Это очень убедительно свидетельствует и о том, что проведение технического ухода и текущих ремонтов очень осложнено самой конструкцией автомобиля.

Однако следует отметить, что повышенные затраты связаны с недостаточным оснащением работ по техническому обслуживанию и ремонту, а также с не всегда своевременным и качественным проведением профилактических мероприятий.

Недостаточная надежность конструкции выступает в излишних затратах на техническое обслуживание и эксплуатационные ремонты, которые на каждый миллион автомобилей, находящихся в эксплуатации, составляют в год 1 млрд. руб.

Долговечность по общей сумме затрат определяется общественными издержками, связанными с капитальным ремонтом автомобиля и равными в настоящее время 92% его первоначальной стоимости, а по суммарной трудоемкости за амортизационный период, больше, чем изготовление нового автомобиля в 5 раз. Здесь отражается влияние двух факторов: сложности ремонта автомобиля и несовершенных форм организации авторемонтного производства.

Кроме общественных затрат только на техническое обслуживание и ремонт автомобилей, производятся огромные за-

траты, связанные с эксплуатацией автомобилей. Структура всех общественных затрат (в %) на один грузовой автомобиль имеет такой вид:

Изготовление автомобиля	4,8
Техническое обслуживание	6,4
Перевозочная работа	46,0
Погрузочно-разгрузочные работы	20,0
Эксплуатационные ремонты	18,4
Капитальные ремонты	4,4

100,0

Из приведенных данных видно, что общественные затраты, связанные с производством автомобиля, ничтожны (4,8%) по сравнению с затратами, которые бывают в дальнейшем. Очевидно, как бы важна не была экономия затрат на производство автомобиля, она не окажет существенного влияния на сокращение народнохозяйственных издержек в автомобильном транспорте в целом. Наоборот, даже значительное удорожание производства автомобилей, связанное с совершенствованием его конструкции и сокращением эксплуатационных затрат, не только не увеличит, а существенно сократит издержки автомобильного транспорта. Например, надежное крепление гаек, увеличение периода смазок и повышенные удобства для смазки могут в 2 раза сократить затраты по техническому обслуживанию, и вряд ли потребуются удорожание производства автомобиля более чем на 10%, зато народное хозяйство получит годовую экономию 100 млн. руб. на каждый миллион автомобилей, находящихся в эксплуатации.

Значительное расширение выпуска автомобилей, оснащенных погрузочно-разгрузочными устройствами, увеличит стоимость автомобиля не более как на 20—30% (при массовом выпуске), т. е. поднимет удельный вес затрат на производство до 7%. Но этот увеличенный на 1,2% удельный вес затрат в автомобильной промышленности сократит затраты в эксплуатации на сумму, в 20—30 раз большую, и, самое главное, высвободит огромное число рабочих на погрузке и разгрузке.

Проблема надежности и долговечности автомобиля настолько значительна, что за ее разрешение нужно браться немедленно.

Решение этой проблемы возможно при следующих условиях:

1) при конструировании нового автомобиля нужно уже в задании на проектирование закладывать требования к будущему автомобилю по надежности и долговечности, выраженные в км пробега;

2) завод-изготовитель должен выпускать автомобиль с гарантийным сроком службы без всяких ремонтных воздействий (надежность) и с оптимальной долговечностью работы, которая может быть обеспечена проведением ремонтных операций в установленном объеме и через определенные периоды времени;

3) эксплуатационные и ремонтные предприятия должны быть заинтересованы не только в том, чтобы соблюдать предписанные режимы работы и обслуживания автомобиля, но и увеличивать срок службы сверх установленных нормативов;

4) должна быть осуществлена широкая и достоверная информация о поведении автомобиля в эксплуатации, о фактических сроках службы его отдельных узлов, агрегатов и деталей, о причинах возникающих потребностей в ремонтных воздействиях, о характере износов сопряжений и отдельных деталей, т. е. должен быть поставлен надлежащий учет, на основе анализа данных которого можно наметить основные пути решения поставленной проблемы;

5) все работающие над решением этой проблемы должны быть материально заинтересованы.

Решение вопросов надежности и долговечности в проектно-исполнительном процессе должно быть увязано с себестоимостью единицы производительности. Практически это значит следующее: при проектировании автомобиля должны быть определены грузоподъемность, скорость движения, время на погрузочно-разгрузочные работы, гарантийные сроки службы без ремонтных воздействий, виды и объемы ремонтных воздействий и их периодичность, себестоимость перевозок груза при заданной дальности езды, первоначальные затраты на производство нового типа автомобиля, экономия от снижения себестоимости транспортной работы и окупаемость вложенных средств. Последний показатель, очевидно, должен быть на уровне нормативного показателя или лучше его.

Конструкторы, создающие новый, более прогрессивный автомобиль с гарантированной надежностью и долговечностью, должны материально и морально поощряться. Эти поощрения

могут быть выражены в виде названия новой конструкции именем конструктора, именных вешевых и денежных премий. Последние на основе премиальных положений по созданию и внедрению новой техники должны предусматривать повышенное вознаграждение за конструкции с определенной и более высокой, чем другие, надежностью и долговечностью. При этом особо нужно стимулировать технико-экономические показатели, превышающие уровень мировой техники.

Разумеется, что проектные показатели по установленной надежности и долговечности должны базироваться на строго научных расчетах и экспериментальных данных, а для этого потребуются вооружить проектно-конструкторские организации соответствующими лабораториями для испытания опытных серий по ускоренным режимам, близким к условиям эксплуатации.

Заводы автомобильной промышленности, в свою очередь, работая над повышением экономичности конструкции, в том числе над повышением надежности и долговечности, должны поощряться. Это поощрение целесообразно осуществлять путем отражения достигнутых результатов в основных оценочных технико-экономических показателях работы завода и специальным премированием работников предприятия за достижение повышения показателей надежности и долговечности.

*Эта задача может быть решена следующим образом:

1. Вначале на основе статистических данных необходимо установить исходную базу, т. е. средние периоды работы выпущенного из производства автомобиля до первого ремонтного воздействия; объемы и удельную стоимость эксплуатационных ремонтов; объемы, периодичность, стоимость и количество капитальных ремонтов.

2. Завод, производящий автомобили и на основе осуществленных мероприятий и экспериментальных работ, повысивший надежность и долговечность автомобиля против исходной базы при одновременном снижении стоимости транспортной работы, имеет право на преysкурантную надбавку.

Преysкурантные надбавки устанавливаются на продукцию, выпускаемую со специальным паспортом, в котором указывается гарантированный пробег автомобиля без всяких ремонтных воздействий, долговечность автомобиля при заданной периодичности, объемах и стоимости ремонтных работ, стоимость единицы транспортной работы.

Преysкурантная надбавка строится с таким расчетом, чтобы часть народнохозяйственной экономии от улучшения качества продукции была отражена на результатах деятельности автостроительного предприятия, а вторая часть — на результатах хозяйственной деятельности эксплуатационных хозяйств. Это значит, что дополнительные затраты, связанные с повышением надежности и долговечности, должны не только полностью окупаться, включая и премиальные вознаграждения работников за улучшение этих показателей, но и повышать рентабельность предприятий, выпускающих продукцию с гарантированными сроками службы, т. е. с соответствующими периодами надежности и долговечности. Это также значит, что и предприятия, эксплуатирующие продукцию более высокого качества, будут заинтересованы оплатить преysкурантную надбавку, так как эта надбавка будет гарантировать им более высокую рентабельность их работы.

3. Наряду с этим нельзя забывать, что долговечность автомобиля достигается не только конструктивными его качествами, но и качеством капитального ремонта. Если за величину пробега до первого капитального ремонта полностью несет ответственность завод-производитель, то пробег после капитального ремонта до очередного, или до списания уже в известной мере зависит от авторемонтного предприятия. Очевидно, будет правильным и авторемонтные предприятия поставить в условия, аналогичные условиям автостроительных заводов, т. е. ввести преysкурантную надбавку цен на капитально отремонтированный автомобиль, превышающий базовые показатели на тех же принципах, что и преysкурантная надбавка для автостроителей, однако не выше сумм амортизации, установленных для финансирования капитального ремонта.

Преysкурантная надбавка, как элемент ценообразования данной продукции может существовать лишь до освоения и выпуска нового автомобиля с более высокими технико-экономическими показателями, в том числе надежностью и долговечностью. Однако она не остается неизменной и может быть повышена, если завод увеличивает гарантийный срок службы выпускаемой им продукции.

Разумеется, назначение повышенной надежности и долговечности, за которую оплачивается преysкурантная надбавка, должно быть ответственным. Поэтому возникает необходимость предусмотреть соответствующие санкции за снижение в реальных условиях эксплуатации срока службы автомобиля против гарантированного. Эти санкции должны быть такими, чтобы полностью покрывать преysкурантную надбавку и лишать руководящих работников права на премирование в те месяцы, в течение которых были рекламации на качество продукции.

Реализация резервов надежности и долговечности в известной мере зависит и от автоэксплуатационных хозяйств, поэтому система материального стимулирования должна быть распространена и на работающих в сфере эксплуатации автомобиля.

Для них за счет дополнительной экономии, получаемой от снижения эксплуатационных расходов, должен быть создан специальный фонд, который может расходоваться как на проведение мероприятий по увеличению надежности и долговечности, зависящих от эксплуатационных условий, так и на премирование работников, реализующих эти мероприятия и добивающихся увеличения паспортного срока службы автомобиля, показатели работы должны быть органически связаны с уровнем эксплуатационных расходов на единицу транспортной продукции и со строгим соблюдением учетной дисциплины, вводимой по учету фактических показателей надежности и долговечности.

Наряду с развитием теории расчета элементов конструкции, позволяющей находить решения равновеликости сроков службы деталей автомобиля, наряду с широким развитием экспериментальных работ, связанных с решением этой проблемы, огромное практическое значение приобретает статистический учет фактических показателей надежности и долговечности.

Полная и достоверная информация о работе автомобилей в условиях эксплуатации, обработанная методами математической статистики, раскрывает закономерности, зависимости и причины недостаточной надежности автомобиля и очень высоких затрат для обеспечения его долговечности.

Объективная информация о качестве продукции, как важнейшее условие его повышения, должна быть возведена в ранг важнейшей государственной отчетности. Учет должен отражать условия эксплуатации (дорожные, груз, погрузки и др.); время работы автомобиля, узла, агрегата, детали до первого отказа в работе, причины и следствия отказов, как технические, так и экономические; техническую характеристику износов; сроки службы деталей до и после ремонтных воздействий; удельные затраты по техническому обслуживанию и ремонтам, как издержки, связанные с повышением надежности и увеличением долговечности в условиях эксплуатации.

Такой учет должен быть системным, т. е. органически связанным с учетом текущих результатов хозяйственной деятельности. Учет должен быть максимально механизированным как в автохозяйствах, так и на ремонтных предприятиях. Данные такого учета в виде стандартных перфокарт должны представляться в установленный центр для статистической обработки на электросчетных машинах.

Статистическая информация должна быть двух родов: как категория хозяйственного учета, направляемая в ЦСУ и отражающая фактические коэффициенты надежности и долговечности и как техническая информация, направляемая только в проектно-конструкторские организации и на заводы-изготовители, а по отремонтированным автомобилям — на автомобильные заводы, производящие капитальные ремонты.

Статистическая информация, надлежаще обработанная, будет являться мощным средством в деле борьбы за самую производительную и экономичную советскую технику.

Элементы методики типового проектирования цехов холодной штамповки

(В порядке обсуждения)

Г. Н. РОВИНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ВНЕДРЕНИЕ типовых проектов при строительстве и реконструкции промышленных предприятий и их цехов дает возможность ускорить и удешевить проектирование и строительство.

В настоящее время типовые решения охватывают преимущественно вопросы строительного проектирования. Типовые решения в области технологии и организации производства разработаны и используются пока еще совершенно недостаточно. Такое же положение наблюдается и при проектировании цехов холодной штамповки.

Наибольшая эффективность от применения типовых проектов будет в том случае, если последние будут комплексными, т. е. типизацией будет охвачен весь проект, начиная с технологии производства.

Некоторые работы по типизации технологии холодной штамповки применительно к различным отраслям производства, видам продукции и объемам ее выпуска уже проводились. Так, например, в автомобильной промышленности такую работу проводил НИИТАвтопром. Однако внедрение типовой технологии по разработанным рекомендациям в практику производства пока не получило заметного размаха. Одна из причин этого заключается, по-видимому, в том, что типовая технология может успешно внедряться только при наличии ряда типовых организационных решений, которые должны быть отражены в технологической части проектов цехов, в частности в планировках и компоновках производственных участков.

Имеющиеся в отдельных отраслях производства нормы технологического проектирования, хотя и нормализуют отдельные решения, все же не могут служить заменой более широкой типизации при разработке технологической части проектов, так как комплексных вопросов эти нормы не затрагивают. Одним из таких важных комплексных вопросов является проработка типовых решений, включающих планировки и компоновки цехов.

Технология холодной штамповки по своей специфике способствует успешному решению такой задачи. Применяемые для холодной штамповки листоштамповочные прессы в подавляющем большинстве являются прессами универсального назначения и для них могут быть найдены типовые решения в области организации рабочих мест, где выпускаемая продукция может быть легко сгруппирована по принципу однородности технологии. Очевидно такие типовые решения не будут подвергаться принципиальным изменениям при переходах с выпуска одного вида продукции на выпуск другой, так как типовая технология при этом сохраняется.

Кроме того, типовые проекты способствуют повсеместному применению передовых технологических методов и организационных принципов.

Ниже излагаются методические основы для разработки типовых компоновок и планировок пролетов производственных цехов холодной штамповки, применительно к условиям, существующим в крупносерийном и массовом машиностроении (автотракторная промышленность, сельскохозяйственное машиностроение, производство бытовой техники и т. п.).

В основу типизации планировок и компоновок производственных пролетов в цехах холодной штамповки могут быть положены «микропланировки», т. е. типовые схемы организации рабочих мест возле устанавливаемых на участках прессов. При разработке микропланировок за базу могут быть взяты типоразмеры применяемого прессового оборудования.

Вследствие универсальности листоштамповочных прессов характер производимой на них продукции при типовой технологии будет в основном определяться типоразмером прессы, т. е. его номинальным усилием, размерами штампового пространства и длиной хода ползуна. При этом на одном и том же типоразмере прессы возможно достаточно широкое варьирование выбора конструкций применяемых штампов (например, последовательных, совмещенных и др.) при условии, что вы-

пускаемая продукция сгруппирована по технологической однородности (размеры изделия, глубина вытяжки, толщина исходного материала, конфигурация). Следовательно, для выпуска определенных сгруппированных по указанному выше принципу видов изделий можно взять ряд типоразмеров прессов с такими градациями в параметрах характеристики, которые обеспечивали бы нужную универсальность для возможных вариантов типовой технологии производства в зависимости от конкретных требований к продукции, объема ее выпуска и т. д.

Таким образом, микропланировки разрабатываются для ряда типоразмеров прессов внутри различных конструктивных групп прессового оборудования, применяемого в цехах холодной штамповки (прессы с открытой станиной, прессы с закрытой станиной однокривошипные, двухкривошипные и др.). Конструктивная группа прессов также в значительной степени предопределяет область их технологического использования.

Микропланировки должны учитывать специфику производства в данной отрасли применения холодной штамповки, в том числе уровень автоматизации и механизации производственного процесса, применяемые для этой цели типовые устройства, размеры изделий и практически существующие партии пуска, определяющие размеры и конструкцию используемой производственной тары и т. д.

Микропланировки, кроме того, должны быть разработаны с учетом обеспечения наиболее эффективного использования оборудования, должны учитывать требования техники безопасности при работе на прессах, удобства их обслуживания при ремонте и при переналадках, удобства для транспортирования и хранения заготовок, полуфабрикатов, готовой продукции, штампов и пр.

Для возможности создания типовых компоновок и планировок производственных пролетов, микропланировки должны быть унифицированы по отдельным размерам в плане. Такая унификация должна обеспечивать составление из микропланировок технологических цепочек, включающих различные типоразмеры прессов, с размещением этих печек в пролетах с типовой схемой расположения проездов для транспорта, проходов и т. д. Такая унификация должна быть, кроме того, увязана с использованием пролетов различной ширины.

При разработке таких типовых микропланировок применительно к указанному отраслям машиностроения за базу могут быть взяты следующие конструктивные группы механических листоштамповочных прессов:

- а) мелкие прессы с открытой станиной с диапазоном номинальных усилий 16—100 т;
- б) однокривошипные прессы с закрытой станиной усилием 160—2000 т;
- в) двухкривошипные и четырехкривошипные прессы усилием 160—4000 т;
- г) прессы-автоматы (с нижним приводом, многопозиционные и др.).

Чеканочные прессы, а также прессы двойного и тройного действия почти не имеют принципиальных особенностей в организации рабочих мест по сравнению со второй и третьей из перечисленных групп, поэтому для них могут быть использованы микропланировки, разработанные для близких по размерам прессов этих групп.

Внутри каждой группы листоштамповочных прессов микропланировки разрабатываются для ряда наиболее широко употребляемых типоразмеров, причем эти микропланировки унифицируются с близкими промежуточными типоразмерами, которые могут использоваться в качестве заменителей основных. Небольшой разницей в размерах в плане у смежных типоразмеров прессов можно при этом пренебречь, так как эта разница практически не отражается на характере и размерах микропланировки.

При разработке микропланировок для различных конструктивных групп прессов необходимо учитывать характер выполняемых на прессах этой группы технологических операций.

В данном случае для прессов с открытой станиной практическое различие, влияющее на организацию рабочего места, определяется характером исходной заготовки (лента в рулонах, полоса, нарезанная из листа, полуфабрикат от предыдущих операций, т. е. незаконченные при обработке изделия). Другим важным фактором, влияющим на организацию рабочего места, является применение или отсутствие средств механизации и автоматизации в виде специальных устройств к прессу. Третьим фактором служит применяемый вид внутрицехового транспорта, так как например, при применении в качестве основного средства транспорта авто- или электропозвучиков, электрокар и других колесных типов транспортирующих механизмов, микропланировки должны учитывать свободу доступа этих механизмов к находящейся на рабочих местах производственной таре. Соответственно компоновки и планировки пролетов должны иметь достаточно развитую сеть проездов.

При небольших объемах грузопотоков в пролетах основным средством перемещения грузов внутри пролета могут служить

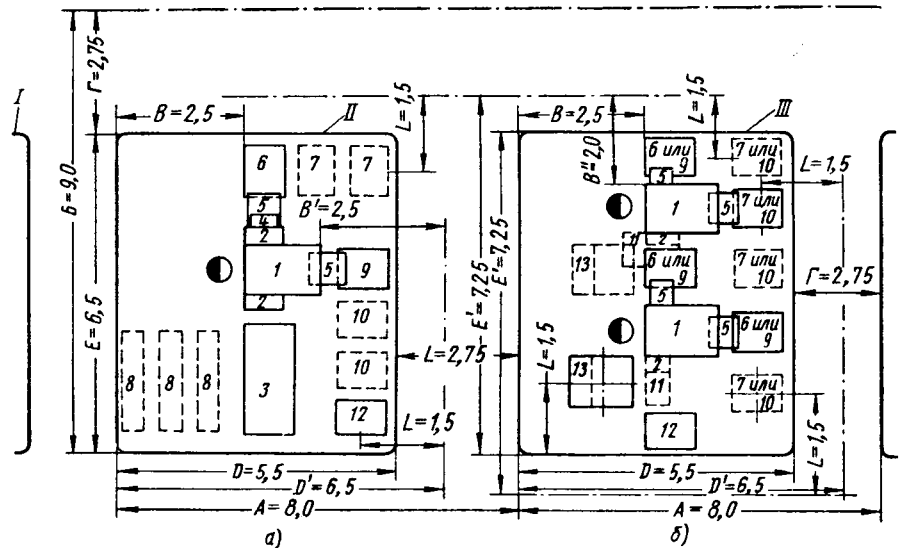
строго в одной и той же последовательности по установленным на участке прессам, следуя единому потоку. Таким образом, число выполняемых на участке технологических операций обычно значительно превышает число установленных мелких прессов.

Все указанное предопределяет необходимость выделения внутри пролетов мелкой штамповки площадей для хранения запасов межоперационного полуфабриката.

При выделении площади для хранения этих запасов возникает вопрос, как и где размещать такие промежуточные склады. Очевидно, могут быть два решения: выделение внутри пролета или участка централизованной площади для промежуточных складов или, наоборот, выделение соответствующих площадей на отдельных рабочих местах. При организации централизованного склада неизбежна возвратность и петлеватость грузопотока и, как следствие этого, излишние потери времени на транспортирование изделий на склад и обратно. Аналогично стоит вопрос и с размещением складов мелких штампов. Неудобства, связанные с дальними перевозками штампов при их централизованном хранении, представляются более существенными, чем некоторое усложнение их учета при выделении складов, непосредственно на участках штамповки,

Рис. 1. Пример микропланировки для мелких прессов:

а — для прессов усилием 40–63 т для операций вырубки из полосы или ленты; б — для доделочных операций; I — рабочее место № 1; II — рабочее место № 2; III — рабочее место № 3 и 4; 1 — штамповочный пресс; 2 — автоматическая подача полосы ленты или загрузочное устройство для отдельных заготовок или деталей; 3 — рулонница-полосуокладчик или стол для полосы; 4 — нож для разрезки отходов полосы; 5 — лотки для изделий или отходов; 6 — стандартная тара для сбора отходов (размеры 1000×1250 или 750×1000); 7 — запасная тара для сбора отходов; 8 — место хранения запаса исходного материала на рабочем месте у пресса; 9 — тара для сбора готовых изделий или полуфабрикатов; 10 — запасная тара для изделий или полуфабрикатов; 11 — столик для обрабатываемых деталей (при работе без автоматизации загрузки); 12 — стандартный шкаф для хранения крепежного инструмента и различных принадлежностей; 13 — стандартная тара для заготовок и рулонной стали.



мостовые краны или кран-балки. В этом случае микропланировки должны учитывать допустимые границы приближения зон захвата грузов крановым крюком от строительных конструкций здания, а также допустимую взаимную близость соседних рабочих мест по условиям техники безопасности, обеспечение проходов для работающих на зачаливании грузов и т. д.

Подвесные конвейеры и ленточные транспортеры в качестве средств внутрицехового транспорта при штамповке изделий на мелких прессах применяются только при особо больших программах выпуска продукции, и поэтому при разработке типовых микропланировок для мелких прессов эти средства транспорта можно не учитывать.

Расположение и организация складов определяет компоновку и планировку производственного пролета в цехах холодной штамповки.

Кроме специальных централизованных общецеховых складов металла, готовой продукции, изделий, поступающих на внутрицеховые сборочные участки и др., в цехах холодной штамповки обычно имеются склады внутри отдельных пролетов, примыкающие к отдельным производственным участкам (склады заготовок, штампов и межоперационного полуфабриката). Отсутствие непрерывного потока обработки при штамповке на мелких прессах характерно для большинства областей ее применения в машиностроении. Это связано с тем, что при существующих программах выпуска продукции на предприятиях машиностроения для рационального использования мелких прессов высокой производительности приходится загружать их значительной номенклатурой изделий. При этом даже в случае самого тщательного подбора деталей по признаку технологической однородности очень трудно достичь такого положения, чтобы все закрепленные за каким-либо производственным участком изделия проходили

вблизи от прессов, для которых эти штампы предназначены.

Оперативность подачи штампов, заготовок, обрабатываемых изделий к соответствующим прессам следует считать важнейшим условием правильного использования оборудования и рабочей силы с сокращением непроизводительных простоев.

Примеры микропланировок, разработанные с учетом всех приведенных соображений для участков штамповки на мелких прессах усилием 40 и 63 т показаны на рис. 1.

На приведенной микропланировке показана типовая унифицированная тара в виде ящиков, имеющих размеры в плане: 750×1000 или 1000×1250 мм (для более крупных деталей).

Размер ящиков по высоте зависит от требуемой вместимости тары. Унифицированные размеры тары обеспечивают удобство ее вписания в микропланировку, транспортирования любыми средствами внутрицехового транспорта и многоярусного хранения.

Количество ящичной тары принято в соответствии с практическим опытом и должно обеспечивать непрерывность работы прессов благодаря быстрой замене заполненной тары запасной тарой, заранее приготовленной на рабочем месте.

Межоперационный полуфабрикат, собираемый в ту же тару, хранится возле пресса, для чего на микропланировке предусматривается соответствующее место. Возможность установки ящичной тары с полуфабрикатом в два-три яруса обеспечивает емкость таких промежуточных складов, достаточную для существующих партий пуска деталей в обработку. Отведенное место и для хранения рабочего запаса заготовок. Показанные на микропланировке размеры прессов в плане взяты по округленным фактическим размерам выпускаемых в нашей стране мелких прессов (1000×1500 мм на рис. 1).

Для хранения комплекта крепежного инструмента на каждом рабочем месте возле прессов предусматривается уста-

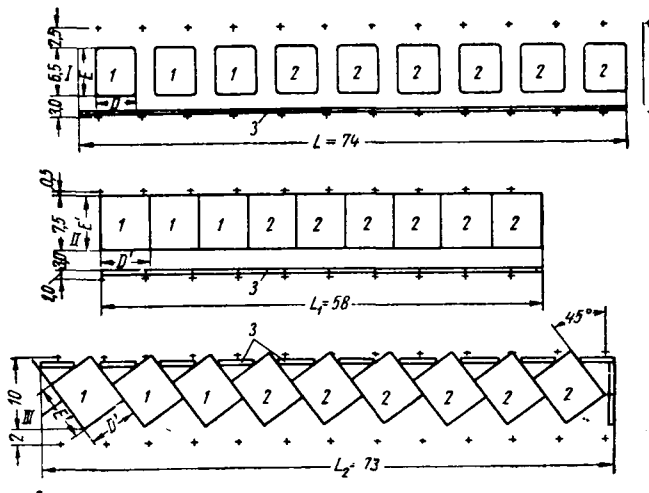


Рис. 2. Варианты размещения типовых микропланировок для мелких (до 100 т) прессов в пролете шириной 12 м:

I — при обслуживании автопогрузчиками; II и III — при обслуживании мостовыми кранами; 1 — прессы для вырубки заготовок; 2 — прессы для доделочных операций; 3 — стеллажи для штампов.

же удобство доступа к стеллажам при транспортировании штампов краном или автоэлектропогрузчиками. Определив для каждого варианта занятую в пролете площадь для установки прессов и хранения штампов, включая примыкающие проезды, и разделив полученный результат на число установленных прессов, можно получить удельный показатель площади пролета, отнесенной к одному прессу при различных вариантах компоновки в пролетах разной ширины (табл. 1).

Таблица 1

Транспортирование штампов	Средняя общая площадь пролета на один установленный пресс в м ² при способе установки прессов	
	прямым	с поворотом на 45° к оси пролета
Автопогрузчиками при ширине пролета в м:	12	98,5
	18	108
	24	106
Мостовыми кранами при ширине пролета в м:	12	77,5
	18	88,5
	24	80
		97,5
		130
		104

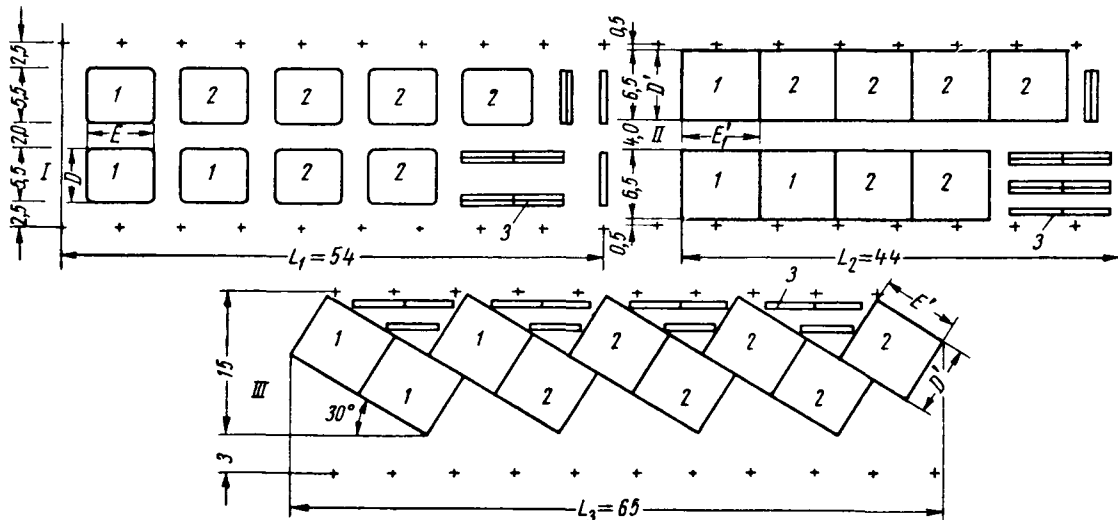


Рис. 3. Варианты размещения типовых микропланировок для мелких прессов в пролете шириной 18 м (обозначения те же, что на рис. 2).

новка специального стандартного шкафа размером в плане 750×1000 мм.

Микропланировки для мелких прессов разработаны в двух вариантах. При обслуживании колесным транспортом (автопогрузчики, электрокары) размеры микропланировок учитывают примыкающие проезды внутри пролета, а в случае обслуживания мостовыми кранами или кран-балками — необходимое удаление от строительных частей здания, от соседних рабочих мест, а также предусмотрены примыкающие проходы для работников (штрих-пунктирные линии на рис. 1).

Зная численность прессового оборудования производственного пролета или участка в пролете, можно по типовым микропланировкам определить необходимую производственную площадь участка для данного типажа и количества прессов, включая примыкающие проезды. К этой площади надо прибавить площадь, отводимую для хранения штампов. В результате, будет определена полная компоновочная площадь пролета или участка, полученная по типовым нормативным данным.

На рис. 2, 3, 4 показаны типовые компоновки пролетов различной ширины, выполненные для рассмотренных микропланировок для мелких прессов. В данном случае принято, что в составе производственного участка находится девять мелких прессов усилением 40—63 т. Штампы, связанные с этими прессами, включая запас дублеров, размещаются на 12 стеллажах двугрунтового типа, имеющих размеры в плане 500×5000 мм. В каждом варианте компоновки склад штампов размещен на свободной площади. При этом учитывается так-

На основании практических и расчетных данных можно установить типовые нормативы также и для общецеховой

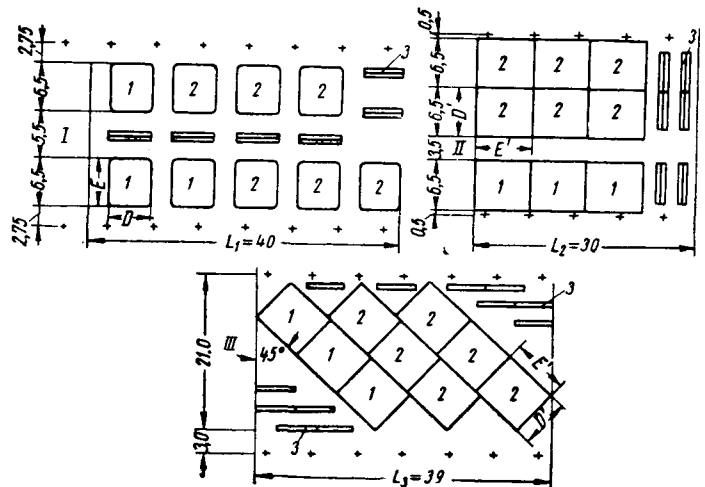


Рис. 4. Варианты размещения типовых микропланировок для мелких прессов в пролете шириной 24 м (обозначения те же, что на рис. 2).

вспомогательной площади, приходящейся на один работающий пресс. В этот норматив должна войти площадь ремонтных служб, общецеховых складов, главных (магистральных) проездов. Такие нормативы могут быть установлены для различных масштабов производства в каждой отрасли применения холодной штамповки.

Таблица 2

Усилие прессы, в т	Технологическое назначение прессов	Производственная площадь микропланировки на один пресс в м ²		Пересчетные коэффициенты К	
		при транспортировании автопозуэком	при транспортировании мостовым краном	при транспортировании автопозуэком	при транспортировании мостовым краном
40—63	Вырубка заготовок из ленты и полосы	35,8	47,1	1,0	1,0
40—63	Доделочные операции . . .	17,9	23,5	0,5	0,5

В табл. 2 приведены пересчетные коэффициенты, представляющие собой отношение площади типовой микропланировки, построенной для того или иного типоразмера прессов, к площади микропланировок, построенных для прессов усилием 40—63 т

Нужный норматив общей или производственной площади при любом типовом составе мелких прессов будет являться некоторой средней величиной и может определяться по формуле

$$F_{cp} = \frac{F \cdot \Pi_1 \cdot K_1 + F \cdot \Pi_2 \cdot K_2 + F \cdot \Pi_3 \cdot K_3 + \dots}{\Pi} \text{ м}^2,$$

где Π_1, Π_2, Π_3 — расчетное количество прессов каждого применяемого типоразмера;

K_1, K_2, K_3 — пересчетные коэффициенты (аналогично табл. 2), соответствующие этим типоразмерам;

Π — суммарная численность устанавливаемых прессов;

F — норматив общей или производственной площади, полученный для прессов с усилиями 40—63 т.

Из табл. 1 можно сделать вывод, что пролет шириной 18 м для размещения мелких прессов по типовым микропланировкам нежелателен, так как удельная площадь на один устанавливаемый пресс в этом случае получается наибольшей. Точно так же из данных этой таблицы следует, что при развороте фронтов прессов (с соответствующим разворотом микропланировок) на 45° к оси пролета удельная площадь на один пресс получается во всех случаях больше, чем без такого разворота.

Таким образом, при проектировании применения разворота прессов следует пользоваться весьма осмотрительно и применять разворот только тогда, когда он практически полезен. Такие случаи могут быть при штамповке особо длинномерных изделий или при штамповке самых мелких изделий, когда площадь, занятая тарой, незначительна и разворот фронтов прессов позволяет ставить их с использованием меньшей удельной площади. Для каждого отдельного случая целесообразно иметь соответствующую типовую организацию рабочих мест, позволяющую избежать ошибок при проектировании.

От редакции

Статья Г. Н. Ровинского затрагивает важный вопрос — обоснование рационального выбора проектантами производственных и общих площадей прессовых, прессово-кузовных, колесных и других цехов, оснащаемых прессовым оборудованием.

Отсутствие технически обоснованных удельных норм на площади для размещения холодноштамповочного оборудования, оснащенного средствами автоматизации, а также на автоматические и комплексно-механизированные линии создает некоторые трудности в определении площади и является предметом спора при защите проектов.

Установившаяся практика оценки удельного показателя площади по действующим на заводах показателям не может быть оправдана, поскольку она зачастую не учитывает комплексной автоматизации и механизации прессовых работ, а также новых методов организации производства.

Актуальность поставленного вопроса при наличии дискусионности некоторых положений, выдвинутых автором, заслуживает широкого обсуждения публикуемой статьи специалистами.

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

Не забудь своевременно оформить подписку
на журнал

**«АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»**

на 1964 год

Подписка на журнал «Автомобильная промышленность» принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечати», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.

Редакция журнала

Теоретические положения методики назначения оптимального режима приработки двигателей внутреннего сгорания

Канд. техн. наук В. К. ЛАКИН

ПРИМЕНЯЮЩИЕСЯ режимы приработки двигателей на стендах даже одних марок, но в различных организациях, отличаются широким разнообразием как по времени приработки, так и по оборотам коленчатого вала и нагрузкам. Это подтверждает мнение, что до сих пор еще не полностью изучено влияние режимов приработки на ее протекание и эффективность хотя бы для важнейших сопряженных пар прирабатываемых двигателей.

Научно обоснованная разработка режимов приработки двигателей внутреннего сгорания, являясь важной для практики автотракторостроения, позволит назначать оптимальные и экономичные режимы. До настоящего времени режимы приработки и исследование их влияния на износ двигателей обосновывались только на экспериментальных данных [1].

Рассмотрим некоторые теоретические и практические результаты, которые были получены при выполнении данной работы.

Как известно, при приработке двигателей в наиболее тяжелых условиях находятся в основном детали сопряжений шатунно-кривошипного механизма. Износ цилиндров, поршней и подшипников коленчатого вала и воспринимаемые ими инерционные и газовые нагрузки в зависимости от изменения скоростного и нагрузочного режимов двигателя не подвергались соответствующему анализу. Это не может считаться правильным, поскольку обороты и нагрузка в течение времени приработки двигателя должны изменяться с учетом плавного повышения нагрузки на детали как цилиндро-поршневой группы, так и шатунно-кривошипного механизма [2]. В связи с этим нами были рассмотрены как газовые, так и инерционные нагрузки на детали сопряжений, работающие в различных условиях по нагрузочному и скоростному режимам: поршень — цилиндр, шейка коленчатого вала — вкладыш.

Приведенные расчеты выполнены после определения сил, действующих в шатунно-кривошипном механизме [3] на примере двигателя ЗИЛ-120.

В работе были учтены исследования Г. П. Шаронова и В. С. Никандрова по подбору масел и присадок к ним для автотракторных двигателей. Указанные авторы предложили применять как наиболее эффективные и экономичные эксплуатационные масла с добавками 1,0—1,2% коллоидной серы, растворенной в масле, подогретом до 60—70°.

Сравнительная приработка двух партий двигателей была проведена в маслах эксплуатационных чистых и с добавкой 1% серы: преимущества были в пользу последних.

В шатунно-кривошипном механизме любого двигателя действуют силы давления газов в цилиндре и силы инерции движущихся масс. Последние можно разделить на силы инерции качательно-движущихся масс, силы инерции поступательно-движущихся масс и силы инерции вращательно-движущихся масс.

Силы давления газов определяются на основании индикаторных диаграмм, снятых при различных режимах работы двигателя.

Для упрощения расчетов, силы инерции от качательно-движущихся масс приводились частично к поршню (одна треть) и частично к кривошипу (две трети). Известно, что при передаче сил давления газов и сил инерции на шатун появляется дополнительная сила, действующая нормально на стенку цилиндра,

$$P_N = P_1 \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

где P_1 — сила, действующая на поршень;

β — угол между осями цилиндра и шатуна.

Эта сила передается на стенку цилиндра, главным образом, нижней частью (юбкой) поршня. Кроме того, вследствие неполной прилегкости деталей двигателя при начальной его работе поршень соприкасается с зеркалом цилиндра лишь частью своей боковой поверхности, точнее отдельными выступами и гребешками, что во много раз увеличивает удельное давление в этой паре.

Определив силы инерции поступательно-движущихся масс P_1 цилиндра-поршневой группы, а также силы, действующие на поршень от давления газов P_2 , находим их суммарную вертикальную силу, действующую на поршень,

$$P_1 = P_j + P_2 = m_n \cdot \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) + p \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2)$$

где m_n — масса поршневого комплекта (поршень, кольца, палец и др.) плюс доля массы шатуна, приходящаяся на верхнюю головку, отнесенная к единице площади поршня и умноженная на ускорение поступательного движения;

ω — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя;

R — радиус кривошипа коленчатого вала двигателя;

$\lambda = \frac{R}{L}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

p — давление газов, взятое из индикаторной диаграммы, снятой с двигателя данной марки;

D — диаметр поршня двигателя;

α — угол между осью кривошипа и цилиндра.

Осредненное боковое давление в сопряжении поршень (юбка) — цилиндр берется в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя в наиболее нагруженном для этой пары диапазоне углов в пределах от 390 до 470°, т. е. в первой половине такта расширения и зоне наибольших износов стенок цилиндра. Подставляя равенство (2) в равенство (1), получим окончательное выражение, составляющее давление суммарных сил на стенку цилиндра в паре поршень—цилиндр.

С некоторым допущением принимаем за величину трущейся части поршня половину поверхности его юбки, учитывая, что при приработке полное взаимное прилегание поверхностей отсутствует и принятая площадь превышает фактическую площадь прилегания во много раз. Основываясь на опубликованных исследованиях [4], принимаем для двигателей семейства ЗИЛ на каждом из трех этапов приработки различные по величине размеры поверхностей взаимного прилегания: на этапе холодной приработки от 5 до 10%, на холостом ходу 15—20% и на нагрузочном этапе 25—40% от полученной расчетным путем. Разделив суммарное боковое давление на условно принятую по этапам приработки опорную поверхность юбки поршня, получаем удельное давление, приходящее на 1 см^2 юбки поршня или стенки цилиндра (рис. 1). Перестроив полученные ранее индикаторные диаграммы в функции от угла поворота кривошипа и приняв линии впуска и выпуска приблизительно постоянными и параллельными оси абсцисс, определяем силы, действующие в другой сопряженной паре шейка коленчатого вала (шатунная) — вкладыш. При этом за положительное направление принимали направление вниз, при-

ближающее поршень к оси коленчатого вала, а за отрицательное — обратное. В данной паре, кроме сил инерции поступательно-движущихся масс и сил давления газов на поршень, определяемых для этого сопряжения по выражению (2), действуют еще силы инерции вращательно-движущихся масс, имеющие постоянные значения на каждом скоростном режиме работы двигателя. Они определяются из выражения

$$C = m_{ш} \cdot \omega^2 R, \quad (3)$$

где $m_{ш}$ — суммарная масса шатуна двигателя в сборе, отнесенная к его нижней головке и деленная на площадь поршня.

При расчетах положительными принимаем значения сил давления газов на тактах сжатия, работы и выпуска; для сил

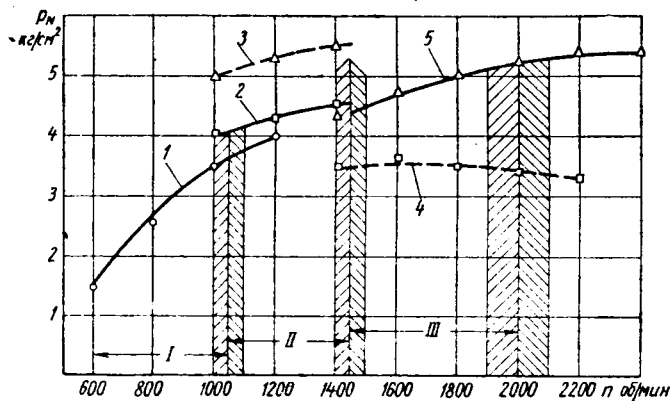


Рис. 1. Изменение среднего давления на пару поршень—цилиндр двигателя ЗИЛ-120 в зависимости от оборотов и нагрузки по этапам приработки:

1 — холодная приработка 5—10% опорной поверхности; 2 — приработка на холостом ходу 15—20% опорной поверхности; 3 — приработка под нагрузкой 15—20% опорной поверхности; 4 — приработка на холостом ходу 25—40% опорной поверхности; 5 — приработка под нагрузкой 25—40% опорной поверхности;

I — холодная приработка; II — приработка на холостом ходу; III — приработка под нагрузкой.

инерции поступательно-движущихся масс положительные значения будут около нижней мертвой точки, а отрицательные — около верхней мертвой точки. Силы инерции вращательно-движущихся масс определяем отдельно для каждого задаваемого режима по выражению (3).

Все указанные силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала двигателя, можно наглядно представить в зависимости от угла поворота кривошипа в виде векторной (полярной) нагрузочной диаграммы для каждого режима по оборотам и нагрузкам.

Из нагрузочных векторных диаграмм (рис. 2) для каждого режима и этапа приработки устанавливаем (для двигателей ЗИЛ-120): участок А наибольшего нагружения на сопряжение вал-подшипник с преобладанием инерционных сил $480\text{—}540^\circ$ по углу поворота коленчатого вала; участок Б наибольшего нагружения на то же сопряжение с преобладанием нагрузок от сил газов $350\text{—}410^\circ$ по углу поворота коленчатого вала.

При анализе результатов измерения и расчетов выявился определенный характер изменения давлений в рассматриваемых сопряжениях, что позволило обоснованно назначать границы всех этапов приработки как по оборотам, так и по нагрузке. На основании полученных таким путем данных разработаны наиболее оптимальные скоростной и нагрузочный режимы начальной работы отремонтированных карбюраторных двигателей марки ЗИЛ-120 [5].

Считаем нужным подчеркнуть необходимость постепенного плавного повышения как оборотов коленчатого вала двигателя, так и нагрузок на рассматриваемые сопряжения от инерционных сил и сил давления газов внутри каждого этапа приработки.

Для выполнения этих условий целесообразно использовать автоматику к электрическим тормозным стендам.

Установлены следующие основные положения, позволяющие назначать оптимальный режим приработки двигателя по числу оборотов и нагрузке применительно к рассматриваемому двигателю.

Холодную приработку двигателя следует начинать с $600\text{—}700$ об/мин, при которых обеспечивается достаточная подача

масла насосом к трущимся деталям и его хорошее разбрызгивание. Число оборотов двигателя при его прокручивании следует повышать до $1000\text{—}1100$ в минуту, так как, начиная с 1000 об/мин, наблюдается увеличение интенсивности роста нагрузок на сопряжение вал-подшипник от инерционных сил.

Приработку двигателя на холостом ходу целесообразно начинать с $1000\text{—}1100$ об/мин, поскольку при этом нагрузки от давления газов и сил инерции незначительно увеличиваются по сравнению с соответствующими нагрузками в конце холодной приработки. Работу на холостом ходу двигателей ЗИЛ-120 следует заканчивать при $1400\text{—}1500$ об/мин. Выше этих оборотов инерционные нагрузки недостаточно компенсируются нагрузками от давления газов, и, как следствие, происходит повышенный износ сопряжения шейки коленчатого вала (шатунная) — вкладыш. Известно, что при работе даже вполне приработанных автомобильных двигателей на высоких оборотах без нагрузки происходят повреждения подшипников коленчатого вала. Это объясняется перегрузкой подшипников двигателя действием инерционных сил, которые почти не компенсируются, в этом случае, силами от давления газов.

Для соблюдения плавности нагружения этой пары приработку двигателя под нагрузкой следовало бы начинать с 1000 об/мин. Однако работа нагруженного сопряжения вал-подшипник происходит с минимальными износами для двигателей ЗИЛ-120, начиная примерно с 1300 об/мин коленчатого вала. Поэтому приработку двигателя под нагрузкой желательно начинать с $1200\text{—}1400$ об/мин. Опираясь на анализ построенных векторных диаграмм, на основании теоретических расчетов можно утверждать, что нагрузка при этом на двига-

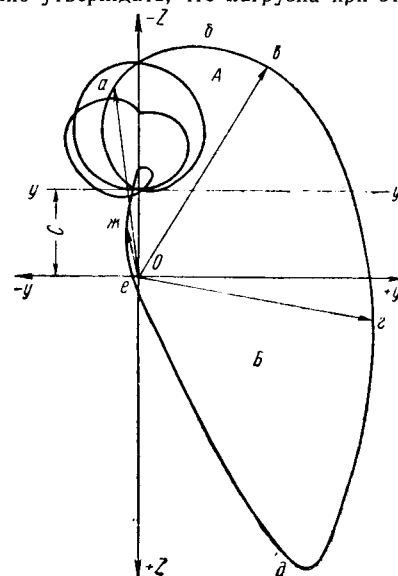


Рис. 2. Типовая векторная нагрузочная диаграмма:

А — участок преобладающих инерционных нагрузок; Б — участок преобладающих нагрузок от сил газов; С — нагрузка на сопряжение от сил инерции вращательно-движущихся масс.

тель может быть в пределах $10\text{—}15$ л. с.; в этом случае инерционная нагрузка по сравнению с таковой при работе двигателя в конце холостого хода увеличивается в допустимых пределах и будет соответственно $4,2\text{—}4,7$ и $5,4\text{—}6,4$ кг/см². Указанные величины давлений отнесены к площади днища поршня. Для получения значений давлений, отнесенных к площади шатунного подшипника, нужно указанные величины умножить на отношение площадей — коэффициент К. Для двигателей ЗИЛ-120 он приблизительно равен 3,8.

При приработке под нагрузкой получено давление 12 кг/см² (рис. 3, кривая 5), умножая это значение на коэффициент К, получаем среднее удельное давление на вкладыш для данного этапа 46 кг/см². Максимальное удельное давление на шатунный вкладыш карбюраторных двигателей изменяется в пределах $30\text{—}65$ кг/см². Окончание приработки установлено на основании следующих данных работы [6].

При работе автомобиля ЗИЛ-120 (с прицепом) использование мощности достигает $80\text{—}90\%$, однако загрузка в $50\text{—}60\%$ от максимальной мощности двигателя составляет свыше

85% всего времени движения автомобиля. При числе оборотов коленчатого вала 2400 в минуту максимальная развиваемая этим двигателем эффективная мощность составляет 82 л. с.

Опираясь на эти данные, а также на данные векторных диаграмм, рекомендуем приработку двигателей под нагрузкой завершать при числе оборотов коленчатого вала до 2000 в минуту и при нагрузке 65—70 л. с. Более высокой скорости вращения коленчатому валу давать не следует, поскольку, начиная с 2000 об/мин, инерционные нагрузки на сопряжение шейки коленчатого вала — вкладыш увеличиваются весьма интенсивно (рис. 3, кривая б). Рекомендуемые выше пределы

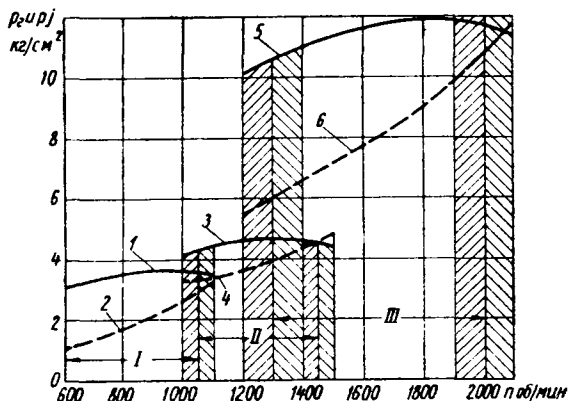


Рис. 3. Изменение среднего давления на пару шейки коленчатого вала (шатунная) — вкладыш двигателя ЗИЛ-120 в зависимости от оборотов и нагрузки по этапам приработки:

1, 3, 5 — газовые нагрузки (преобладающие), снятые на участках Б векторных диаграмм; 2, 4, 6 — инерционные нагрузки (преобладающие), снятые на участках А векторных диаграмм; I — холодная приработка; II — приработка на холостом ходу; III — приработка под нагрузкой.

изменения скорости вращения коленчатого вала и нагрузки обеспечивают плавное нарастание также и нагрузок на сопряжение поршень — цилиндр от начала до конца приработки двигателя на всех трех этапах.

На рис. 1 в целях сравнения удельных давлений в сопряжении поршень — цилиндр при работе двигателя на холостом ходу и под нагрузкой фактическая опорная поверхность для второго и третьего этапов приработки взята одинаковой. Так для второго этапа (холостой ход) 15—20% (кривые 2 и 3), а для третьего этапа (приработка под нагрузкой) около 30% (кривые 4 и 5) от всей опорной поверхности, полученной расчетным путем.

Подсчитанные величины нагрузок и характер их изменения указывают на необходимость применения для карбюратор-

ных двигателей приработки на холостом ходу, так как при переходе с холодной приработки сразу на приработку под нагрузкой, минуя холостой ход, на трущихся поверхностях деталей цилиндра-поршневой группы возникают значительные удельные давления. Исключение нагрузочного режима за счет продолжения приработки на холостом ходу также является нецелесообразным по причине получения при этом незначительных по величине давлений на трущиеся поверхности деталей цилиндра-поршневой группы и больших удельных давлений на шатунные подшипники при высоких числах оборотов коленчатого вала двигателя.

Таким образом, проведенным анализом теоретически обоснованы скоростной и нагрузочный режимы начальной работы деталей цилиндра-поршневой группы и шатунно-кривошипного механизма карбюраторного двигателя.

Как указывалось в начале данной работы аналогично были обоснованы и построены скоростной и нагрузочный режимы для автомобильных дизелей (двигатель ЯАЗ-204) [7] и тракторных дизелей (двигатель Д-54).

Предложенная методика определения оптимального режима приработки двигателей расчетным путем является первой попыткой в решении вопроса определения режимов приработки различных двигателей теоретическим путем.

В заключение необходимо подчеркнуть, что все разработанные по данной методике режимы как для карбюраторных, так и для дизельных двигателей очень близко совпали с оптимальными режимами, предложенными для указанных марок двигателей в результате длительных экспериментальных проверок. Считаем, что данная методика может быть использована при разработке оптимальных режимов приработки для различных двигателей внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воинов Н. П. Исследование обкатки двигателей. Сб. IV. «Трение и износ в машинах». Изд. АН СССР, 1949.
2. Лукин Н. П., Гурвич И. Б., Пшениснов А. В., Шнейдер Г. К. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1952, № 8.
3. Лакин В. К. Выбор режимов полной приработки карбюраторного двигателя. Записки ЛСХИ. «Механизация и электрификация сельского хозяйства (ремонт машин, тракторы и автомобили)», т. 89. Сельхозгиз, Л., 1962.
4. Шаронов Г. П. «Автомобильный транспорт», 1961, № 6.
5. Шаронов Г. П., Лакин В. К. «Автомобильная промышленность», 1962, № 3.
6. Болтинский В. Н. Тракторные и автомобильные двигатели. Сельхозгиз, 1953, М.
7. Гаенко Л. М. Методика расчета и определения оптимальных режимов приработки дизельных двигателей. Сб. «Повышение долговечности автотракторных двигателей». Материалы II научно-технической конференции. НАМИ—НАТИ — НТО Машпром, Москва, 1962.

УДК 621.431.73:001.5

Использование метода выбега для определения внутренних потерь двигателя внутреннего сгорания

В. Д. МУРАВЬЕВ

Московский автозавод имени Лихачева

УРАВНЕНИЕ затухающего движения вала какого-либо агрегата при отсутствии подвода энергии извне имеет такой вид:

$$-J \frac{d\omega}{dt} + M_c = 0, \quad (1)$$

где J — момент инерции вала;

ω — текущее значение угловой скорости вращения вала;

t — текущее значение времени вращения вала;

M_c — момент сопротивления внутренних потерь.

Если имеется осциллограмма затухающего движения и известен момент инерции J вращающихся масс двигателя, можно путем графического дифференцирования определить момент сопротивления внутренних потерь в функции числа оборотов

коленчатого вала $M_c = f(\omega)$, т. е. построить характеристику внутренних потерь двигателя.

Однако метод графического дифференцирования не обладает необходимой точностью, что ограничивает возможность его использования на практике.

Используя полуэмпирическую зависимость момента сопротивления поршневого двигателя от числа оборотов, можно получить значительно более высокую точность. Эта зависимость выражается линейной функцией

$$M_c = A + B\omega, \quad (2)$$

где A и B — постоянные коэффициенты.

Для автомобильных двигателей указанная линейная зависимость сохраняется в широком диапазоне числа оборотов. Это

хорошо видно из рис. 1, на котором приведены характеристики внутренних потерь отечественных и зарубежных автомобильных двигателей.

Основные расчетные формулы получаются следующим образом. Подставляем выражение (2) в уравнение (1) и получим

$$-J \frac{d\omega}{dt} + A + B\omega = 0 \quad \text{или} \quad \frac{d\omega}{A + B\omega} = \frac{dt}{J}. \quad (3)$$

Интегрируя уравнение (3) в пределах от 0 до T_1 , получим

$$\frac{T_1}{J} = \frac{1}{B} \ln \frac{A + B\omega_1}{A + B\omega_0}. \quad (4)$$

Для определения коэффициентов A и B необходимо знать время самоторможения для двух различных интервалов угловой скорости ω ($\omega_0 - \omega_1$ и $\omega_2 - \omega_3$). Обозначим время самоторможения коленчатого вала в диапазоне угловых скоростей

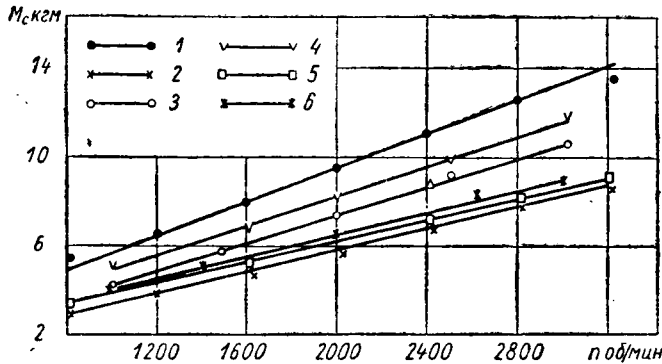


Рис. 1. Характеристики внутренних потерь двигателей: 1 — R 406; 2 — Континенталь; 3 — Даймонд Т; 4 — Форд; 5 — ЗИЛ-130; 6 — ЗИЛ-164.

$\omega_0 - \omega_1$ через T_1 и в диапазоне угловых скоростей $\omega_2 - \omega_3$ через T_2 . С целью упрощения расчетных формул будем определять диапазон угловых скоростей $\omega_2 - \omega_3$ таким образом, чтобы $T_1 = T_2$. Тогда получим

$$\frac{A + B\omega_1}{A + B\omega_2} = \frac{A + B\omega_3}{A + B\omega_4}.$$

Из полученного равенства находим отношение

$$\frac{A}{B} = \frac{\omega_0\omega_3 - \omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2 - \omega_0 - \omega_3}. \quad (5)$$

Подставляя полученное выражение в уравнение (4), определяем

$$B = \frac{J}{T_1} \ln \frac{\omega_3 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_0}, \quad (6)$$

а затем из уравнения (5) находим

$$A = \frac{J}{T_1} \cdot \frac{\omega_0\omega_3 - \omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2 - \omega_0 - \omega_3} \cdot \ln \frac{\omega_3 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_0}. \quad (7)$$

Подставляем уравнения (6) и (7) в уравнение (2) и получим зависимость момента сопротивления от угловой скорости

$$M_c = \frac{J}{T_1} \ln \frac{\omega_3 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_0} \cdot \left[\frac{\omega_0\omega_3 - \omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2 - \omega_0 - \omega_3} + \omega \right]. \quad (8)$$

При необходимости аналогичные преобразования могут быть произведены для уравнения энергии

$$J\omega d\omega = M_c d\varphi. \quad (9)$$

Степень точности полученного выражения (8) может быть проиллюстрирована рис. 2, где показаны характеристики дви-

гателя ЗИЛ-130, полученные прокручиванием его вала от балансирующего электродинамометра и при пользовании уравнением (8). Совпадение характеристик очень хорошее.

При использовании метода выбега представляет сложность определение суммарного момента инерции вращающихся масс относительно оси коленчатого вала. Этот момент инерции можно либо определить расчетным путем, либо измерить, исполь-

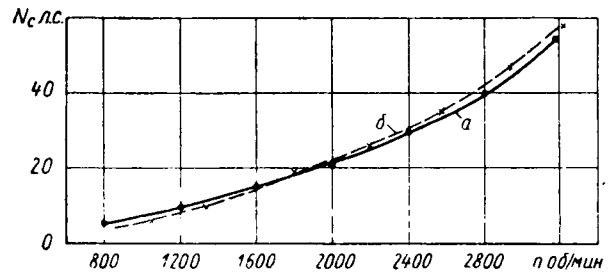


Рис. 2. Характеристики двигателя ЗИЛ-130, полученные при прокручивании от балансирующего электродинамометра (а) и при использовании уравнения (8) (б).

зуя трифилярный подвес. В том случае, когда можно изменить момент инерции вращающихся масс двигателя на заранее известную величину, например, повернув к маховику диск с известным моментом инерции J_1 , можно воспользоваться установленной ранее зависимостью (4).

Действительно, из выражения (4) момент инерции вращающихся масс двигателя

$$J = \frac{BT_1}{\ln \frac{A + B\omega_1}{A + B\omega_0}}, \quad (10)$$

а момент инерции тех же масс с дополнительным диском

$$J + J_1 = \frac{BT_3}{\ln \frac{A + B\omega_5}{A + B\omega_4}}, \quad (11)$$

где T_1 и T_3 — время самоторможения вала двигателя соответственно в диапазоне скоростей $\omega_0 - \omega_1$ и $\omega_4 - \omega_5$.

Выбрав $\omega_0 = \omega_4$ и $\omega_1 = \omega_5$ и преобразовав уравнения (10) и (11), получим

$$J = \frac{J_1}{\frac{T_3}{T_1} - 1}, \quad (12)$$

где T_1 и T_3 — время самоторможения вала двигателя соответственно без дополнительной инерционной массы и с дополнительной массой.

Подставив полученное выражение для момента инерции в уравнение (8), получим окончательное выражение для момента сопротивления двигателя

$$M_c = \frac{J_1}{T_3 - T_1} \ln \frac{\omega_3 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_0} \cdot \left[\frac{\omega_0\omega_3 - \omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2 - \omega_0 - \omega_3} + \omega \right]. \quad (13)$$

Применение уравнения (13) позволяет определить внутренние потери двигателя в тех случаях, когда не представляется возможным использовать другие, более точные методы. В большинстве случаев предлагаемый метод позволяет при измерениях обойтись только тахометром и секундомером. При тщательном наблюдении теплового режима двигателя точность данного метода не уступает другим методам определения внутренних потерь, например, методу выключения цилиндров.

Об использовании гидротрансформатора в качестве замедлителя автомобиля

Канд. техн. наук И. А. ЛЕВИН

Московский автомеханический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время на грузовых автомобилях и автобусах получают распространение трансмиссионные тормоза-замедлители, могущие осуществлять длительное торможение автомобиля с необходимой эффективностью без использования основных тормозных механизмов.

Одним из типов замедлителей, используемых на автомобилях, является гидравлический тормоз, обладающий хорошей рабочей характеристикой. В этом случае гидрозамедлителем обычно является дополнительный и обособленный агрегат, который совместно с обслуживающей его системой регулирования и охлаждения усложняет конструкцию автомобиля и повышает его стоимость. Подобные замедлители обычно имеют общую с двигателем систему охлаждения, сконструированную таким образом, чтобы выделяемое замедлителем тепло направлялось к двигателю во избежание его переохлаждения. При этом рабочей жидкостью обычно является вода, что связано с опасностью замерзания системы в зимнее время. Применение дорогостоящих незамерзающих смесей экономически невыгодно, а общая с двигателем система охлаждения затрудняет применение масла, хотя и не исключает этого.

Все это в известной степени ограничивает широкое использование гидрозамедлителей и побуждает применять более дорогие электродинамические замедлители, на изготовление которых расходуется большое количество цветного металла. Однако на автомобилях с гидромеханической трансмиссией эта задача может быть решена конструктивно проще и экономически выгоднее, если гидроагрегат трансмиссии с некоторыми дополнительными изменениями и устройствами использовать и в качестве замедлителя.

Одной из возможных схем обращения гидротрансформатора в замедлитель является схема, позволяющая осуществлять блокирование на корпус (остановку) насосного колеса раздельно от двигателя или совместно с ним (при газотурбинном двигателе). При такой схеме трансформатор-замедлитель может работать на кинематическом передаточном числе $i = 0$ с регулированием тормозного момента и использованием всех передач механической коробки.

Возможна также схема, при которой предусматривается торможение двигателем на передаче заднего хода с регулированием тормозного момента подачей топлива. Заслуживает внимания и схема, при которой тормозной момент в гидротрансформаторе может создаваться вращением колеса реактора в обратную сторону через передачу в механической коробке.

Подобные схемы были разработаны в Московском автомеханическом институте, а также в лаборатории гидропередач НАМИ.

Величину тормозного момента в таком замедлителе можно регулировать также изменением уровня жидкости в гидротрансформаторе.

С целью выяснения тормозных качеств гидротрансформатора, обращенного в замедлитель, на кафедре «Автомобили» Московского автомеханического института были проведены ходовые испытания автомобиля «Волга» с гидромеханической трансмиссией. Хотя этот автомобиль с точки зрения поставленной задачи и не является типичным, а полученные результаты могут характеризовать только данный автомобиль и данную гидропередачу, тем не менее некоторые принципиальные положения могут иметь общее значение.

Для выяснения тормозных качеств гидротрансформатора испытания носили сравнительный характер — при двигателе, работающем на холостом ходу, и при заторможенном насосном колесе трансформатора с использованием всех передач механической коробки.

Испытания автомобиля проводились как буксировкой на горизонтальном участке асфальтированного шоссе с помощью тягача (автомобиль ГАЗ-51), так и при движении автомобиля под уклон и накатом.

Заторможенное состояние насосного колеса трансформатора достигалось заклиниванием коленчатого вала двигателя.

В процессе испытаний проводилась осциллографическая

запись тормозного момента на одной из полуосей, числа оборотов колес и вала двигателя, а также времени процессов. Для этого использовалось обычное электротензометрическое оборудование.

Поскольку испытания проводились на прямолинейном участке дороги, тормозной момент записывался только на одной полуоси с последующим удвоением его значения при обработке пленки. На автомобиле были смонтированы новые шины с одинаковым давлением воздуха ($1,9 \text{ кг/см}^2$).

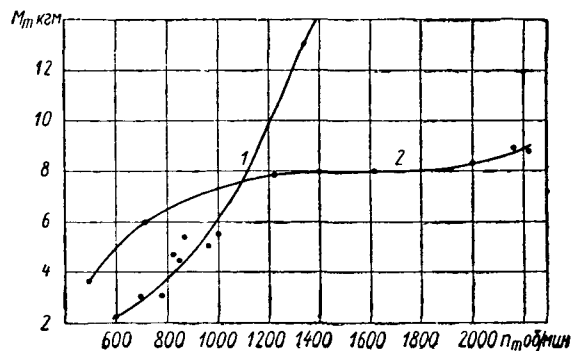


Рис. 1.

Скорость автомобиля определялась по числу оборотов колеса в секунду, зафиксированных на участке пленки длиной 25 мм.

Среднее значение момента на полуоси M_k определялось по масштабу тарировки, а величина момента M_m , приведенного к валу турбины, рассчитывалась по уравнению (без учета к.п.д. трансмиссии)

$$M_m = \frac{2 M_k}{i_0 i_k}$$

Число оборотов того же вала подсчитывалось по выражению

$$n_m = \frac{v_{ak} i_0}{7,755} \cdot 60 \text{ об/мин.}$$

На основе данных, полученных при испытаниях методом буксировки, на рис. 1 приведены зависимости тормозного момента M_m на валу турбины от числа оборотов ее вала при заторможенном насосном колесе (кривая 1) и при торможении двигателем, работающем на холостом ходу (кривая 2). При этом число оборотов двигателя отличалось от числа оборотов турбины на величину скольжения в гидротрансформаторе, которое составляло 6–8%. Обе кривые соответствуют включению передач переднего хода, т. е. при вращении турбинного колеса в направлении, заданном конструкцией коробки. Сопоставление кривых 1 и 2 показывает, что при заторможенном насосном колесе тормозной момент на валу турбины трансформатора при повышении числа ее оборотов возрастает параболически, в то время как тормозной момент, создаваемый двигателем, повышается сравнительно мало. При $n_m > 1000 \text{ об/мин}$ тормозной момент, создаваемый гидротрансформатором, значительно превышает тормозной момент двигателя. В последнем случае, т. е. при торможении двигателем, соответственно возрастала и наибольшая скорость движения автопоезда. К сожалению, скорость автопоезда при буксировке была ограничена тяговыми качествами тягача.

Среднее значение коэффициента момента трансформатора с заторможенным насосным колесом на передачах переднего хода составляло

$$\lambda_m = 4,8 \cdot 10^{-6} 1/м (\text{об/мин})^2.$$

При включении передачи заднего хода с заторможенным насосным колесом трансформатора среднее значение тормозного

момента на валу его турбины в диапазоне числа оборотов 800—2000 об/мин изменялось в пределах 7—10 кгм.

Таким образом, в этом случае трансформатор оказывал меньшее тормозящее действие, чем на передачах переднего хода (при числе оборотов турбины выше 1000), что, по-видимому, объясняется особенностями конструкции данного трансформатора.

В процессе испытания была сделана попытка осуществить торможение автомобиля включением задней передачи как при двигателе, работающем на холостом ходу (при отпущенной педали дроссельной заслонки карбюратора), так и при одновременном увеличении подачи топлива.

Заводская конструкция не допускает использования таких режимов. И хотя применение такого способа не отразилось на состоянии узлов трансмиссии, этот довод ни в коем случае нельзя считать доказательством в его пользу, поскольку конструкция коробки не рассчитана на подобные режимы.

Тем не менее при соответствующих конструкторских разработках коробок передач такие режимы могут быть учтены и использованы.

При этих испытаниях было обнаружено, что включение задней передачи при движении автомобиля накатом со скоростью 40 км/ч вызывало плавное торможение последнего, сопровождавшееся остановкой коленчатого вала двигателя

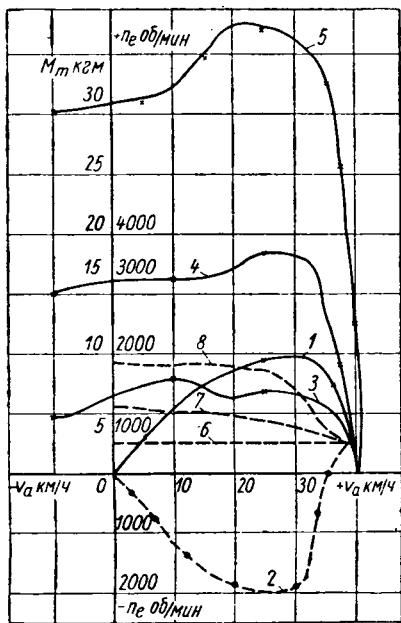


Рис. 2.

с последующим его вращением в обратную сторону. При этом величина тормозного момента составляла 50—60% от момента, соответствующего понижающей передаче.

Включение задней передачи на той же скорости, но с одновременным увеличением подачи топлива, сопровождалось значительным повышением эффективности торможения автомобиля вплоть до полной остановки, после чего он начал двигаться назад. При этом интенсивность торможения определялась степенью открытия дроссельной заслонки.

На рис. 2 показаны графики, характеризующие результаты этих испытаний. Кривая 1 соответствует изменению тормозного момента M_m в процессе торможения автомобиля на задней передаче при двигателе, работающем с прикрытой

дроссельной заслонкой. Кривая 2 показывает изменение числа оборотов двигателя в тот же период с изменением направления его вращения. Кривые 3, 4, 5 показывают нарастание тормозного момента на валу турбины при разной степени откры-

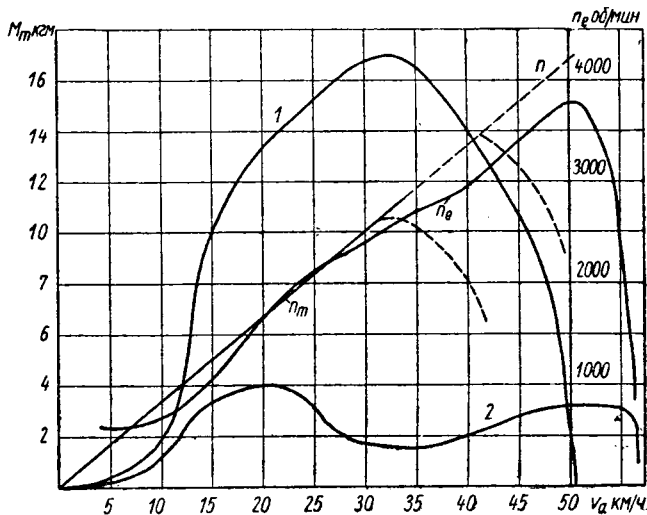


Рис. 3.

тия дроссельной заслонки (наибольшему открытию дроссельной заслонки соответствует кривая 5, а кривые 6, 7 и 8 характеризуют изменение числа оборотов двигателя за тот же период).

Начальные участки кривых соответствуют раскручиванию турбины после включения передачи.

Испытания показали, что при таком способе можно получить любую эффективность торможения автомобиля вплоть до полной остановки колес на сухом асфальте.

Результаты испытаний автомобиля при движении на дороге с уклоном характеризуются графиком на рис. 3.

При этих испытаниях передача включалась после разгона автомобиля (за счет уклона дороги) до максимально возможной скорости, которая составляла 55—60 км/ч.

На рис. 3 кривая 1 соответствует тормозному моменту на валу турбины при заторможенном насосном колесе трансформатора, а кривая 2 — при двигателе, работающем на холостом ходу. Обе кривые соответствуют одним и тем же передачам переднего хода. Здесь же показано изменение числа оборотов турбины (расчетом) и двигателя.

Изменение числа оборотов турбины в начальной фазе торможения в обоих случаях показано штриховыми линиями, так как эта фаза соответствует срабатыванию автоматики и фрикционов.

Рис. 3 показывает, что тормозной момент, создаваемый трансформатором (при заторможенном насосном колесе), в несколько раз превышает тормозной момент, создаваемый двигателем на тормозных режимах.

Приведенные результаты испытаний подтверждают, что гидротрансформатор автомобиля может быть использован в качестве эффективно действующего замедлителя, для чего гидромеханические трансмиссии должны содержать устройства, позволяющие его использование на тормозных режимах.

Для более детального исследования этого вопроса необходимы специальные исследования большой серии трансформаторов, особенно типичных для грузовых автомобилей и автобусов как в стендовых, так и в дорожных условиях.

К определению причин обрыва болтов противовесов коленчатых валов двигателей ЯМЗ

В. И. РАСКИН, Г. И. СЕМЕНОВ

Ярославский моторный завод

В РЕЗУЛЬТАТЕ доводочных испытаний двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 был выявлен дефект: обрывы болтов противовесов, которые приводили к авариям двигателей.

Противовесы закрепляются на щеках коленчатого вала посредством болтов с резьбой М16×1,5, изготовленных из стали 40ХН (ГОСТ 4543-48) с твердостью по Роквеллу (шкала С) 25—32. Момент затяжки 18—20 кгм контролируется динамометрическим ключом. В первоначальном исполнении (рис. 1, а) противовесы фиксировались на двух площадках, каждая из площадок занимала всю ширину противовеса.

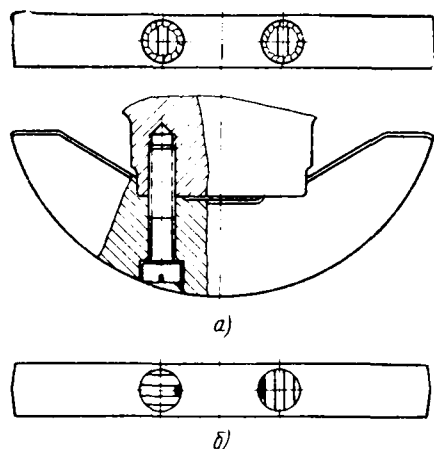


Рис. 1.

После затяжки для предотвращения самоотвинчивания болтов их головки приваривались к противовесу электродуговой сваркой по всей окружности головки (рис. 1, б).

Обрыв происходит у стыковой поверхности противовеса и коленчатого вала. Излом имел ясно выраженный усталостный характер.

Химический анализ материала болтов и испытание образцов, вырезанных из стержней болтов, на разрыв показали, что материал вполне удовлетворительного качества: $\sigma_B = 92,6 \div \pm 97,5 \text{ кг/мм}^2$, $\delta = 6,0 \div 8,6\%$.

Для установления причин обрывов было проведено исследование сил, действующих на болты противовеса. При максимальных числах оборотов коленчатого вала 2300 об/мин центробежная сила, приходящаяся на один болт, равна 800 кг.

При принятом коэффициенте трения в резьбе и под головкой болта $K=0,15$ расчетное усилие предварительной затяжки 5700—6400 кг.

Это значительно превосходит величину центробежной силы и поэтому даже при некотором отличии действительных коэффициентов трения можно предполагать большой запас усилия затяжки, гарантирующий отсутствие раскрытия стыка. Напряжения в болте с учетом усилий затяжки и центробежных сил при коэффициенте основной нагрузки $\chi=0,25$ не превосходят $\sigma=42,5 \text{ кг/мм}^2$. Амплитуда переменной составляющей достигает лишь величины $\sigma_a=0,64 \text{ кг/мм}^2$ и не может служить причиной усталостного излома.

Сила, возникающая в болте вследствие переменных ускорений, которые испытывает противовес в тангенциальном направлении от крутильных колебаний, оказалась несоизмеримо малой.

Кроме рассмотренных сил на противовес действует сила инерции в осевом направлении, вызванная прогибом коленчатого вала переменными усилиями, приложенными к нему от шатунов, а также изгибными колебаниями. Эта сила опрокидывает противовес и вызывает растяжение болтов. Опасных

величин она может достигнуть только в том случае, если коэффициент усиления колебаний противовеса будет большим, что может быть при приближении частот свободных колебаний противовеса к частоте возбуждающих усилий.

Тензометрирование щеки коленчатого вала на работающем двигателе показало, что имеются заметные изгибные колебания с частотами 200 и 300 гц. Однако частота свободных колебаний противовеса относительно коленчатого вала при нормальных условиях закрепления во много раз больше.

Наиболее вероятными причинами снижения частоты свободных колебаний могли быть:

1) ослабление усилий затяжки болтов в такой мере, что центробежные силы могли раскрыть стык или по крайней мере настолько уменьшать усилие на стыке, что жесткость при опрокидывании противовеса и осевом направлении сильно снижалась;

2) возможная выпуклость посадочных поверхностей в осевом направлении, образующаяся при механической обработке; такая выпуклость даже при большом усилии на стыке могла уменьшить поперечную жесткость фиксации противовеса (явления перекатывания).

Для выявления действительных величин усилий затяжки был выполнен ряд экспериментов.

На рис. 2 изображены экспериментальные зависимости усилия затяжки болтов противовесов от момента затяжки. В од-

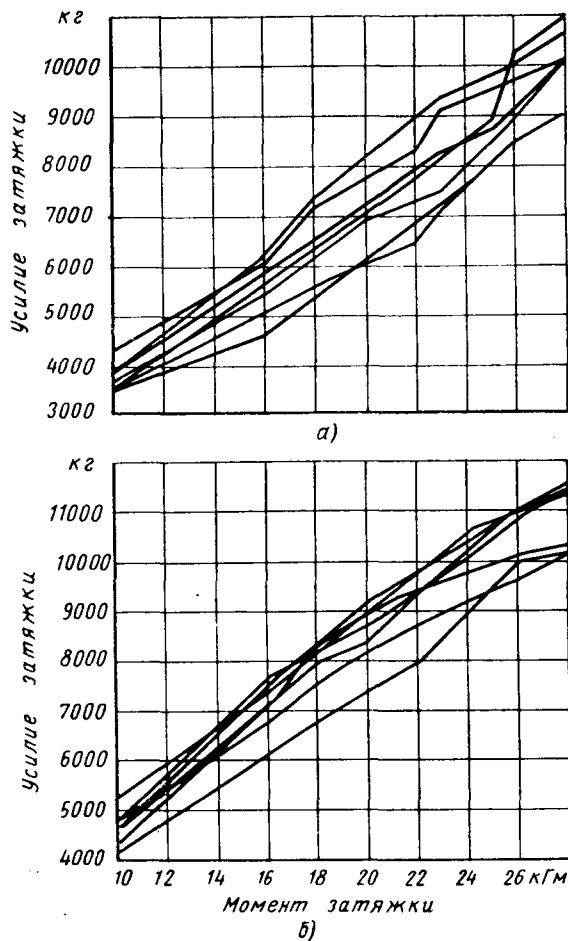


Рис. 2.

ном случае болты затягивались без смазки (а), а в другом — с предварительной смазкой трущихся поверхностей (б).

Для проведения этого эксперимента использовалось специально спроектированное приспособление (рис. 3). Момент для затяжки болтов 1 прикладывался отверткой 2 посредством динамометрического ключа, пропускаемого через окна 3. Винт 4 служил для поджимания и центровки отвертки. Усилие измерялось силовой измерительной машиной, в зажимы которой закреплялись скалки 5. Гайки 6 и втулки 7 полностью имитировали условия, в которых происходила затяжка болтов в реальных противовесах и коленчатом валу.

Из рис. 2 видно, что при моменте затяжки 18—20 кгм усилие в первом случае 4500—7300 кг, во втором 6100—8400 кг, что соответствует коэффициентам трения 0,13—0,19 и 0,11—0,15.

Для установления величины усилия затяжки после приваривания был проведен другой эксперимент, во время которого испытаны две группы болтов. В одной из них головки болтов приваривались к металлу противовеса кругом соответственно действующей технологии, как показано на рис. 1, а. В другой группе приваривание осуществлялось в одной точке (рис. 1, б). Во втором случае противовес и болт прогревались значительно меньше.

Методика эксперимента основана на измерении удлинения болта от растягивающего усилия. В болтах были просверлены

отверстия диаметром 4,3 мм почти на полную длину болта. В головке отверстие рассверливалось до диаметра 6 мм.

В отверстие вставлен с зазором ступенчатый стержень. Его конец со стороны головки приварен к металлу болта. Другой его конец подрезан заподлицо с торцом болта и совместно с ним шлифован. При растяжении болта стержень сохраняет свою длину, и его торец смещается относительно торца болта. Это смещение измерялось микронным индикатором с закрепленной на нем втулкой.

Для получения зависимости деформации от усилия все болты были оттарированы путем растяжения на разрывной машине и по напряжениям они не выходили за пределы пропорциональности.

Болты ввертывались в специальные гайки, выполненные из того же материала, что и коленчатый вал (сталь 50 Г ГОСТ 1050-52), и затягивались с моментом 20 кгм.

Измерение деформаций после приваривания головок болтов к материалу противовеса и после отвертывания гаек позволило вычислить напряжение деформации (укорочение болта) и на основании тарировочных данных — величины усилий в болтах, оставшихся после приварки. Результаты приведены в таблице.

Приваривание по периферии головок		Точечное приваривание	
деформация в мк	усилие в кг	деформация в мк	усилие в кг
77	4700	140	7900
82	5100	154	7400
81	4500	121	7300
56	3200	142	8250
70	4500	150	7900
68	3900	132	7900

Из таблицы видно, что при приваривании по периметру головки усилия лежат в пределах 3200—5100 кг, в то время как при приваривании в точке — 7300—8250 кг.

Отсюда следует, что приваривание по периметру головки существенно снижает усилие затяжки, а приваривание в точке не снижает усилия затяжки.

Поэтому для ликвидации обрывов противовесов было введено точечное приваривание головок взамен кругового.

Кроме того, жесткость конструкции против опрокидывания в осевом направлении была увеличена путем ликвидации перекачивания противовеса на выпуклости посадочной поверхности.

Для этого вместо двух опорных площадок на противовесах введены четыре площадки, размещенные не только в поперечном, но и в осевом направлении.

Для уменьшения жесткости болта (без потерь его прочности) стержень болта с уменьшенным диаметром выполнен длиннее за счет резьбовой части. Это способствует стабильности усилия затяжки и уменьшает изгибающие моменты в теле болта.

Эксперимент по выявлению влияния кругового приваривания головок противовесов был повторен для противовесов двигателей ЯАЗ-204, 206.

Результаты аналогичны описанным выше. В этих двигателях завод также отказался от кругового приваривания головок болтов.

Выводы

1. При определении надежности крепления противовесов следует учитывать силы инерции, возникающие в осевом направлении, возбуждаемые прогибом коленчатого вала.

2. Для снижения этих сил необходимо обеспечить возможно большую жесткость крепления противовеса при опрокидывании его в осевом направлении.

3. Усилие затяжки должно сохраняться достаточно высоким. Законтривание болтов методом кругового приваривания недопустимо.

Об управляемости активных полуприцепов

Канд. техн. наук П. В. АКСЕНОВ, П. П. ШИРЯЕВ

ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ прокладки газонефтепроводов и разных видов строительства, использующих готовые железобетонные конструкции, создаются специальные полуприцепы с базой 10—15 м (иногда до 20—30 м) с ведущими осями. Автопоезда с такими полуприцепами осуществляют подвоз тяжелых, неделимых длинномерных грузов (труб, железобетонных панелей и т. п.) в условиях бездорожья.

Для таких полуприцепов обязательным условием является наличие управляемых колес, которые значительно улучшают маневренность и проходимость автопоезда. При поворотах автопоезда в случае неуправляемых колес полуприцеп смещается относительно тягача в сторону центра поворота, что вызывает уширение габаритного коридора движения поезда.

Вследствие значительной разницы в кривизне траекторий колес тягача и полуприцепа на поворотах в их приводе возникает большое кинематическое несоответствие (рассогласование), снижающее эффективность применения активного привода колес [1]. Кроме того, расходуется значительная энергия на дополнительное колееобразование.

Наибольшее распространение получили поворотные устройства, основанные на принципе поворота колес полуприцепа пропорционально углу складывания автопоезда. Этот принцип обеспечивает автоматичность управления и позволяет изменять соотношение угла складывания и угла поворота колес в требуемых пределах.

Известны конструкции поворотных устройств механического [2] и гидростатического [3] типов, у которых угол складывания определяет угол поворота колес полуприцепа и обеспечивает необходимую энергию для поворота. Преимуществом этих конструкций является простота устройства.

Любое поворотное устройство активного полуприцепа должно проектироваться и изготавливаться так, чтобы максимально обеспечивалось движение колес полуприцепа по колею колес тягача при любых радиусах и режимах поворота автопоезда, а также качение колес полуприцепа на поворотах без бокового скольжения.

Для выполнения этих условий должен производиться кинематический расчет поворотного устройства, задачей которого является определение кинематической характеристики изменения углов поворота управляемых колес в зависимости от задающего параметра.

Для расчета кинематики исследуемого поворотного устройства на основании анализа возможных схем поворота автопоезда, состоящего из трехосного тягача и двухосного полуприцепа, принята схема, изображенная на рис. 1. В этой схеме колеса передней оси полуприцепа катятся по следу колес задней тележки тягача. Колеса задней оси полуприцепа будут прокладывать отдельную колею, а при некоторых радиусах поворота — катиться по следу колес передней оси тягача. Такая схема поворота считается оптимальной, так как при этом обеспечиваются лучшие условия проходимости автопоезда и требуются меньшие углы поворота колес полуприцепа. Исследования показывают, что схема поворота, при которой исключалось бы дополнительное образование колеи колесами полуприцепа на всех радиусах поворота, невозможна. Для обеспечения этого условия база тележки полуприцепа должна быть переменной величиной, зависящей от радиуса поворота автопоезда. В случае одноосного полуприцепа расчетная схема сохраняется. При этом на всех радиусах установившегося поворота полуприцеп будет следовать по колею тягача.

Расчет осуществляется, исходя из условий установившегося поворота автопоезда по круговым траекториям относительно общего центра без учета бокового увода шин.

При повороте автопоезда по принятой схеме (рис. 1) с учетом возможного смещения точки сцепки вперед или назад от середины тележки мостов тягача расчетные формулы для углов поворота колес полуприцепа в общем виде имеют следующий вид:

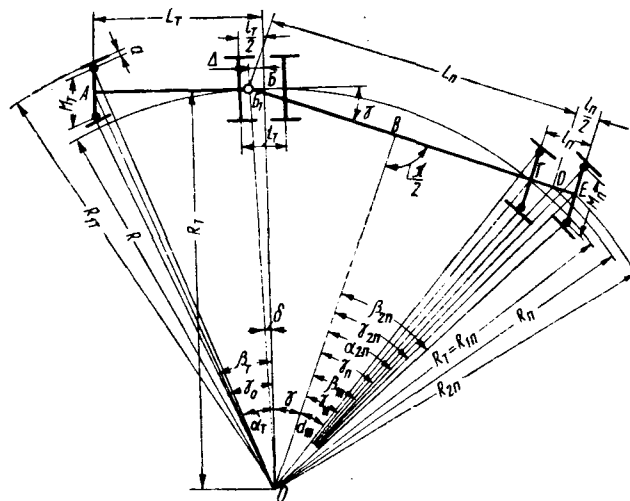


Рис. 1. Поворот автопоезда.

углы поворота наружных колес

$$\alpha_{in} = \arctg \frac{\left(L_n \pm \frac{l_n}{2} \right) - R \sin(\gamma + \delta)}{R \cos(\gamma + \delta) + \frac{M_n}{2}};$$

углы поворота внутренних колес

$$\beta_{in} = \arctg \frac{\left(L_n \pm \frac{l_n}{2} \right) - R \sin(\gamma + \delta)}{R \cos(\gamma + \delta) - \frac{M_n}{2}};$$

приведенные углы поворота колес осей полуприцепа

$$\gamma_{in} = \arctg \left[\frac{L_n \pm \frac{l_n}{2}}{R \cos(\gamma + \delta)} - \operatorname{tg}(\gamma + \delta) \right],$$

где $\frac{l_n}{2} < 0$ для передней оси ($i=1$);

$\frac{l_n}{2} > 0$ для задней оси ($i=2$);

$$R = \sqrt{R_T^2 + \Delta^2}; \quad \delta = \arctg \frac{\Delta}{R_T}$$

(при смещении седла вперед $\Delta > 0$; при смещении — назад $\Delta < 0$).

Угол складывания

$$\gamma = \arcsin \frac{\left(L_n - \frac{l_n}{2} \right)^2 + \Delta^2}{2 \left(L_n - \frac{l_n}{2} \right) R} - \delta.$$

Приведенный угол поворота колес тележки полуприцепа

$$\gamma_n = \arctg \left[\frac{L_n}{R \cos(\gamma + \delta)} - \operatorname{tg}(\gamma + \delta) \right].$$

Буквенные значения в формулах видны из рис. 2.

Приведенные угловые передаточные отношения поворотного устройства определяются: для колес передней оси $i_1 = \gamma : \gamma_{1n}$; для колес задней оси $i_2 = \gamma : \gamma_{2n}$; для тележки полуприцепа $i_0 = \gamma : \gamma_n$.

По результатам кинематического расчета поворотного устройства получаем его кинематическую характеристику (рис. 2).

α и β , град

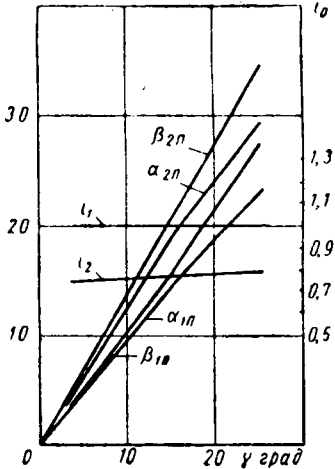


Рис. 2. Кинематическая характеристика поворотного устройства.

при этом определяется значениями предельно допустимых углов поворота колес полуприцепа, которые у активных поездов зависят от допустимого угла поворота шарнира равных угловых скоростей привода колес.

Силовые цилиндры и дополнительная гидравлическая аппаратура выбираются в соответствии с методами подбора и расчета гидроусилителей рулевых управлений автомобилей.

По изложенной методике рассчитаны поворотные устройства приведенной выше конструкции для активных поездов-трубозовов, состоящих из трехосного тягача КрАЗ-214 и двухосного полуприцепа и тягача КрАЗ-214 и одноосного полуприцепа. Длина первого автопоезда 17900 мм, база полуприцепа 10195 мм, второго — соответственно 14650 мм и 6850 мм.

Экспериментально показатели поворота автопоезда определялись при скорости движения 5—6 км/ч для радиусов поворота по колее переднего наружного колеса тягача в пределах от 26 до 13 м вправо и влево.

С помощью осциллографа фиксировалось изменение следующих параметров: времени t , скорости движения v , угла α_{Tn} поворота правого колеса тягача, угла γ складывания автопоезда. При работающем поворотном устройстве полуприцепа фиксировалось также изменение угла φ поворота «коромысла», угла α_n поворота правого заднего колеса полуприцепа и давления в гидросистеме. Кроме того, на грунте с помощью механических отметчиков, установленных под средними точками тележек тягача и полуприцепа, пророчивались их основные траектории.

Действительные радиусы поворота автопоезда измерялись на грунте в двух взаимно-перпендикулярных направлениях диаметров окружностей, описываемых при установившемся повороте передним наружным колесом тягача и средними точками тележек мостов тягача и полуприцепа.

С целью уменьшения влияния бокового увода шин тягача и полуприцепа на показатели поворота автопоезда опыты проводились при негруженом полуприцепа. При контрольных измерениях показателей поворота груженого автопоезда существенной разницы в результатах не обнаружено.

Для сравнительной оценки поворотоспособности автопоезда с отключенным и работающим поворотным устройством принималась величина абсолютного смещения задней части полуприцепа относительно тягача и ширина габаритного коридора движения автопоезда.

Эти показатели определяются из следующих выражений: абсолютная величина смещения полуприцепа относительно тягача

$$c_k = R_T - R_n;$$

ширина габаритного коридора движения автопоезда

$$k_{an} = R'_T - R''_n,$$

где R_T и R_n — основные радиусы поворота тягача и полуприцепа;

R'_T и R''_n — внешний и внутренний габаритные радиусы поворота соответственно тягача и полуприцепа;

$$R'_T = R_{1T} + b,$$

Имеем

$$R_T = (R_{1T} - a) \cos \alpha_T - \frac{M_T}{2},$$

где R_{1T} — радиус поворота тягача по колее переднего наружного колеса;

$$\alpha_T = \arcsin \frac{R_{1T} - a}{L_T};$$

M_T — расстояние между осями шкворней передней оси тягача.

Для тягача КрАЗ-214

$$b = 0,96 \cos(62^\circ 30' - \alpha_T) - a.$$

При отключенном поворотном устройстве

$$R_n = \sqrt{R_T^2 - L_n^2},$$

при работающем поворотном устройстве полуприцепа

$$R_n = \frac{L_n}{(1 + i_0) \sin \gamma_n}; \quad R''_n = R_n \cos \gamma_n - \frac{B_{2n}}{2},$$

где B_{2n} — габаритная ширина полуприцепа;

$$\gamma_n = \arcsin \sqrt{(1 + i_0)^2 \frac{R_T^2}{L_n^2} - i_0}.$$

Полученные опытные данные для двухосного полуприцепа хорошо согласуются (рис. 3) с результатами расчетов по приведенным выше формулам.

Некоторое расхождение расчетных и экспериментальных значений смещения c_k полуприцепа является следствием особенностей кинематической схемы соединения его управляемых колес.

Различие показателей при правом и левом поворотах автопоезда с включенным поворотным устройством полуприцепа объясняется некоторой разницей наименьших радиусов поворота тягача R_{1T} , погрешностями расчета, изготовления и установки копирного механизма, а также наличием зазоров в зацеплении роликов с гребнем копира. Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что маневренные качества и показатели поворота автопоезда при введении управления колесами двухосного полуприцепа существенно улучшаются. При поворотах автопоезда с радиусами более 17 м (т. е. при углах складывания, когда ролики перемещаются по рабочему участку гребня копира) величины смещения полуприцепа малы и следы колес тележки мостов полуприцепа приближаются к следам колес тележки мостов тягача или практически совпадают с ними. При наименьшем радиусе поворота автопоезда во время включения поворотного устройства смещение полуприцепа к центру поворота уменьшается в 4,5—4,8 раза, а ширина габаритного коридора — в 1,4—1,9 раза. Угол складывания автопоезда при этом уменьшается в 1,5—2,0 раза.

Увеличение ширины габаритного коридора и смещения полуприцепа с управляемыми колесами при поворотах автопоезда с радиусами менее 17 м объясняется тем, что углы скла-

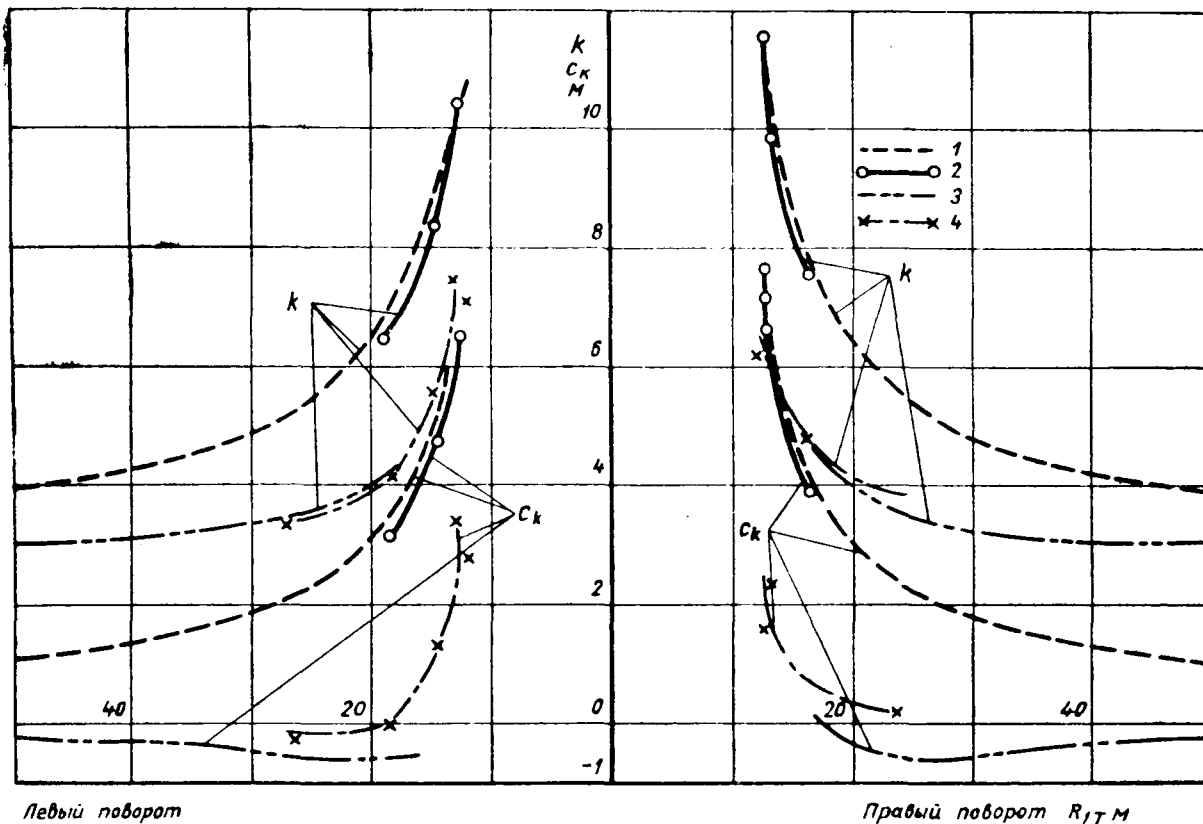


Рис. 3. Показатели поворота автопоезда с двухосным полуприцепом:

1 — расчетные данные заблокированных колес; 2 — экспериментальные данные заблокированных колес; 3 — расчетные данные управляемых колес; 4 — экспериментальные данные управляемых колес.

двигания оказываются большими угла рабочего сектора копира, определяемого допустимыми углами поворота шарниров равных угловых скоростей привода колес.

У одноосного полуприцепа обеспечивалось движение его колес по колею колес тягача практически на всех режимах и радиусах поворота. У этого автопоезда при минимальном радиусе поворота ширина габаритного коридора уменьшалась в 2 раза, угол складывания в 1,74 раза.

Тележка двухосного полуприцепа с управляемыми колесами, соединенными тягами в единую механическую систему, обладает высокими самостабилизирующими свойствами. Переезд колесами одной стороны последовательно единичной пороговой неровности высотой 140 мм при скоростях движения автопоезда 20—30 км/ч не вызывает колебаний других колес или самовключения силовых гидроцилиндров. При подобных испытаниях одноосного полуприцепа наблюдались колебания обоих управляемых колес, а также случаи самовключения силового гидроцилиндра (золотник включает гидроцилиндр при дорожных толчках).

Испытания двухосного полуприцепа показали его высокую устойчивость при движении автопоезда с грузом и без груза. Влияния полуприцепа во всем диапазоне скоростей движения вообще не наблюдалось.

В целях дополнительной проверки качеств самостабилизации полуприцепа проводились специальные опыты с имитацией движения автопоезда с неисправным поворотным устройством полуприцепа: а) при разъединенных шлангах гидросистемы (обрыв шлангов во время движения); б) при разъединенных шлангах гидросистемы и выключенном копирном механизме (обрыв шлангов при одновременном «разъединении» тяги управления золотником). В обоих случаях автопоезд при прямолинейном движении по асфальтированному шоссе со скоростью до 55 км/ч двигался устойчиво без «влияния» полуприцепа. При движении автопоезда змейкой со скоростью 40—45 км/ч с теми же «неисправностями» поворотного устройства полуприцепа уверенно следовал за тягачом.

У одноосного полуприцепа, имеющего обычную рулевую трапецию управления колесами, подобные «неисправности» вызывают потерю устойчивости — движение становится невозможным и требуется блокировка поворотного устройства. Кроме того, установлено, что в случае появления люфтов в

шарнирах рулевой трапеции возможно появление влияния полуприцепа на скоростях 40—45 км/ч с амплитудой до 500 мм.

Введение управления колесами полуприцепов облегчает маневрирование автопоездов задним ходом, однако требует определенных навыков водителей.

Выводы

1. Введение управления колесами полуприцепов позволяет существенно улучшить показатели криволинейного движения автопоездов, избежать дополнительного колееобразования и практически исключить кинематическое несоответствие в приводе к колесам полуприцепа.

2. Для автопоезда с двухосным (одноосным) полуприцепом целесообразной расчетной схемой поворота является вариант следования передних колес полуприцепа по колею колес задних мостов тележки тягача.

3. Кинематические расчеты поворотных устройств прицепов и полуприцепов могут выполняться на основе допущения о повороте звеньев автопоезда относительно одного центра, что вполне обеспечивает основные требования практики эксплуатации подвижного состава.

4. Целесообразными и перспективными являются конструкции поворотных устройств, основанные на принципе поворота колес полуприцепа пропорционально углу складывания автопоезда.

5. Управляемые колеса полуприцепа и гидромеханическая система их привода не нарушают устойчивость прямолинейного движения автопоезда с исследованными типами полуприцепов и не вызывают появления влияний. Однако наибольшей устойчивостью обладает двухосный полуприцеп. Одноосный полуприцеп теряет устойчивость в случае неисправности системы управления и появления больших люфтов в шарнирах рулевой трапеции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Базыленко Г. И., Ермилов С. С., Андреев А. С., Макаровский О. Д. «Автомобильная промышленность», 1960, № 11.

2. Марголис С. «Автомобильный транспорт», 1962, № 3.

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

Методика выбора шин для автобусов

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук В. И. КНОРОЗ, А. С. РЕЗНИКОВ, Г. В. ГУБАРЕВ

НАМИ

ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ новых моделей автобусов значительное внимание уделяется выбору основных параметров шин: габаритным размерам, грузоподъемности, давления воздуха, радиальной и боковой жесткостям.

От указанных параметров в большей степени зависят компоновка автобуса, его вес, размеры главной передачи, комфортабельность, динамика, экономика и т. д.

Несмотря на это, до сего времени не имеется единой и, на наш взгляд, рациональной методики выбора шин для автобусов.

Выбор шин по максимальной грузоподъемности и максимальной скорости является не обоснованным. Такая практика приводит, как правило, к выбору завышенных размеров шин и не соответствует сложившейся международной практике.

Отсутствие единой методики в ряде случаев приводит к установке на автобусах одинакового назначения и вместимости шин разных размеров.

Анализ технических данных отечественных и зарубежных автобусов (табл. 1) показывает, что автобус ЗИЛ-158 при вместимости 60 чел. (из них 32 для сидения) и полном весе 10 840 кг оборудован шинами 11,00—20", а автобусы Маск С-41 (США), Мерседес-Бенц 0,322 (ФРГ), АЕС (Англия) при больших вместимостях и полном весе — соответственно шинами 10,00—20" и 9,00—20".

Как показывает статистика, у большинства зарубежных городских автобусов коэффициент использования грузоподъемности шин¹ больше единицы.

Анализ параметров зарубежных автобусов и установленных на них шин показывает, что на автобусах общим весом до 9 т применяются шины 7,50—20" и 8,25—20" на автобусах весом 9—12 т — шины 9,00—20", на автобусах весом 12—14 т — шины 10,00—20", на всех более тяжелых автобусах — шины 11,00—20".

Распределение веса по осям у городских автобусов средней вместимости как отечественного, так и зарубежного производства примерно одинаковое. Вес, приходящийся на переднюю ось, в снаряженном состоянии составляет 35—43%, а при полной (номинальной) нагрузке — 32—38%.

Подсчеты показывают, что у автобусов американского производства полный вес, приходящийся на переднюю и заднюю оси, распределяется примерно в отношении 33 и 67%, т. е. осуществляется равномерная загрузка всех шин. При этом вы-

бор шин для автобусов соответствует методике, изложенной в стандарте TRA (США). По этой методике вес городских автобусов рассчитывается из условия полутарной нагрузки от сидящих мест при весе пассажира 68 кг. Вес стоящих пассажиров, составляющий 50% веса сидящих пассажиров, распределяется равномерно на переднюю и заднюю оси.

В тех случаях, когда не удается обеспечить необходимое распределение веса по осям автобуса, ряд фирм ставит на переднюю и заднюю оси разные по размеру шины или одинаковые по размерам, но разные по слоистости и давлению. Последнее чаще всего применяется для автобусов большой вместимости (см. табл. 1).

Применение шин различных размеров на задней и передней осях характерно для английских и французских автобусов.

Правильное распределение веса по осям позволяет иметь одинаковые нагрузки и давления воздуха во всех шинах, повысить срок их службы, обеспечить применение минимальных размеров шин для данной вместимости автобуса и получить ряд других преимуществ.

Для определения номинальной нагрузки пассажирского транспорта используется среднестатистический для каждой страны вес пассажира. Так, например, в Англии он берется равным 64,5 кг, во Франции и ФРГ — 65 кг, в США — 68 и в СССР — 70 кг. Вес багажа при подсчете нагрузки для городских автобусов не учитывается.

В различных странах площадь на одного сидящего в автобусе пассажира, согласно данным [1], колеблется от 0,309 до 0,428 м², а на одного стоящего пассажира от 0,120 до 0,193 м². В Швеции вместимость городского автобуса устанавливается исходя из удельной площади на стоящего пассажира не менее 0,177 м², в США принимают число стоящих пассажиров равным половине числа сидящих пассажиров, в ФРГ рекомендуется удельная площадь на стоящего пассажира 0,15 м² и на сидящего 0,315 м².

Европейскими стандартами Din, а также СЭВ (Совет экономической взаимопомощи) для определения нагрузки на городские автобусы приняты нормы площади на одного стоящего человека 0,15 м², на одного сидящего человека 0,315 м² и вес человека 65 кг. Согласно ГОСТ 10022-62 норма вместимости на одного сидящего пассажира составляет 0,315 м², на стоящего 0,20 м², а в части пик 0,125 м². Приняв площадь, приходящуюся на одного стоящего пассажира в часы пик, равной 0,125 м², можно определить максимальную вместимость автобуса, а следовательно, и его предельную загрузку.

Городские автобусы, как известно, работают на линии с 6 утра до 1 ч ночи; в течение этого времени характер пассажи-

Таблица 1

Марка автобуса	Длина в м	Число мест		Площадь автобуса на 1 пассажира в м ²	Полный вес в кг	Полезная нагрузка в кг	Мощность двигателя в л. с.	Вес, приходящийся на переднюю ось, в кг	Вес, приходящийся на заднюю ось, в кг	Размер шин в дюймах	Коэффициент использования грузоподъемности шин	Расположение двигателя
		общее	для сидения									
ПАЗ-652	7,15	42	23	0,410	7 500	2940	90	2560	4 940	8,25—20 210—20	0,8	Переднее
ЗИЛ-158	9,03	60	32	0,374	10 840	4200	109 110	4100	6 740	11,00—20	1,81	.
ЛАЗ-695	9,22	55	32	0,418	10 775 10 274	3850	109	3690 3450	7 085 6 824	10,00—20	~1,0 0,95	Заднее
ЛИАЗ-676	9,36	88	19	0,266	13 200	4620	150	4164	9 036	11,00—20	1,07	Переднее
Мак С-41 (США)	10,05	65	41	0,37	13 200	5100	170	—	—	10,00—20	1,1	Поперечное заднее
Мерседес-Бенц 0322 (ФРГ)	10,0	94	32	0,27	12 100 13 000	6110	126	4100 4400	8 000 8 600	9,00—20	~1,0 1,085	Заднее
Драуг (ФРГ)	10,0	93	29	0,27	13 350	6045	125	—	—	10,00—20	1,00	—
АЕС (Англия)	9,0	~70	42—44	0,32	11 158	4900	112	—	—	9,00—20	—	—
Фиат-306/2 (Италия)	10,82	53	40	0,51	15 400	3710	150	6000	9 400	11,00—20	—	Под полом, в базе
Фиат-682 (Италия)	11,3	80	40	0,35	16 000	5600	150	6500	10 000	11,00—20	—	.
Савьем СИ1 (Франция)	10,65	100	45	0,266	14 500	7200	150	7000	7 500	11,00—20X	—	.
Магirus Сатурн II LS (ФРГ)	11,5	120	33	0,23	15 000	8050	145	—	—	9,00—20	1,25	Заднее
Мерседес-Бенц 0317 (ФРГ)	12,0	118	32	0,25	16 000	7700	200	6200	10 000	11,00—20	0,89	Под полом, в базе

¹ Коэффициент использования грузоподъемности шин представляет собой отношение полного веса автомобиля к общей номинальной грузоподъемности шин.

ропотока все время меняется. Однако не зависимо от изменения пассажиропотока на различных маршрутах нагрузочные режимы по часам суток и на перегонах являются типичными для городских условий и отличаются так называемыми часами пик.

На рис. 1 приведен нагрузочный режим работы автобуса ЗИЛ-158 в г. Москве на маршруте № 111 (площадь Свердлова — Дом культуры). Из графика видно, что за 19 ч работы

Наибольшая напряженность пассажиропотока наблюдается утром с 7 ч 15 мин до 9 ч и вечером с 16 ч 45 мин до 19 ч 05 мин, т. е. длится примерно в течение 4 ч.

Подсчеты показывают, что среднее число пассажиров за время работы автобуса на маршруте составляет 19 чел., т. е. 31,6% от номинальной вместимости, равной 60 чел.

На рис. 2, а, приведены опытные данные об изменении загрузки автобусов по перегонам в разное время суток и в раз-

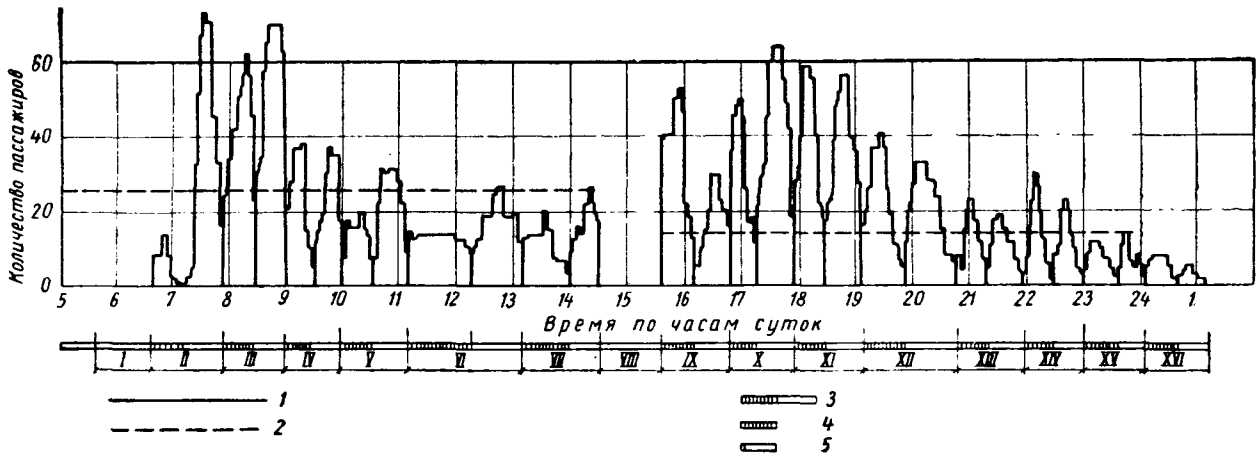


Рис. 1. Наполняемость автобуса по часам пик маршрут № 111 (площадь Свердлова — Дом культуры):

1 — номинальная вместимость; 2 — средневзвешенное количество пассажиров; 3 — рейс; 4 — прямое направление (пл. Свердлова — Дом культуры); 5 — обратное направление (Дом культуры — пл. Свердлова); I—XVI — рейсы.

автобус перегружался в течение 42 мин, причем средняя перегрузка составляла 13%, а максимальная, длившаяся 3 мин, — 23%. Следовательно, за 19 ч работы автобуса средняя перегрузка его на маршруте длится около 4% от времени работы на линии и не превышает при этом 13—15%.

ные дни недели. Приведенные материалы показывают, что загрузка автобуса изменяется не только по времени суток, но и на каждом отдельном маршруте по перегонам. Даже в часы пик средняя загрузка автобуса по перегонам на заданном маршруте (рис. 2, б) составляет 86,5%. Следовательно, средняя эксплуатационная нагрузка значительно меньше номинальной, подсчитанной по полной вместимости автобуса. Поэтому определение допускаемой нагрузки на шины необходимо производить с учетом коэффициента наполнения автобуса на линии. Изменяется, однако, не только нагрузка, но и скорость движения автобуса на перегонах.

Величина и характер изменения скорости на маршруте по перегонам в прямом и обратном направлении показаны на рис. 3.

Из приведенных графиков видно, что максимальная скорость движения автобуса не превышает 40 км/ч, а средняя скорость движения на маршруте составляет 27 км/ч. Средняя эксплуатационная скорость без учета времени задержек на перегонах, но с учетом времени стоянок на остановках, составляет в прямом направлении 23,2 км/ч, а в обратном — 22,5 км/ч.

Городской автобус работает обычно по замкнутому циклу: разгон—накат—торможение. При самом интенсивном разгоне (полностью открытый дроссель и своевременное переключение передач) для достижения максимальной скорости автобусу необходимо участок пути длиной 550—600 м. В городах расстояние между остановками в большинстве случаев колеблется от 300 до 500 м. Для обеспечения наивыгоднейшего по расходу топлива режима движения по замкнутому циклу на указанном перегоне автобус должен разогнаться не до максимальной, а значительно меньшей (40—50 км/ч) скорости, затем двигаться накатом и тормозить. Ограничение скорости движения в городах также влияет на максимальную скорость движения на перегоне.

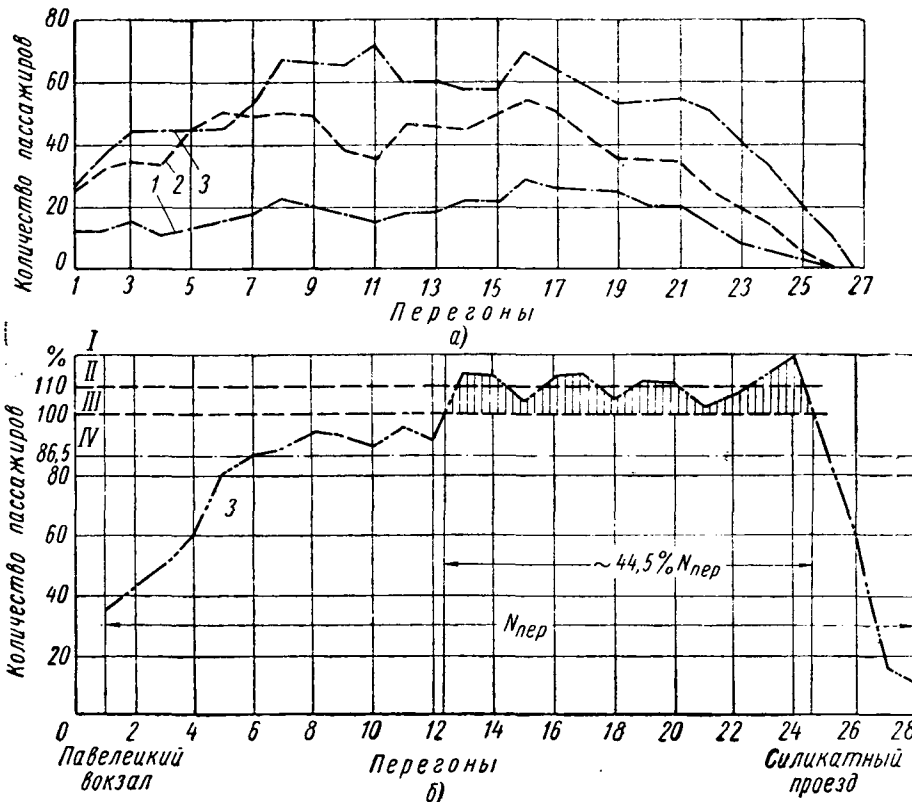


Рис. 2. Изменение количества пассажиров в автобусе по перегонам (а) и изменение наполняемости автобуса по перегонам (б) (маршрут: Павелецкий вокзал — Силикатный проезд):

1 — суббота 9 ч 52 мин; 2 — пятница 17 ч 35 мин; 3 — суббота 16 ч 00 мин; I — максимальное число пассажиров; II — средняя перегрузка; III — номинальная нагрузка автобуса; IV — средняя загрузка на перегоне (86,5%).

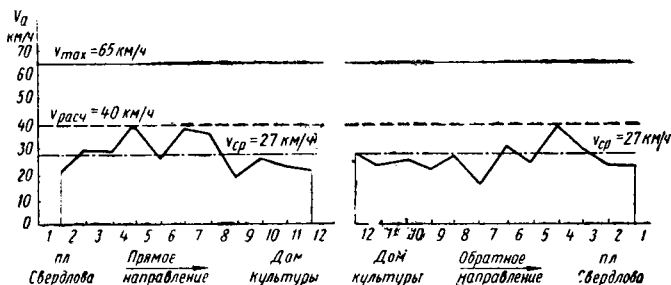


Рис. 3. Изменение максимальной скорости автобуса на маршруте по перегонам в прямом и обратном направлении без учета задержек на перегоне (маршрут: площадь Свердлова — Дом культуры и обратно).

Из изложенного явствует, что максимальная скорость движения автобусов в городах не превышает 40—45 км/ч.

В некоторых странах, например в ФРГ, при предельной нагрузке оговорено ограничение скорости автобуса до 30 км/ч. С учетом сказанного строятся и графики движения автобусов в часы пик, т. е. с увеличенной продолжительностью времени движения на маршруте. Для городов Советского Союза целесообразно рекомендовать ограничение скорости движения автобуса при предельной нагрузке до 40 км/ч [1].

В зависимости от скорости движения, как известно, изменяется допустимая величина нагрузки на пневматическую шину. Поэтому в ряде каталогов шинных фирм Соединенных Штатов Америки и Европы оговариваются как нагрузка на шину, так и соответствующая ей скорость. Ниже приводятся примеры из справочника ГДР по шинам [2].

Максимальная скорость в км/ч	40	30	20	8
Увеличение допустимой нагрузки в %	10	15	50	100
Повышение давления в %	—	—	10	15

Из справочника ФРГ [3] допустимая нагрузка (в %) для различных автомобилей следующая:

Нормальные грузовые автомобили, автобусы и транспортные тягачи	100
Автомобили специального назначения: поливочные, мусороборочные, пожарные, автомобили-краны и автомобили коммунального хозяйства	110
Все виды автомобилей для местного сообщения, имеющие максимальную скорость 40 км/ч	110
Маршрутные автобусы, работающие по графику со скоростью движения 30 км/ч	115
Все виды автомобилей, имеющие максимальную скорость движения 30 км/ч	115
Автомобили, имеющие максимальную скорость движения 20 км/ч	150
Автомобили, имеющие максимальную скорость движения 8 км/ч	200
Передвижные краны и экскаваторы, работающие на остановках	250

Аналогичные сведения следует приводить и в отечественных ГОСТах на шины.

Установление соотношения между нагрузкой на пневматическую шину и скоростью движения является весьма важной, но в то же время и очень сложной задачей. Наиболее полно этот вопрос исследован Л. Амичи и Э. Робекки [4]. Многочисленными опытами было установлено, что шины имеют нормальный срок службы, если рабочая температура их в условиях эксплуатации не превышает 75°. Поэтому для каждой шины при максимально допустимой на нее расчетной нагрузке определялась скорость, при которой устанавливалась рабочая температура шины 75°. Температура окружающей среды принималась равной 25°. Следовательно, перепад температур шины и окружающей среды составлял 50°.

При изменении температуры окружающей среды изменяется величина перепада температуры шины, а пропорционально ей и допустимая скорость движения колеса. Допустимые максимальные нагрузка, давление воздуха и скорость принима-

Таблица 2

Размер в дюймах	Число слоев	«Основная» скорость в км/ч	Размер в дюймах	Число слоев	«Основная» скорость в км/ч
Шины низкого давления			Шины среднего давления		
6,50—20	6	100	7,00—20	10	95
7,00—18	8	95	7,50—20	10	90
7,00—20	8	95	8,25—20	12	90
7,50—20	8	95	9,00—20	12	85
8,25—20	10	95	10,00—20	14	80
9,00—20	10	90	11,00—20	14	75
10,00—20	12	85	11,00—22	14	75
11,00—20	12	80	11,00—24	14	75
11,00—22	12	80	12,00—20	16	70
11,00—24	12	80	12,00—22	16	70
12,00—20	14	75	12,00—24	16	70
12,00—22	14	75			
12,00—24	14	75			
13,00—20	16	65			
14,00—20	18	55			

ются за «основные» и указываются в каталогах шинных фирм. В табл. 2 приведены «основные» скорости, соответствующие нагрузкам и внутренним давлениям, приведенным для итальянских шин в таблицах СИНА С153-10 и С153-11/ХII—1956 г. (шин низкого и среднего внутреннего давления).

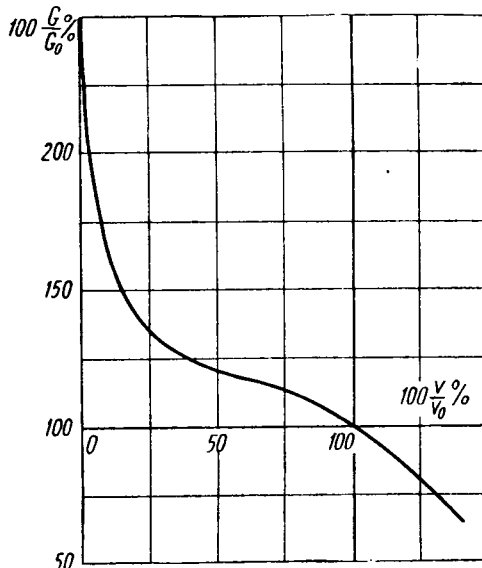


Рис. 4. Зависимость допустимой нагрузки на шину от скорости движения

Практический интерес представляет случай, когда нагрузка и скорость движения отличаются от «основных».

Опираясь на большое количество опытных данных по испытанию широкого ассортимента шин различных стран и фирм в дорожных условиях и на барабанном стенде, была получена [4] результирующая кривая (рис. 4), определяющая закон изменения нагрузки в зависимости от скорости. Для удобства сравнения различных размеров шин кривая построена в координатах относительных нагрузок и относительных скоростей.

Полученную зависимость можно выразить уравнениями: в диапазоне 0—60% «основной» скорости

$$\frac{G}{G_0} = \frac{0,0978}{\frac{v}{v_0} + 0,0667} + 1,033;$$

в диапазоне 60 — 140% «основной» скорости

$$\frac{G}{G_0} = 0,555 \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 + 0,444 \frac{v}{v_0} + 1,11,$$

где G — нагрузка, соответствующая скорости v ; G_0, v_0 — «основные» значения нагрузки и скорости.

Пользуясь приведенными выше зависимостями, можно для любой шины, зная для нее «основную» скорость и нагрузку, определить допустимую нагрузку при новой заданной скорости и наоборот.

При этом целесообразно учитывать следующие рекомендации по давлению воздуха в шинах:

1. Если нагрузка меньше «основной» при скорости, равной «основной», то давление, соответствующее новой нагрузке, определяется из условия сохранения постоянства относительной деформации шины.

Существует общее правило, согласно которому относительные деформации всех шин автомобиля должны быть одинаковыми.

Постоянство отношения между радиальным прогибом и свободной высотой профиля (постоянство относительной деформации шины) лежит в основе определения соотношения между нагрузкой и давлением воздуха, приводимых в каталогах шинных фирм.

2. При изменении нагрузки в соответствии с изменением скорости движения давление воздуха в шинах (для случая работы автомобиля преимущественно в диапазоне средних скоростей) менять нецелесообразно. Оно должно соответствовать «основным» показателям.

В случае работы автомобиля вблизи области очень низких или очень высоких скоростей некоторое (10—15%) повышение внутреннего давления целесообразно. Срок службы шин по износу протектора и работе каркаса в новых условиях эксплуатации практически не изменится [3].

Изложенное позволяет рекомендовать следующую методику выбора шин для городских автобусов:

1. Вес автобуса следует рассчитывать по полной вместимости и вводить при этом коэффициент наполнения автобуса на линии. По методике TRA можно рассчитывать вес автобуса только при четырехрядной его планировке.

Полная вместимость определяется по планировке автобуса, исходя из 0,315 м² на сидящего и 0,15 м² на одного стоящего пассажира.

Коэффициент α наполнения автобуса на линии определяется опытом. Величина его не остается постоянной и меняется с изменением пассажиропотока. По данным А. А. Токарева с учетом перегрузки автобуса в часы пик коэффициент α следует принимать равным $\sim 0,6$.

2. В целях получения минимального размера шин для сложившихся компоновок автобусов, имеющих двухскатную ошиновку, полный вес (с нагрузкой в часы пик) должен распределяться по осям в отношении 33:67%.

При расположении двигателя под полом кузова и односкатной ошиновке развеска должна соответствовать 50:50%.

3. Максимальную скорость городского автобуса на линии принимаем равной 40 км/ч.

4. По величине скорости 40 км/ч и предварительно выбранной «основной» скорости шины определяется по графику (рис. 4) допускаемая на колесо нагрузка в процентах по отношению к основной.

5. Нагрузку, приходящуюся на колесо, делим на допускаемый коэффициент нагрузки и получаем величину «основной» нагрузки на колесо, а по ней согласно ГОСТу на шины выбираем размер шин для автобуса.

6. По полученному размеру шины уточняется «основная» скорость, а по ней и коэффициент скорости. Если коэффициент скорости мало отличается от принятого при расчете, то выбор

шин следует считать законченным. В случае значительного отклонения, необходимо произвести повторный уточненный расчет выбора размера шины.

Проверим по изложенной методике выбор шин для автобусов с трехрядным (или иным) расположением мест (наиболее общий случай).

Определим размеры шин для вновь создаваемого двухосного автобуса ЛИАЗ-677 большой вместимости. Автобус ЛИАЗ-677 имеет 26 мест для сидения, свободный проход и накопительные площадки на входе и выходе. Свободная площадь (для стояния) составляет 10,23 м².

В соответствии с международными нормами и принятой методикой полная вместимость автобуса определяется из условия 0,15 м² на одного стоящего пассажира и 0,315 м² на одного сидящего, т. е. она составляет $\left(\frac{10,23}{0,15}\right) + 26 = 94$ чел.

Для определения расчетной нагрузки необходимо знать коэффициент наполнения автобуса на линии при указанной вместимости. Поскольку мы располагаем опытным коэффициентом $\alpha = 0,6$, учитывающим условия нагрузки автобуса в часы пик и соответствующим норме площади на одного стоящего пассажира 0,125 м², следует принять полную вместимость автобуса в этом случае принимать равной 108 чел., а среднее эксплуатационную — 65 чел. (108·0,6). Общий расчетный вес для рассматриваемого случая будет складываться из веса автобуса в снаряженном состоянии и веса 65 чел.: 7300 + 65·70 = 7300 + 4550 = 11 850 кг.

У автобуса ЛИАЗ-677 при 65 пассажирах в салоне вес по осям распределяется соответственно 40% на переднюю и 60% на заднюю оси. Следовательно, нагрузка на переднее колесо равна 2370 кг, а на заднее — 1778 кг.

Считая возможным рекомендовать для автобуса ЛИАЗ-677 шины 10,00—20", принимаем «основную» скорость для них, согласно табл. 2, равной 80 км/ч, а максимальную скорость движения в городских условиях — $v_{\max} = 40$ км/ч. Тогда получим

$$\frac{v}{v_0} = \frac{40}{80} = 0,5. \text{ Согласно рис. 4 допустимый коэффициент}$$

загрузки шин при этом составит 1,205. Зная коэффициент загрузки, не трудно определить величину «основной» нагрузки, по которой нужно выбирать шины по ГОСТу,

$$G_0 = \frac{G}{1,205} = \frac{2370}{1,205} = 1985 \text{ кг.}$$

Согласно указанной нагрузке на автобус ЛИАЗ-677 нужно устанавливать шины 10,00—20", монтируемые на широких ободах с коническими полками. Максимально-допустимая нагрузка таких шин в соответствии с ГОСТом 5513-59 2080 кг при давлении воздуха 5,2 кг/см².

В отличие от городских, в междугородных автобусах проезд стоящих пассажиров не допускается. Поэтому вместимость автобуса определяется числом сидящих пассажиров из условия трех человек на 1 м² полезной площади. В рассматриваемом случае наряду с весом пассажира учитывается и вес багажа (для пригородных автобусов 12 кг, а для междугородных — 16 кг на каждого пассажира).

Основные данные о междугородных автобусах отечественного и зарубежного производства приведены в табл. 3. Из таблицы видно, что на междугородных автобусах весом до

Таблица 3

Марка автобуса	Длина в м	Ширина в м	Число мест	Сухой вес в кг	Полный вес в кг	Размер шин в дюймах	N_{\max} в л. с.	${}^nN_{\max}$ в об/мин	Максимальная скорость в км/ч	Расположение двигателя
ЛАЗ-698 «Карпаты» . . .	9,22	2,5	24	7500	9 400	10,00—20	150	3200	87	Заднее продольное
Шкода 706РТО (Чехословакия)	10,62	2,5	35/2	8700	12 800	11—20 ех Д	160	1900	86	Переднее
Икарус 55 (Венгрия) . .	11,4	2,5	32/3	9500	12 500	1100—20 (ех Д, специальные)	145	2300	98	Заднее
Савнем С5 (Франция) . .	8,79	2,5	36	5800	8 500	9,00—20Х	100	2500	—	Переднее
Аувертер 67 (ФРГ) . . .	8,05	2,5	33	5100	8 100	7,50—20	115	2400	96	Заднее
Сатурн 11 Магирус-Дейц (ФРГ)	11,5	2,5	55	6700	12 000	9,00—20	125	2300	72	,
Мерседес-Бенц 0321Н (ФРГ)	10,6	2,5	41	6300	10 200	8,25—20 (усиленные)	110	3000	86	.
Кроун (США)	9,75	—	37	8325	11 125	10,00—20	212	3000	—	Под полом
Минсай 6-101А (Япония)	10,82	2,44	41	—	13 298	10,00—20	230	2000	—	Заднее

8 т устанавливаются шины 7,50—20", весом до 12 т — шины 9,00—20", весом выше 12 т — шины 10,00—20" и лишь в отдельных случаях шины 11,00—20". Максимальная скорость междугородных автобусов составляет 80—100 км/ч, а в отдельных случаях доходит до 120 км/ч. Распределение веса по осям берется таким же, как и для городских автобусов. Для междугородных автобусов применяются обычно шины повышенного качества. Они выбираются исходя из полной нагрузки на колеса, определяемой собственным весом автобуса, полезной нагрузкой и весом багажа.

Вес пассажира принимается равным среднестатистическому весу человека для данной страны, а вес багажа 10 кг в ФРГ и 16 кг в СССР и других странах.

В США в нагрузку на междугородный автобус включается также 450 кг налипшей грязи или снега.

При определении нагрузки на междугородный автобус по СЭВ вес пассажира с учетом багажа принимается равным 95 кг. Вес аккумулирующихся веществ при этом не учитывается. Аналогичную методику определения нагрузки целесообразно применять и для отечественных междугородных автобусов. В остальной методика выбора шин для междугородных автобусов остается такой же, как и для городских автобусов.

Приведенный материал позволяет рекомендовать следующую единую формулу для определения полного расчетного веса G_p автобусов любого типа:

$$G_p = [(n_{сид} + n_{ст} + n_{обс}) 70 + G_б] \alpha + G_c,$$

где $n_{сид}$ — число мест для сидения, определяемое планировкой;
 $n_{ст}$ — число стоящих пассажиров, определяемое по размеру площади для стояния, деленному на 0,15 м²;
 $n_{обс}$ — число обслуживающего персонала;
 $G_б$ — вес багажа (для городского автобуса, равный 0, для пригородного 12 кг, для междугородного 16 кг);
 G_c — собственный (или снаряженный) вес автобуса;
 α — коэффициент заполнения автобуса на линии — переменная величина (для автобусов, в которых разрешается проезд стоящих пассажиров, $\alpha \approx 0,6$, для автобусов с местами только для сидения $\alpha = 0,8$).

По величине G_p с учетом распределения веса по осям и поправки на скорость определяется нагрузка на колесо, а по ней в соответствии с ГОСТом определяется искомый размер шин для данного автобуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Осепчугов В. В. «Автомобильная промышленность», 1959, № 9.
2. Schulte Reifen—Handbuch, ГДР, 1960.
3. Fakra—Handbuch, ФРГ, 1959.
4. Амичи Л., Робекки Э. Журнал фирмы Пирелли Ricerche Sviluppo, 1959, XI, № 12.
5. Шиманский К. «Автомобильный транспорт за рубежом», вып. 6, НИИАТ, 1961.

УДК 621.824.5 : 001.5

Метод экспериментального определения жесткости изгиба гибкого проволочного вала

Канд. техн. наук Г. И. КОГАН-ВОЛЬМАН, Ф. М. КАНТОР

Одесский технологический институт имени М. В. Ломоносова

ГИБКИЕ проволочные валы широко применяются в приводах механизированного инструмента, приводах дистанционного управления и приводах контрольных приборов.

От жесткости изгиба вала в значительной степени зависит способность гибкого вала передавать крутящий момент в изогнутом состоянии на высоких скоростях вращения.

Повышение производительности механизированного инструмента с гибким приводным валом обычно достигается увеличением скорости его вращения, так как крутящие моменты, передаваемые гибкими валами, относительно малы. Высокая скорость вращения в соединении с малыми эксплуатационными радиусами изгиба вала вызывает большие потери на трение на изогнутых участках вала, что часто служит причиной быстрого износа и выхода его из строя.

В приводах дистанционного управления высокая жесткость изгиба также ведет к увеличению момента трения вала о броню и, следовательно, к увеличению ошибки, вводимой углом закручивания вала в регулируемый параметр.

В приводах контрольных приборов высокая жесткость изгиба вызывает преждевременный износ вала и вносит ошибки в показания приборов.

Таким образом, во всех перечисленных случаях применения гибких валов определение жесткости изгиба вала является важнейшей составной частью характеристик его эксплуатационных качеств.

Теоретическая жесткость изгиба вала в кг/мм² может быть вычислена из формулы [1], полученной в предположении, что образующая наружного слоя вала, расположенная в плоскости изгиба со стороны вогнутости в процессе деформации вала, не изменяется по длине и, следовательно, длина геометрической оси вала при изгибе не увеличивается. Кроме того, предполагается, что отсутствуют давления между слоями вала и зазоры между витками слоев.

Для экспериментальной оценки жесткости изгиба гибкого вала до последнего времени применялись два метода [2].

Определение жесткости изгиба по одному из этих методов сводится к измерению стрелы прогиба h консольного участка вала L (рис. 1). Для этого вал укладывался в желоб и прижимался к нему линейкой с таким расчетом, чтобы консольный участок вала равнялся L .

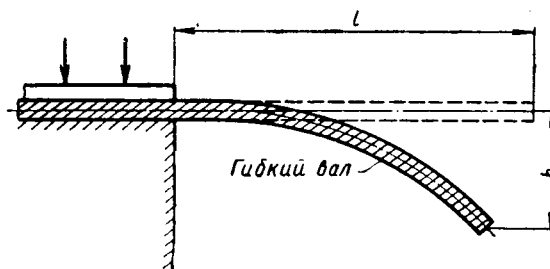


Рис. 1.

Приспособление для исследования жесткости изгиба этим методом состоит из верстака с желобом для вала и прижимной линейки. Кроме того, необходим вертикально расположенный щит для проектирования на него стрелы прогиба и ее последующего измерения.

Описанный метод позволяет оценивать лишь относительную жесткость и притом весьма грубо. Сопоставление стрел прогиба, получающихся при исследовании жесткости изгиба этим методом не дает возможности производить количественной оценки жесткости изгиба и не позволяет сопоставлять полученные данные с результатами теоретического подсчета жесткости изгиба. Кроме того, значительные искажения вносятся концевым участком вала, проволоки на котором скреплены.

Однако описанный метод получил широкое распространение в силу его простоты и наглядности. Н. А. Чернышевым [1] был

разработан метод количественной оценки жесткости изгиба, позволяющий сопоставить опытную и расчетную жесткости изгиба. Гибкий вал длиной $ab=L$ (рис. 2) изгибается усилием тарированной пружины, концы которой крепятся к проволокам, закрепленным на концах вала в точках a и b . При неизменной длине вала L измеряется стрела прогиба f и усилие P ,

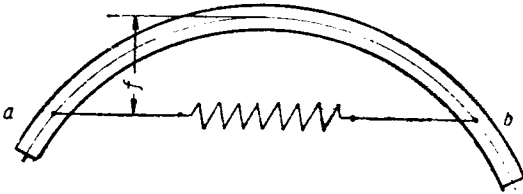


Рис. 2.

развиваемое предварительно тарированной пружины. По этим данным, следуя методике, разработанной Н. А. Чернышевым, подсчитываем изгибную жесткость вала в $кгмм^2$ по следующей формуле:

$$B = \frac{PL^2}{4\pi^2} \left[1 + \sqrt{1 - \left(\frac{\pi f}{2L} \right)^2} \right]^2. \quad (1)$$

Однако при оценке изгибной жесткости по этому методу искажения, вводимые скрепленными концами вала, не только не уменьшаются, но, наоборот, увеличиваются, так как отрезок вала, участвующий в опыте, имеет вместо одного два скрепленных конца, расположенных близко друг к другу. Кроме того, этим методом нельзя испытывать непосредственно сами валы, а только специальные образцы, при изготовлении которых

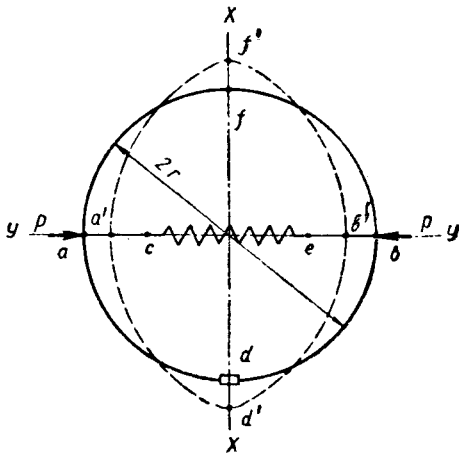


Рис. 3.

очень трудно обеспечить однородный характер скрепления проволок на концевых участках вала и избежать ослабления слоев.

Вследствие указанных недостатков описанных методов в лаборатории гибких валов Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова был разработан метод экспериментального определения жесткости изгиба валов, позволивший определить жесткость изгиба вала любой длины и производить сопоставление опытной и расчетной жесткости изгиба в единицах одинаковой размерности.

Гибкий вал свертывается в кольцо или несколько колец в зависимости от его длины и укладывается на горизонтальное

плоское основание (предпочтительно на смазанное легким маслом стекло — для уменьшения погрешностей, вводимых трением). Концы вала соединяются при помощи втулок из легкого металла. К точкам a и b (рис. 3), расположенным на диаметре окружности, образуемой валом, крепятся проволоки ac и eb , к концам c и e которых присоединены концы предварительно тарированной пружины. Изменяя длины участков проволок ac и eb можно сжать кольцо, образуемое валом (штриховая линия на рис. 3). Тогда размер $a'b'$ будет меньше $2r$, а размер $f'd'$ — больше $2r$. Измерив при этом изменение длины нагруженной пружины, можно, используя тарировочный график пружины, определить величину усилия P , сжимающего кольцо.

Таким образом, в результате опыта, мы узнаем величину усилия P в $кг$, развиваемого пружинкой, и соответствующие этому усилию величины изменений диаметра кольца в направлениях

$$X (+\delta_x) \text{ и } Y (-\delta_y).$$

При этом жесткость изгиба кольца определится из выражений [3]

$$B = +0,137 \frac{Pr^3}{\delta_x}; \quad (2)$$

$$B = -0,149 \frac{Pr^3}{\delta_y}. \quad (3)$$

При выводе формул (2) и (3) принято в терминах исследуемой задачи следующее [4]:

- 1) гибкий вал, замкнутый в кольцо, рассматривается как кривой брус круглого сечения малой кривизны;
- 2) все перемещения вала являются положительными и происходят в его плоскости;
- 3) вал, замкнутый в кольцо, под воздействием сил упругости после снятия нагрузки вновь принимает форму круга.

Предложенный метод применялся при исследованиях большой партии опытных конструкций гибких валов (около 2 тыс. валов 120 типов конструкций), предназначенных для разработки нормалей машиностроения на гибкие проволочные валы привода механизированного инструмента.

Метод соответствовал всем требованиям, предъявляемым к экспериментальному исследованию жесткости изгиба гибких проволочных валов.

Совпадение опытных и расчетных результатов было вполне удовлетворительным. Для валов, не прошедших термической обработки, опытная жесткость изгиба была неизменно выше расчетной, а для валов, прошедших термическую обработку, ниже расчетной, что объясняется особенностями условий расчета [1] и особенностями технологии [2]. У валов, не прошедших термической обработки, сохранялось взаимодействие слоев, что увеличивало жесткость изгиба вала. У термообработанных валов вследствие принудительной вытяжки в процессе термообработки образовывались зазоры между витками, что уменьшало жесткость изгиба вала по сравнению с жесткостью изгиба, полученной расчетом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чернышев Н. А. Теоретические основы расчета гибких проволочных валов. Сб. «Вопросы проектирования, изготовления и службы пружин», Машгиз, 1956.
2. Коган-Вольман Г. И. Гибкие проволочные валы, Машгиз, 1957.
3. Справочник машиностроителя, т. 3. Машгиз, 1955.
4. Макушин В. М. Методы расчета на жесткость в области малых перемещений. Сб. «Расчеты на прочность в машиностроении», т. 1. Машгиз, 1956.

Коробка отбора мощности КОМ-68

А. С. МЕЧЕВ

ПРИЛУКСКИМ заводом противопожарного оборудования Киевского совнархоза освоено серийное производство однокорпусной коробки отбора мощности КОМ-68 (рис. 1), которая устанавливается сверху на коробках передач ЗИЛ-164А, ЗИЛ-157К, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и предназначена для привода

Чтобы обеспечить возможность продолжительной работы двигателей грузовых автомобилей ЗИЛ на стоянке с нагрузкой до 80 л. с. (включая потери в коробке отбора мощности и трансмиссии), необходимо компенсировать снижение теплоотдачи радиатора, вызываемое отсутствием встречного потока

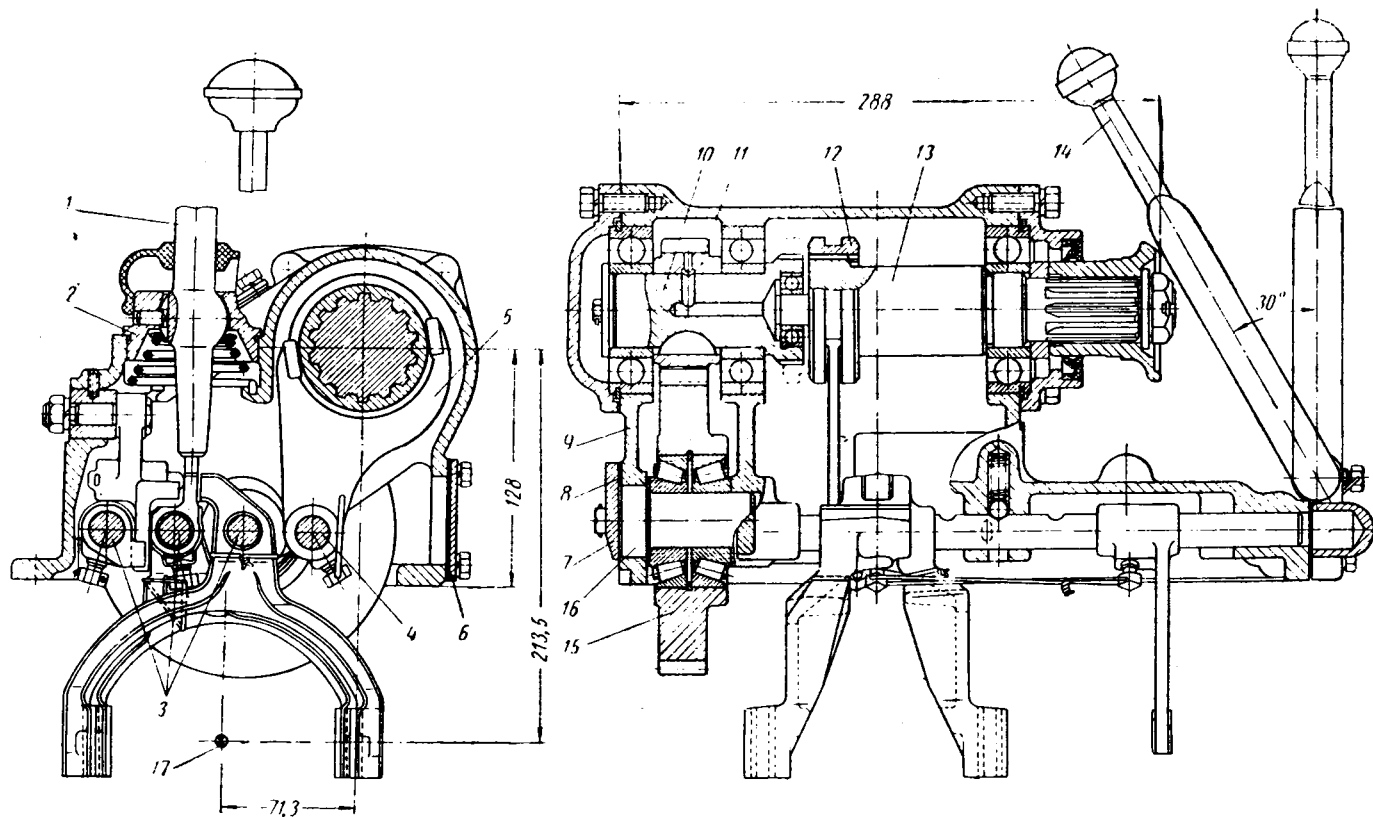


Рис. 1. Коробка отбора мощности КОМ-68:

1 — рычаг переключения передач; 2 — втулка рычага; 3 — стержни переключения передач; 4 — стержень включения каретки; 5 — вилка; 6 — крышка люка; 7 — крышка оси; 8 — регулировочная прокладка; 9 — корпус; 10 — ведомый вал; 11 — ведомая шестерня; 12 — муфта включения; 13 — вал; 14 — рычаг включения коробки; 15 — промежуточная шестерня; 16 — ось промежуточной шестерни; 17 — ось первичного вала.

центробежного насоса и других агрегатов пожарных автомобилей.

Передаточное число коробки КОМ-68 равно 0,85, максимальная передаваемая мощность 70 л. с., гарантируемый срок службы 250 ч. Коробка имеет две шестерни и объединена с механизмом переключения передач. Детали механизма переключения завода имени Лихачева подвергнуты небольшой доработке.

Промежуточная шестерня коробки отбора мощности установлена на неподвижной оси на двух конических роликоподшипниках и вводится в постоянное зацепление с шестерней первичного вала коробки передач. Шестерни и подшипники коробки отбора мощности смазываются маслом из картера коробки передач. Ведомый вал заканчивается муфтой фланца для карданных валов ГАЗ-51, ГАЗ-63 или ГАЗ-52. При движении автомобиля шестерни коробки отбора мощности вращаются вхолостую. Отбор мощности может быть включен на стоянке и при движении автомобиля без его остановки.

При монтаже коробки отбора мощности на автомобиль ЗИЛ-157К рычаги управления раздаточной коробкой и рычаг ручного тормоза прикрепляются к ее корпусу.

воздуха. В этих целях на пожарных автомобилях применяются водо-водяные теплообменники, через которые циркулируют охлаждающая жидкость и часть воды, перекачиваемой пожар-

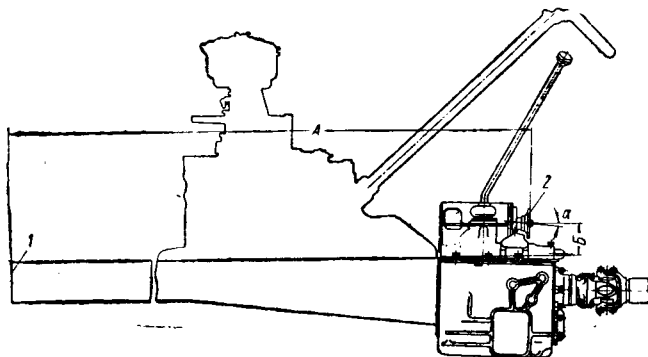


Рис. 2. Схема установки коробки отбора мощности КОМ-68: 1 — торец лонжерона; 2 — торец фланца коробки отбора мощности.

Модель шасси	А	Б	α
ЗИЛ-164А	1942	112	2°
ЗИЛ-157К	1977	112	2°
ЗИЛ-130	1842	145	3°
ЗИЛ-131	1842	145	3°

ным насосом. Перед установкой коробки отбора мощности на автомобиль кабина водителя несколько изменяется. В подставке сиденья, полу и задней стенке кабины делается вырез для прохода карданного вала, присоединяемого к коробке отбора мощности. Вырез накрывается полукруглым кожухом, который приваривается к подставке сиденья, полу и задней стенке кабины. Крышка люка над коробкой передач должна быть заменена специальным кожухом.

На рис. 2 и в таблице приведены установочные размеры коробки отбора мощности КОМ-68 для всех грузовых автомобилей Московского автозавода имени Лихачева.

УДК 629.11.02.07:003.12

О критериях оценки автомобильных генераторов

Ю. А. КУПЕЕВ

НИИАвтоприборов

БОЛЬШОЕ разнообразие типов и конструкций автомобильных генераторов постоянного и переменного тока вызывает необходимость разработки критерия оценки, пользуясь которым, конструктор или исследователь электрической машины может ответить на вопрос, насколько рационально спроектирована рассматриваемая электрическая машина и в какой степени она оптимальна.

Оптимальной следует считать электрическую машину, которая наиболее полно отвечает всей совокупности предъявляемых к ней требований технического, производственного и эксплуатационного характера.

За основной критерий оценки автомобильных и автобусных генераторов следует принять реальную, т. е. полную, стоимость производственных и эксплуатационных затрат C_{Σ} , определяемую как сумму затрат по производству одного комплекта генератора C_n и эксплуатационных затрат по генератору, а также по выпрямителю и регулятору, на один автомобиль или автобус C_{Σ} .

Реальную стоимость генератора можно выразить уравнением

$$C_{\Sigma} = C_n + C_{\Sigma} = C_n + C_{\Sigma} + C_p + C_{np} + C_m, \quad (1)$$

где C_n — полная заводская себестоимость генератора в производстве;

C_{Σ} — стоимость запасных деталей и узлов генератора;

C_p — стоимость ремонтных работ, профилактических осмотров и ухода в эксплуатации за генератором;

C_{np} — стоимость простоя автомобиля или автобуса из-за отказа в работе или выходе из строя генератора;

C_m — стоимость расхода топлива и смазки на потери мощности в генераторной установке.

При сравнении нескольких типов генераторов более целесообразным и оптимальным следует считать тот, у которого величина C_{Σ} меньше.

Применение имеющихся в литературе рекомендаций к автомобильным генераторам [1] не может дать желаемых результатов вследствие специфики конструкции и эксплуатации автомобильных генераторов, которые в отличие от генераторов общепромышленного назначения работают в широком диапазоне скоростей вращения (до 1—7). Поэтому величину C_n следует определять путем подсчетов стоимости расходуемых на каждый конкретный генератор активных и конструктивных материалов и трудоемкости изготовления его в производстве.

Трудоемкость изготовления генератора в производстве возможно оценить в случае наличия массового, крупносерийного или серийного производства, аналогичного или близкого по конструктивной схеме генератора, т. е. в том случае, когда имеется достаточно освоенная технология производства однотипных генераторов.

Возможно также оценить трудоемкость изготовления генератора по разработанным технологическим процессам, в техническом осуществлении которых нет никаких сомнений. В указанных случаях необходимо проведение подробных технико-экономических вычислений и расчетов с учетом технологии производства на конкретном предприятии-изготовителе.

Эксплуатационные затраты для автомобильных генераторов как изделий массового производства обусловлены выходом из строя генератора или отдельных его узлов по причине производственных дефектов, пропущенных при контроле, неправильной эксплуатации, ухода и профилактики, износа или старения.

В основном стоимость указанных затрат определяется надежностью работы генератора и его узлов: обмоток статора и ротора, крышек, шарикоподшипников, щеток, контактных колец, шкива, а также полупроводникового выпрямителя. Для оценки надежности генератора опытным или аналитическим путем необходимо располагать кривой надежности, получаемой для конкретного генератора на основе кривой вероятности отказа в работе [2].

В настоящее время теория надежности изделий автотракторного электрооборудования еще не получила надлежащего развития, а существующие лабораторные методы испытаний не позволяют с необходимой точностью определить фактический срок службы генератора в эксплуатации.

Однако положение облегчается тем, что в автомобильной промышленности на основании статистических данных по проверенным в длительной эксплуатации генераторам составляются нормы расхода запасных частей. Расход генераторов и его отдельных частей обычно исчисляется на 100 автомобилей в один год, что соответствует годовой эксплуатации автомобиля со средним пробегом 25 000 км.

По указанным нормам для близких по типу генераторов возможно подсчитать величину C_{Σ} на один комплектующий автомобиль. Стоимость ремонтных и профилактических работ C_p также можно подсчитать по существующим в автохозяйствах нормам времени на ремонт автомобилей и электрооборудования.

Стоимость простоя автомобилей и автобусов из-за неисправности генераторной установки подсчитывать весьма трудно, так как она зависит не только от технических параметров генератора, но и от организации работ в каждом из отдельных автохозяйств, однако не исключается возможность определения величины C_{np} по статистическим данным.

Стоимость эксплуатации C_T , обусловленную потерями мощности в генераторе, возможно также определить с учетом режимов эксплуатации автомобиля и режима нагрузки генератора. Однако для массовых автомобилей максимальные потери мощности в генераторе составляют меньше 0,5—1% от номинальной мощности двигателя и, как показали проведенные расчеты, учет этих потерь практически нецелесообразен.

К сожалению, при практических расчетах не всегда имеется достаточное количество данных, с помощью которых возможно определять с необходимой степенью точности реальную стоимость генератора.

В указанных случаях определение оптимального варианта генератора по стоимости значительно усложняется, и оценку его можно вести лишь при помощи частных критериев, получаемых при анализе отдельных требований к автомобильным генераторам.

При этом по каждому специальному требованию, предъявляемому к генератору, можно разработать такой критерий

(коэффициент), который позволит выявить, насколько генератор удовлетворяет этому требованию.

Учитывая, что значительную долю (до 60—70%) себестоимости массовых автомобильных генераторов составляет стоимость материалов, о величине C_n можно судить по эффективности использования активных и конструктивных материалов генератора.

Из общей теории электрических машин известно [1], что степень электромагнитного использования машины определяется коэффициентом использования K_A , характеризующим величину мощности, снимаемой с расчетного объема якоря при номинальной скорости вращения.

Величину K_A можно выразить через номинальные электрические параметры генератора. В этом случае

$$K_A = k_a k_z k \frac{P_n}{G_2 n_n} \quad (2)$$

где k_a — коэффициент, равный отношению веса активных материалов G_a к расчетному объему якоря $D^2 l$;

k_z — коэффициент, учитывающий потери мощности в генераторе;

k — конструктивный коэффициент, который по работе [3] определяется отношением общего веса генератора G_2 к весу активных материалов;

P_n — номинальная мощность;

n_n — номинальная скорость вращения генератора.

Коэффициент использования, определяемый по формуле (2), позволяет производить оценку использования материалов генератора, внутренних потерь генератора, степени его конструктивного совершенства и номинальной скорости вращения.

Коэффициент использования K_A позволяет оценивать степень совершенства генератора по отдельным показателям.

Наиболее широко используются так называемый коэффициентом использования по весу

$$K_u = \frac{P_n}{G_2} \quad (3)$$

С учетом веса выпрямителя G_b и регулятора G_p

$$K_u = \frac{P_n}{G_2 + G_b + G_p} \quad (4)$$

Этот коэффициент практически достаточно точно характеризует степень совершенства генератора в случае сравнения двух генераторов равной или близкой мощности, предназначенных для установки на одном и том же автомобиле или автобусе. При этом подразумевается, что всем остальным требованиям сравниваемые генераторы удовлетворяют.

Также пользуются так называемым «удельным коэффициентом использования» по весу

$$K_{u.y} = \frac{P_n}{G_2 n_n} \quad (5)$$

Расход активных материалов генератора характеризуют также удельным расходом активных материалов или производным весом [4], [5]. Расход материалов соответственно определяется отношением веса меди G_{Cu} и веса стали G_{Fe} к номинальной мощности генератора, т. е.

$$g_{Cu} = \frac{G_{Cu}}{P_n} \text{ и } g_{Fe} = \frac{G_{Fe}}{P_n} \quad (6)$$

Производный вес активных материалов определяется

$$\epsilon_{Cu} = \frac{G_{Cu}}{\left(0,975 \cdot \frac{P_n}{n_n}\right)^4} \text{ и } \epsilon_{Fe} = \frac{G_{Fe}}{\left(0,975 \cdot \frac{P_n}{n_n}\right)^4} \quad (7)$$

Учитывая переменную скорость вращения привода генератора и параллельную его работу с аккумуляторной батареей, необходимо также учитывать качество генератора с точки зрения обеспечения положительного зарядного баланса электроэнергии на автомобиле и автобусе.

В практику электриков-автомобилистов прочно вошел метод расчета зарядного баланса Ю. М. Галкина [4], по которому состояние заряженности аккумуляторной батареи определяется по результатам поверочного графоаналитического расчета, учитывающего переменный режим езды автомобиля, режим работы потребителей электроэнергии и характеристики

генератора. Качество генератора по зарядному балансу можно оценить, не проводя расчетов по указанному выше методу, используя лишь интегральные кривые $t(n)$ и характеристику генератора $I_2(n)$.

Для оценки качества генератора по зарядному балансу целесообразно пользоваться максимально допустимой величиной тока нагрузки $I_{H.э}$, при которой состоянии заряженности аккумуляторной батареи при работе с генератором сохраняется неизменным. Иными словами, при токе нагрузки $I_{H.э}$ коэффициент баланса K_B , определяемый как отношение количества электричества, полученного батареями, к количеству электричества, отданного ею в процессе работы двигателя, равен единице.

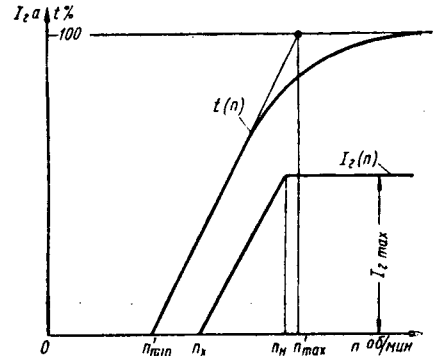


Рис. 1.

При аппроксимации интегральных кривых $t(n)$ прямой линией для характеристики генератора с ограничителем тока, приведенной на рис. 1, величина

$$I_{H.э} = I_{2max} \frac{n'_n + n_x}{n'_n - n'_{min}} \quad (8)$$

где I_{2max} — максимальный ток генератора;

n'_{max} , n'_{min} — максимальная и минимальная скорости вращения генератора, определяемые по интегральным кривым;

n_n , n_x — скорости вращения генератора при номинальной нагрузке и при холостом ходе.

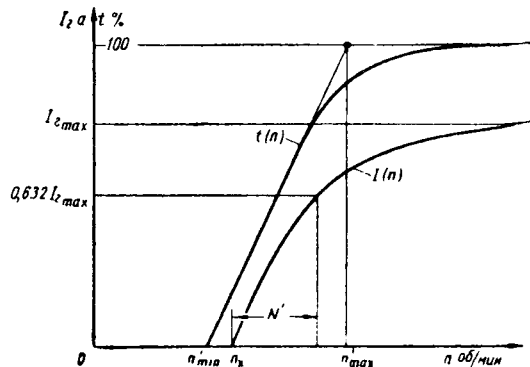


Рис. 2.

Для характеристики генератора без ограничителя тока (рис. 2).

$$I_{H.э} \approx I_{2max} \frac{n'_{max} - 0,85N' - n_x}{n'_{max} - n'_{min}} \quad (9)$$

где N' — постоянная характеристики генератора $I_2(n)$.

Величина N' определяется из геометрического построения по рис. 2.

При определении n'_{max} и n'_{min} необходимо учитывать передаточное отношение привода генератора i_g . Для больш...

ства автомобилей с карбюраторными двигателями при $i_2 = 1,5$ можно принять $n_{\min} = 750$ об/мин, $n_{\max} = 2500 \div 2800$ об/мин; для автомобилей с дизелем $n_{\min} = 600$ об/мин; $n_{\max} = 1800 \div 2000$ об/мин.

С учетом выражений (6) и (7) для автомобильных генераторов в формулах (5) и (7) вместо n_n следует подставлять расчетную величину

$$\text{или } \left. \begin{aligned} n_{н.ср} &= \frac{n_n + n_x}{2} \\ n_{н.ср} &= 0,85N' + n_x \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Срок службы полупроводниковых выпрямителей в значительной степени зависит от выбранного температурного режима работы выпрямителей и оценивается на основании экспериментальных данных [7].

На надежность работы генераторной установки отдельные его узлы и детали оказывают различное влияние. У части узлов и деталей среднее время работы до выхода его из строя превосходит срок службы генераторной установки. У некоторых узлов среднее время работы меньше и оно в значительной степени определяется износом (например, щеточный узел, подшипники и др.). Для точного расчета надежности комплекта еще не имеется достаточных статистических данных. Однако частичную оценку надежности можно вести по узлам и деталям, вероятность выхода которых практически не зависит от

Наименование параметров, критерия оценки	Тип генератора				
	Г2-Б (завод КАТЭК)	GB-6 (Лис-Невилль, США)	Г253 (завод КАТЭК)	2095060 (Крайслер, США)	Г350 (опытная серия)
Номинальная мощность P_n в вт	750	625	500	350	350
Вес генератора (со шкивом) G_2 в кг	15,5	8,5	6,8	5,8	5,8
Вес выпрямителя G_6 в кг	1,5 (селен)	1,0 (селен)	1,15 (селен)	—	—
Вес активных материалов G_a в кг	12,2	6,2	4,2	3,25	3,2
Вес меди (с изоляцией) G_{Cu} в кг	2,85	1,4	0,75	1,20	0,79
Вес электротехнической стали (магнитопроводов) G_{Fe} в кг	10,3	4,65	3,28	2,0	2,4
Скорость вращения генератора (фактическая в горячем состоянии) в об/мин:					
при холостом ходе	450	800	1100	800	850
при номинальной нагрузке	1350	1800	2300*	3150*	2300*
Постоянная характеристика N' в об/мин	700	850	860	1100	860
Расчетная скорость вращения $n_{н.ср}$ в об/мин	1050	1520	1830	1740	1530
Конструктивный коэффициент k	1,27	1,37	1,62	1,78	1,82
Коэффициент использования по весу K_u в вт/кг	48,4	73,5	73,5	60,0	60,0
Удельный коэффициент использования по весу $K_{уу}$	46	48	40	34,5	39

* В схеме генератора не имеется ограничителя тока.

В таблице 1 приведены данные по некоторым типам автомобильных генераторов переменного тока, которые показывают, что большинство рассмотренных выше коэффициентов, вытекающих из электромашиной постоянной Арнольда, характеризует степень использования активных и конструктивных материалов, баланс электроэнергии и т. д. Из этих данных также вытекает, что генератор нельзя характеризовать единственным универсальным критерием, кроме критерия реальной стоимости генератора.

Для приближенной оценки срока службы генератора аналитическим путем можно рассмотреть следующие факторы, влияющие на надежность его работы: оборотность, нагрев и монтаж.

Для оценки влияния скорости вращения генератора на срок его службы в качестве первого приближения пользуются принятыми нормами оценки износостойкости генераторов в лабораторных условиях.

В целом при анализе вариантов генераторов необходимо сопоставить экономический показатель, полученный за счет повышения начальной скорости вращения и снижения стоимости материалов, с эксплуатационными расходами, связанными со снижением срока службы ремней и шарикоподшипников.

Различные генераторы по тепловым характеристикам вызывает необходимость оценить срок службы изоляции обмоток и срок службы полупроводниковых выпрямителей.

Срок службы изоляции обмотки генератора в зависимости от ее температуры можно рассчитать по расчетно-экспериментальным данным статистическим путем. Однако в распоряжении исследователя и конструктора имеются лишь данные по сроку службы изоляции генераторов общепромышленного назначения [6], на основании которых срок службы изоляции возможно определить из кривых или аналитическим путем по формуле

$$y = 6,2 \cdot 10^8 e^{-0,088t_1}, \quad (11)$$

где y — срок службы в ч;

t_1 — температура допустимого продолжительного нагрева изоляции класса А в °С;

e — основание натуральных логарифмов.

уже отработанного ими времени, т. е. не стареющих или не изнашивающихся в процессе эксплуатации.

К таким узлам можно отнести подавляющее большинство монтажных соединений генераторной установки (пайка, неподвижные контактные соединения, сварные и винтовые соединения).

Надежность Π одного монтажного соединения за время работы можно определять по формуле

$$\Pi = e^{-\frac{t}{T_c}} = e^{-\lambda t}, \quad (12)$$

где t — время эксплуатации в ч;

T_c — среднее время работы контактного соединения до выхода его из строя;

$$\lambda = \frac{1}{T_c}.$$

Надежность генераторной установки по n однотипным соединениям, отказ в работе каждого из которых приводит к отказу в работе генераторной установки, можно подсчитать по формуле

$$\Pi = e^{-\lambda n t}. \quad (13)$$

Надежность всей генераторной установки по монтажу нескольких групп однотипных соединений n_1, n_2 и т. д., каждая из которых имеет определенную величину λ_1, λ_2 и т. д., вычисляется по формуле

$$\Pi_{\Sigma} = \Pi_1 \Pi_2 \dots \Pi_n. \quad (14)$$

Следует отметить, что величина λ для каждой группы соединений различна: даже в пределах однотипной группы необходимо учитывать влияние условий работы монтажного соединения на величину λ .

Так, например, нельзя брать одинаковое значение для паяных соединений в коллекторе генераторов постоянного тока, работающих в условиях повышенных температурных и механических нагрузок, и в неподвижном селеновом выпрямителе с меньшей температурой нагрева и т. д.

Выводы

1. Основным критерием оценки автомобильных генераторов следует считать его реальную стоимость.
2. При отсутствии достаточных исходных данных для определения реальной стоимости возможна оценка генераторов по отдельным критериям.
3. Характеристики генератора по зарядному балансу возможно оценивать, пользуясь показателем — максимально допустимой величиной тока нагрузки $T_{нэ}$.
4. Для расчета надежности необходимо проведение наблюдений в эксплуатации генераторных установок и получение соответствующих кривых надежности. Для точного расчета эксплуатационных затрат необходимо вести статистический учет расхода запасных частей, ремонтных работ, простоя автомобилей из-за неисправности генераторной установки и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Постников И. М. Проектирование электрических машин. Госиздат технической литературы УССР, 1960.
2. Гольдберг О. Д., Сорокер Т. Г., Чаряхьян И. Н. «Вестник электропромышленности», 1962, № 9.
3. Алексеев А. Е. Конструкции электрических машин. Госэнергоиздат, 1959.
4. Галкин Ю. М. Сб. «Автотракторное электрооборудование», вып. 1. ЦИТИМАШ, 1961.
5. Галкин Ю. М. Сб. «Автотракторное электрооборудование», вып. 1. ЦИТИМАШ, 1962.
6. Основы электрооборудования самолетов и автомашин. Под редакцией А. Н. Ларионова. Госэнергоиздат, 1955.
7. Купеев Ю. А. и Беляева В. М. Сб. «Автотракторное электрооборудование», вып. 1. ЦИТИМАШ, 1963.

УДК 621.43.03.001.5

Исследование работы автомобильного карбюратора при различных температурных условиях

В. А. ОРЛОВ

ЦНИТА

ЗА ПОСЛЕДНЕЕ время требования к работе системы питания двигателя значительно повысились. Справедливые нарекания к работе системы питания имеются от водителей из северных районов с холодным климатом и южных районов с очень жарким климатом. Аналогичные претензии к работе системы питания имеются из южных стран, куда экспортируются наши автомобили.

Наша промышленность до сих пор продолжает выпускать карбюраторы с регулировкой, подобранной для умеренного климата средней полосы Советского Союза.

Рассмотрим подробно работу карбюратора при различных температурах воздуха и топлива.

Как известно, состав горючей смеси характеризует коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_B}{L_0 G_T}, \quad (1)$$

где α — коэффициент избытка воздуха;

G_B — расход воздуха;

G_T — расход топлива;

L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Расход воздуха через карбюратор выражается уравнением

$$G_B = \mu_B F_{\partial} \sqrt{2g \Delta p \gamma_B}, \quad (2)$$

где μ_B — коэффициент расхода воздуха;

F_{∂} — сечение диффузора;

g — ускорение земного притяжения;

Δp — разрежение в диффузоре;

γ_B — удельный вес воздуха.

При изменении температуры воздуха в этой формуле будут изменяться коэффициент расхода μ_B и удельный вес воздуха γ_B . Изменение коэффициента расхода μ_B при изменении температуры очень незначительно, и обычно в расчетах его считают величиной постоянной.

Изменение удельного веса воздуха при изменении его температуры довольно значительно:

$$\gamma_B = \frac{p}{RT}, \quad (3)$$

где p — барометрическое давление;

R — газовая постоянная воздуха;

T — абсолютная температура воздуха.

Расход топлива через карбюратор выражается формулой

$$G_T = \mu_m F_{ж} \sqrt{2g \Delta p \gamma_m}, \quad (4)$$

где μ_m — коэффициент расхода топлива;

$F_{ж}$ — сечение жиклера;

γ_m — удельный вес топлива.

При изменении температуры топлива будут изменяться коэффициент расхода μ_m и удельный вес топлива γ_m .

Увеличение расхода бензина через жиклер и коэффициента расхода являются следствием изменения его вязкости при различных температурах.

Таким образом, при повышении температуры расход воздуха через карбюратор уменьшается, а расход топлива увеличивается:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{G_B}{L_0 G_T} = \frac{\mu_B F_{\partial} \sqrt{2g \Delta p \gamma_B}}{L_0 \mu_m F_{ж} \sqrt{2g \Delta p \gamma_m}} = \\ &= \frac{1}{L_0} \cdot \frac{\mu_B}{\mu_m} \cdot \frac{F_{\partial}}{F_{ж}} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_m}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Из формулы видно, что увеличение значения μ_m и уменьшение величины γ_B приводит к уменьшению коэффициента избытка воздуха, т. е. к обогащению горючей смеси. Уменьшение удельного веса топлива γ_m увеличивает α , т. е. обедняет горючую смесь.

Однако уменьшение удельного веса топлива при повышении его температуры незначительно по сравнению с величинами μ_m и γ_B , вследствие чего горючая смесь все же обогащается.

Рассчитаем значение коэффициента избытка воздуха для различных температур воздуха и топлива. За 100% принимаем коэффициент избытка воздуха α при температуре воздуха и топлива $+20^\circ$. Тогда γ_B , μ_m и γ_m соответствуют $t = +20^\circ$, а α' , γ_B' , μ_m' , γ_m' — температуре $t = t'$.

В этом случае уравнение (5) примет следующий вид:

$$\alpha' = \frac{1}{L_0} \cdot \frac{\mu_B}{\mu_m'} \cdot \frac{F_{\partial}}{F_{ж}} \sqrt{\frac{\gamma_B'}{\gamma_m'}}. \quad (6)$$

Разделив уравнение (5) и (6) почленно, получим

$$\frac{\alpha'}{\alpha} = \frac{\mu_m}{\mu_m'} \sqrt{\frac{\gamma_B'}{\gamma_B} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_m'}}.$$

или

$$\alpha' = \alpha \frac{\mu_m}{\mu'_m} \sqrt{\frac{\gamma'_a}{\gamma_a} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma'_m}} \quad (7)$$

Результаты подсчетов приведены на рис. 1. Кривая 1 получена при одновременном изменении температуры воздуха и топлива [по формуле (7)] на одну и ту же величину.

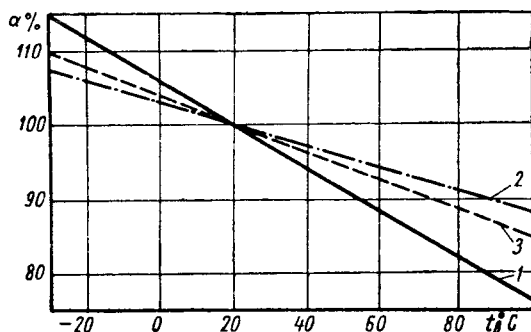


Рис. 1. Изменение коэффициента избытка воздуха при различных температурах воздуха и топлива.

Кривая 2 показывает изменение состава горючей смеси при различных температурах топлива и температуре воздуха +20°, т. е.

$$\alpha' = \alpha \frac{\mu_m}{\mu'_m} \sqrt{\frac{\gamma'_m}{\gamma_m}} \quad (8)$$

Изменение состава смеси при постоянной температуре бензина +20° и различной температуре воздуха показано на кривой 3. В этом случае расчет производился по формуле

$$\alpha' = \alpha \sqrt{\frac{\gamma'_a}{\gamma_a}} \quad (9)$$

Из графика следует, что изменение температуры воздуха и топлива на 10° изменяет коэффициент избытка воздуха α на 3%.

На рис. 2 представлены расчетные значения коэффициента избытка воздуха α для различных температур воздуха и топлива.

Таким образом, из рис. 1 и 2 следует, что уменьшение температур воздуха и топлива обедняет горючую смесь, а увеличение температуры — обогащает. С точки зрения оптимального состава смеси для нормальной работы двигателя при различных температурах необходимо обратное, т. е. при холодном двигателе требуется обогащенная горючая смесь, а при горячем двигателе — обедненная.

Многочисленными испытаниями установлено, что температура воздуха под капотом и температура бензина в поплавковой камере карбюратора — величины переменные и зависят не только от температуры окружающего воздуха.

Испытания в районах с жарким климатом показали, что температура воздуха под капотом доходит до +95°, а температура бензина в поплавковой камере до 80–85°.

Температура воздуха под капотом, кроме температуры окружающего воздуха, зависит от конструкции и назначения автомобиля,

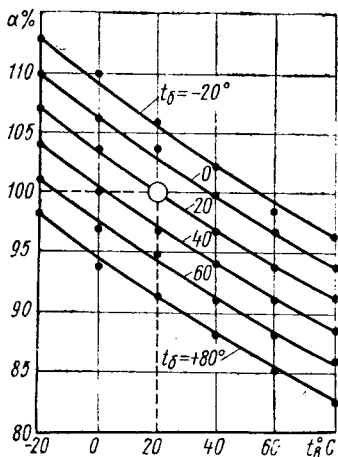


Рис. 2. Значения коэффициента избытка воздуха в % для различных температур воздуха и топлива.

от конструкции и состояния радиатора, от направления ветра, от режима движения (скорость движения, сопротивления качению, состояние ходовой части, передача, частота остановок).

На температуру воздуха под капотом прежде всего влияет объем подкапотной полости, качество ее вентиляции и площади капота. В последнем случае имеется в виду передача тепла из подкапотной полости в атмосферу через плоскости капота.

Так, температура воздуха под капотом на автомобиле «Волга», измеренная в районе г. Ашхабада при температуре воздуха +41°, составляет +65+75°, а на автомобиле УАЗ-451 с аналогичным двигателем М-21А температура воздуха доходит до +95°. Более низкая температура воздуха под капотом у автомобиля «Волга» объясняется лучшей вентиляцией подкапотной полости и охлаждением плоскости капота. На автомобиле УАЗ-451 плоскость капота закрыта теплым чехлом и тепло из-под капота практически не отводится.

Однако один и тот же автомобиль, эксплуатируемый при одинаковой температуре окружающего воздуха, но выполняющий различные назначения, имеет также различные температуры подкапотного воздуха. Если автомобиль эксплуатируется на загородном шоссе, то температура воздуха под капотом будет несколько ниже, чем на этом же автомобиле в городских условиях с интенсивным движением и частыми остановками.

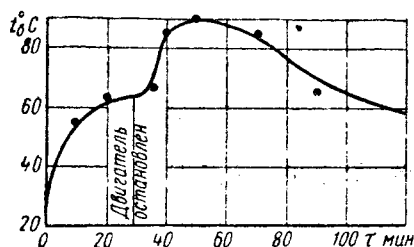


Рис. 3. Нагрев бензина в поплавковой камере карбюратора после остановки двигателя.

Это объясняется тем, что при остановке автомобиля резко ухудшается вентиляция подкапотной полости. Кроме того, происходит излучение тепла от двигателя и выпускного трубопровода (особенно при выключении двигателя).

На рис. 3 показано изменение температуры бензина в поплавковой камере после остановки двигателя (по данным Горьковского автозавода) при $t_{\delta} = 21^{\circ}$.

Таким образом, система питания одного и того же автомобиля, но используемого по различному назначению, работает в совершенно различных условиях.

Существенное влияние на температуру воздуха под капотом оказывает направление ветра. При попутном ветре, температура воздуха под капотом резко повышается. Температура бензина в поплавковой камере несколько ниже, чем температура подкапотного воздуха (на 5–10°), и зависит от длины бензопровода и его расположения под капотом.

Наименование участка	Температура воздуха в °С	Скорость движения в км/ч	Температура в °С					
			ГАЗ-69			КАЗ-651		
			Капот	Бен-зип	Ради-тер	Капот	Бен-зип	Ради-тер
Ленинград	17	60	—	—	—	55	38	60
Москва	20	60	50	41	60	55	40	65
Харьков	24	70	—	—	—	60	40	70
Пятигорск	31	70	68	43	75	56	47	65
Баку	37	60	63	43	75	62	48	70
Ашхабад	42	50	—	—	—	66	64	70
Ашхабад	42	40	70	64	75	73	70	80
Ашхабад	40	50	72	68	80	75	69	85
Ашхабад	42	60	74	72	90	74	72	80
Ашхабад	42	70	—	—	—	76	73	85
Небид-Дар	44	30	18	74	90	80	75	90
Тбилиси	28	30	50	41	60	—	—	—
Краснодар	31	60	—	—	—	60	50	65
Киев	33	60	—	—	—	55	48	70
Витебск	18	70	40	—	—	55	50	60

В таблице приводятся результаты измерений температуры воздуха под капотом на автомобилях ГАЗ-69 с двигателем М-21А и автобуса ПАЗ-651.

Изменения производились при различных скоростях движения, различных температурах воздуха и в различных районах Советского Союза.

Температура воздуха и топлива измерялась посредством полупроводниковых приборов — термисторов с указательными стрелочными приборами, имеющими шкалу с ценой деления 1°.

Из таблицы видно, что температура воздуха под капотом колеблется в пределах от 50 до 80°, а бензина в поплавковой камере карбюратора от 38 до 75°.

Такое повышение температуры воздуха под капотом и бензина в поплавковой камере карбюратора вызывает обогащение горючей смеси до 15—19% (по расчетным данным).

В 1961—1962 г. ЦНИТА проводились испытания карбюраторов в условиях сухого жаркого климата с целью выбора оптимальных регулировок карбюраторов.

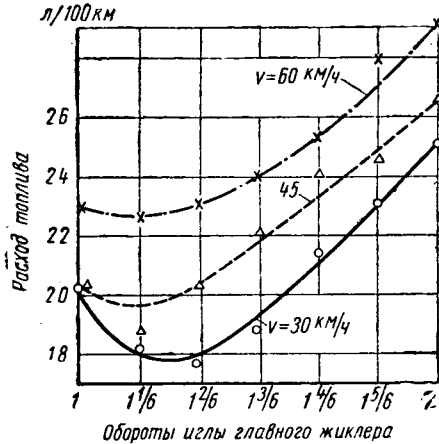


Рис. 4. Регулировочные характеристики автобуса ПАЗ-651 с карбюратором К-22Г.

Испытания проводились на автобусе ПАЗ-651 с карбюратором К-22Г и автомобиле ГАЗ-69, имеющем двигатель М-21А с карбюратором К-22И.

Перед началом испытаний оба карбюратора были тщательно проверены на соответствие требованиям технических условий и чертежу. В результате стендовых и дорожных испытаний было установлено, что оптимальное положение (поворот) регулировочной иглы главного жиклера для обоих карбюраторов составляет для стенда 2 оборота, а для дороги 1 5/6 оборота.

Дорожные испытания автомобилей в условиях жаркого климата проводились в районе г. Ашхабада при температуре окружающего воздуха +41° — +44°, барометрическом давлении 735—740 мм рт. ст. и относительной влажности воздуха 13—15%.

Испытания заключались в снятии регулировочных характеристик по положению регулировочной иглы главного жиклера при различных скоростях движения и экономических характеристиках.

В результате регулировочных испытаний установлено (рис. 4), что на обоих автомобилях оптимальное положение (поворот) регулировочной иглы главного жиклера составляет 1 1/6 — 1 2/6 оборота (B=731 мм рт. ст.; t_с = 41°).

При снятии регулировочных характеристик температура воздуха под капотом была 82—88°, а температура бензина в поплавковой камере карбюратора — 72—76°.

Экономические характеристики автомобилей приведены на рис. 5. Характеристики снимались при положении (повороте) регулировочной иглы 1 5/6 оборота (кривые 1 и 2), являющегося оптимальным по дорожным испытаниям, проведенным в Ленинграде, и при 1 1/6 оборота (кривые 3 и 4), являющегося оптимальным для жаркого климата согласно регулировочным испытаниям.

Из характеристик видно, что прикрытие (поворот) регулировочной иглы главного жиклера до 1 1/6 оборота снижает расход топлива на 14—22%. Динамические качества автомобиля при этом не ухудшаются.

Таким образом, дорожными испытаниями установлено, что высокие температуры воздуха под капотом и бензина в поплавковой камере карбюратора приводит к значительному обогащению горючей смеси. При этом полученное повышение расхода топлива близко к расчетному.

На основании полученных данных можно сделать вывод, что регулировки карбюраторов, подобранные для умеренного климата, оказываются неприемлемыми для жаркого тропического климата.

Стендовые испытания карбюраторов при различных температурах воздуха подтвердили результаты дорожных испытаний и теоретических подсчетов. Изменение мощностных параметров двигателя при изменении температуры воздуха, поступающего в двигатель, изучено достаточно хорошо и может быть подсчитано по формуле, рекомендованной ГОСТом 491-55. На рис. 6 приведены скоростные характеристики двигателя М-21А, снятые при температурах воздуха 20 (1), 40 (2), 60 (3) и 80° (4). Температура топлива при испытаниях поддерживалась 25—30°. Из графика видно, что при повышении температуры воздуха от 20 до 80° уменьшается коэффициент избытка воздуха α от 9 до 11%. Удельные расходы топлива при этом повышаются также на 9—11%.

Падение мощности двигателя и обогащение горючей смеси являются следствием уменьшения весового расхода воздуха. Часовые расходы топлива при всех температурах остаются неизменными.

Величина обогащения горючей смеси, полученная при стен-

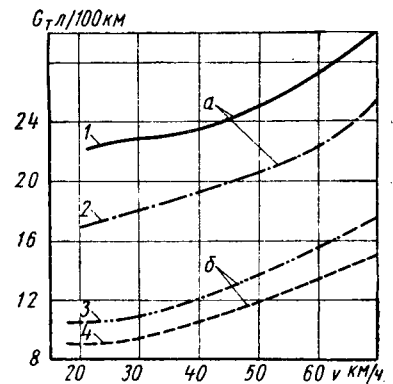


Рис. 5. Экономические характеристики автобуса ПАЗ-651 (а) и автомобиля ГАЗ-69 (б).

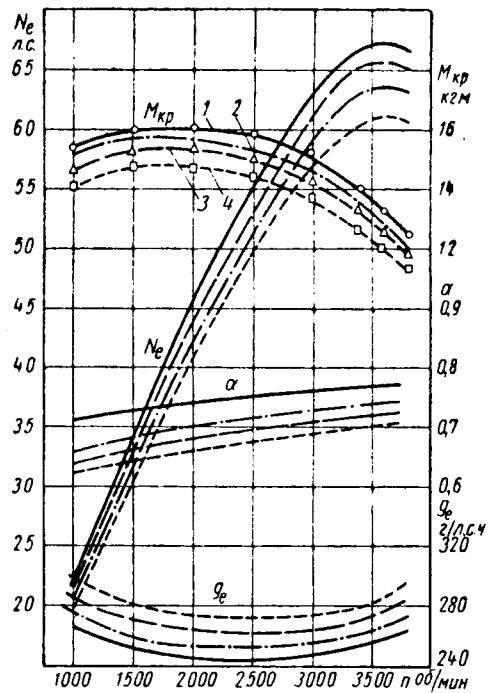


Рис. 6. Скоростные характеристики двигателя М-21 при различных температурах.

довых испытаниях, соответствует расчетным данным (кривая 2 на рис. 1).

Таким образом, теоретическими подсчетами и результатами испытаний установлено, что при изменении температуры воздуха, поступающего в двигатель, и бензина в поплавковой камере карбюратора состав горючей смеси будет изменяться.

Температура воздуха под капотом и бензина в поплавковой камере карбюратора — величины переменные и, помимо температуры окружающего воздуха, зависят от многих факторов.

Следовательно, состав горючей смеси, подаваемой карбюратором, будет также переменным. Ввиду того, что температура воздуха под капотом и бензина в поплавковой камере карбюратора зависит не только от температуры окружающего воздуха, то введение в карбюратор летних и зимних регуляторов не даст полного эффекта. Для получения оптимального состава горючей смеси для различных температур необходимо ввести в карбюратор систему автоматического температурного регулирования.

Выводы

1. Регулировки карбюраторов, подобранные для двигателей, эксплуатируемых в средней полосе Советского Союза с умеренным климатом, неприемлемы для двигателей, эксплуатируемых в условиях жаркого климата и районов Крайнего Севера вследствие изменения плотности воздуха и вязкости бензина.

2. Теоретическими расчетами и испытаниями установлено, что изменение температуры воздуха и бензина на 10° изменяет состав горючей смеси примерно на 3%.

3. Температуры воздуха под капотом и бензина в поплавковой камере — величины переменные и, помимо температуры окружающего воздуха, зависят от многих факторов: конструкции и назначения автомобиля, режима движения, состояния радиатора, направления ветра и т. д.

4. Целесообразно на все автомобильные карбюраторы, наряду с другими дозирующими системами, ввести систему температурного регулирования состава горючей смеси с автоматическим приводом. Введение автоматического температурного корректора значительно улучшит работу холодного двигателя и улучшит экономические показатели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Масленников М. М., Раппопорт М. С. Авиационные поршневые двигатели. Оборонгиз, 1953.
2. Гуреев А. А. Автомобильные бензины. Гостехиздат, 1961.
3. Мордухович М. М., Конев Б. Ф. Топливная аппаратура автомобильных двигателей. Машгиз, 1960.
4. Рыбинский Д. А., Морозов Ю. А., Гуткин С. Г. Карбюраторы двигателей ГАЗ. Машгиз, 1962.
5. Грибанов В. И., Орлов В. А. Карбюраторы двигателей внутреннего сгорания. Машгиз, 1961.
6. Орлов В. А. «Автомобильная промышленность», 1961, № 11.
7. Орлов В. А. Особенности работы автомобильного карбюратора в условиях пониженной плотности воздуха. Труды ЦНИТА № 14, 1962.

УДК 551.578.46:001.5

Влияние влажности снега на его свойства и на сцепление движителей с поверхностью снежного пути

В. И. ПАНОВ

Горьковский политехнический институт

ДО НАСТОЯЩЕГО времени выбор параметров, характеризующих состояние грунта или снежного покрова, а также методики, по которым проводятся испытания автомобилей на проходимость различными организациями, настолько различны, что результаты испытаний становятся трудно сравнимыми.

В 1961 г. Институтом комплексных транспортных проблем издана временная инструкция, устанавливающая параметры, подлежащие определению, и методы заводских, полигонных и междуведомственных испытаний автомобилей — колесных тягачей на проходимость.

Согласно указанной инструкции при проведении испытаний на снежной целине рекомендуется определять плотность, прочность и структуру снежного покрова.

Проведенные исследования показали, что этих параметров недостаточно для характеристики снежного покрова и обеспечения сравнимости результатов испытаний.

В опубликованных материалах по испытаниям и исследованиям движения транспортных средств по снежному покрову указывается, что при температурах снега, близких к нулю, и при нулевой температуре существенно изменяются физико-механические свойства снега, нарушаются установленные при более низких температурах закономерности и условия движения.

Обычно влажности снега не дается количественной оценки. Степень влажности определяется предположительно и выражается словами «липкий», «мокрый» и т. п. Такие определения являются совершенно недостаточными, не позволяют оценить происходящие процессы и установить закономерности и изменения, вызываемые появлением в снеге воды, и их влияние на условия движения.

Работа по определению влияния влажности снега на его физико-механические свойства проводилась в марте 1961 г. в Березниковском районе Пермской области и в феврале—апреле 1962 и 1963 гг. в районе г. Горького.

Влажность снега W (в %) определялась калориметрическим методом [1], [2], основанным на измерении количества тепла, затрачиваемого на таяние пробы снега.

Первые признаки воды в снеге были обнаружены при температуре -4° . При температурах $-1^\circ \div -0,5^\circ$ влажность составила 1—1,5%. При температуре 0° начинается интенсивный процесс таяния и увлажнения.

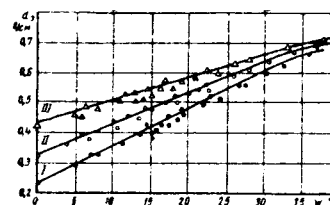


Рис. 1.

Как известно, объемная плотность d (в $г/см^3$) является одним из основных показателей свойств снега, который влияет на состояние снежного покрова и на проходимость транспортных средств. Влияние влажности снега на его плотность по опытным данным, полученным на различных участках (I, II и III) показано на рис. 1.

Из полученных результатов видно, что с увеличением влажности плотность снега увеличивается и по мере увеличения влажности разница в плотностях снега с разных участков постепенно уменьшается.

Так как сцепление любого движителя со снежным покровом обеспечивается трением о снег и зацеплением со снегом

различных приспособлений движителя (зацепы, выступы, шпоры и т. д.), то вопросы изменения сопротивления срезу и коэффициента сцепления от различных факторов являются наиболее актуальными [3]. Сопротивление сдвигу (срезу) и сцепление при различных удельных давлениях измерялись специально изготовленным прибором. Прибор (рис. 2) представляет

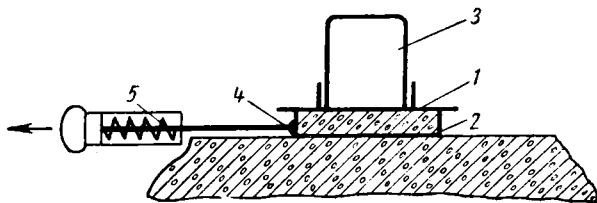


Рис. 2.

собой площадку 1, на нижней стороне которой из углового профиля сделана рамка 2 площадью $S=147 \text{ см}^2$. На верхней стороне площадки 1 размещается груз 3. Площадка имеет проушину 4, максимально приближенную к плоскости среза. Це-

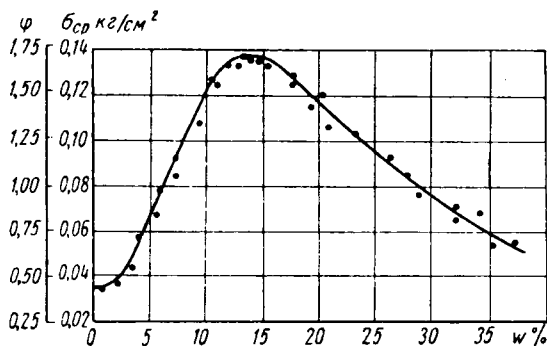


Рис. 3.

рез эту проушину площадка соединяется с пружинным динамометром 5, имеющим шкалу для визуального отсчета усилия.

Для измерения сопротивления срезу площадка кладется на снег. На верхнюю сторону площадки ставится груз, создающий определенное удельное давление. После погружения рамки в снег под действием этого груза вокруг нее осторожно убирается снег, чтобы исключить его влияние на измерение. Затем площадка через динамометр плавно тянется. Происходит постепенное уплотнение снега (сдвиг) и, наконец, резкий срыв (срез снежного столбика). Величина усилия P , показанная на шкале динамометра в момент срыва, отнесенная к площади сечения S срезаемого столбика снега, есть сопротивление срезу $\sigma_{ср}$. Измерения проводились при постоянном удельном давлении

$$q = \frac{Q}{S} = \frac{12}{147} = 0,08 \text{ кг/см}^2,$$

где $Q=Q_1+Q_2$ — вес груза и площадки в сборе ($Q_1=10 \text{ кг}$, $Q_2=2 \text{ кг}$);

S — площадь, воспринимающая нагрузку Q , равная для данного прибора площади среза.

По полученным данным подсчитывался также коэффициент сцепления $\varphi = \frac{P}{Q}$.

Влияние влажности на сопротивление срезу и коэффициент сцепления показано на рис. 3. Эти параметры измерялись при удельном давлении $q=0,08 \text{ кг/см}^2$.

Выводы

1. При увеличении влажности от 0 до 12% сопротивление срезу и коэффициент сцепления возрастают.

2. При влажности снега 12—16% исследуемые показатели сохраняют максимальное значение. Влажность снега в пределах 12—16% можно считать критической. При увеличении влажности снега выше критической сопротивление срезу и коэффициент сцепления уменьшаются.

3. Увеличение удельного давления на влажный снег вызвало выжимание влаги, т. е. происходило как бы искусственное осушение снега в зоне воздействия нагрузки. Проведенными исследованиями [4] установлено, что при увеличении удельного давления на сухой снег ($W=0$) коэффициент сцепления уменьшается. Очевидно, что для влажного снега подобная закономерность сохраняется лишь при влажностях, меньших критической. Для снега с влажностью, превышающей критическую, при увеличении удельного давления коэффициент сцепления будет увеличиваться вследствие искусственного уменьшения влажности за счет выжимания влаги. Это увеличение коэффициента сцепления будет наблюдаться до тех пор, пока влажность снега в зоне действия удельного давления не дойдет до критической.

4. По полученным данным (рис. 3) коэффициент сцепления по мере увеличения влажности от 0 до критической возрос в 3 раза с лишним, однако следует учесть, что при экспериментах коэффициент сопротивления движению не определялся.

5. При проведении различного рода оценочных испытаний и исследований на снежном покрове при температурах $-4 \div 0^\circ$ необходимо давать количественную оценку влажности снега, наряду с другими параметрами, характеризующими его физико-механические свойства, что должно найти отражение в разрабатываемом ГОСТе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов М. М. Термометрия и калориметрия, 1954.
2. Кузьмин П. П. Опыт исследования теплового и водного баланса снеготаяния. Труды Государственного гидрологического института, вып. 1 (55), 1947.
3. Кржиwickий А. А. Снегоходные машины. Машгиз, 1949.
4. Рукавишников С. В. Коэффициент сцепления и коэффициент сопротивления движению гусеничного движителя снегоходных машин. Труды Горьковского политехнического института им. А. А. Жданова, т. XIII, вып. 6, 1957.

Усталостная прочность низколегированных сталей в образцах и рамных конструкциях из гнутых профилей

Канд. техн. наук М. М. КОБРИН, Л. М. ЛЕЛЬЧУК
ЦНИИ строительных конструкций, ГОСНИТИ

В ЦНИИ строительных конструкций для ЗИЛа были проведены испытания на выносливость низколегированных сталей для рамных конструкций, учитывающие действительные размеры, особенности конструкции, технологии изготовления, реальные условия нагружения и влияние зон концентрации напряжений, вносимых наличием отверстий и заклепочных соединений. Выносливость низколегированных сталей изучалась на натуральных рамных конструкциях, узлах рам и простейших малых образцах.

Объектом исследования послужили опытные низколегированные листовые стали толщиной 6,3 мм, предназначенные для лонжеронов рамы грузового автомобиля Московского автозавода имени Лихачева. Рама в сборе, узел и плоский образец с указанием мест вырезки показаны на рис. 1. Химический состав и механические свойства низколегированных сталей приведены в табл. 1 (данные НАМИ)¹. Там же помещены сведения о составе и свойствах стали 30Т, применяемой в серийном производстве рам.

Из табл. 1 видно, что сталь 30Т уступает другим низколегированным сталям не только по показателям статической прочности, но и по величине усталостной прочности, определяемой на «гладких» малых образцах, т. е. обладает более низкой «технической» усталостной прочностью.

Сравнительная оценка усталостной — «конструкционной» — прочности на изгиб гнутых профилей из разных сталей производилась путем натуральных испытаний рамных конструкций. Испытания на переменный изгиб выполнялись на вибрационном стенде [1].

Рамные конструкции испытывались на усталость по двухступенчатой системе нагружения. Рама, выдержавшая без разрушения 1,5 млн. циклов нагружения на первой ступени, подвергалась испытанию на второй ступени вплоть до разрушения от усталости. Испытания проводились по асимметрич-

ному знакопостоянному циклу нагружения. На первой ступени максимальное напряжение цикла $\sigma_{I \max} = 18 \text{ кг/мм}^2$; на второй $\sigma_{II \max} = 22,5 \text{ кг/мм}^2$. Коэффициент асимметрии цикла для каждой ступени нагружения $\rho = 0,2$.

Рамные конструкции, независимо от марки стали, разрушались от усталости по лонжеронам совершенно одинаково.

Типичное разрушение от усталости при воздействии переменного изгиба, аналогичное наиболее часто встречающейся эксплуатационной поломке рамы, показано на рис. 2. Расположение и траектория трещин определяется наличием концентратора напряжений в виде отверстия на стенке гнутого профиля вблизи его нижней растянутой при изгибе полки. На схеме видно также полное совпадение траекторий трещин, полученных в нескольких опытах, что свидетельствует об идентичности условий испытания.

Результаты усталостных испытаний на изгиб гнутых тонкостенных профилей из низколегированных сталей в целых рамных конструкциях приведены в табл. 2. Все рамные конструкции на первой ступени испытания выдержали 1,5—2,0 млн. циклов нагружения без разрушения. На второй ступени при одинаковом максимальном изгибающем напряжении цикла $\sigma_{II \max} = 22,5 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_{II \text{ ср}} = 13,5 \text{ кг/мм}^2$ все рамы разрушились от усталости, обнаружив примерно равный срок службы $N = 300—550$ тыс. циклов нагружения.

Однако коэффициент использования конструкционной усталостной прочности по отношению к технической усталостной прочности материала у разных сталей оказывается различным.

В предпоследнем столбце табл. 2 указаны величины пределов выносливости σ_{\max} листовых низколегированных сталей (техническая усталостная прочность) при цикле нагружения с таким же средним напряжением $\sigma_{II \text{ ср}}$, как и при испытании на усталость до разрушения изгибом тонкостенных элементов конструкций. Цифры получены расчетом по приближенной формуле [2], позволяющей определять величины предела вы-

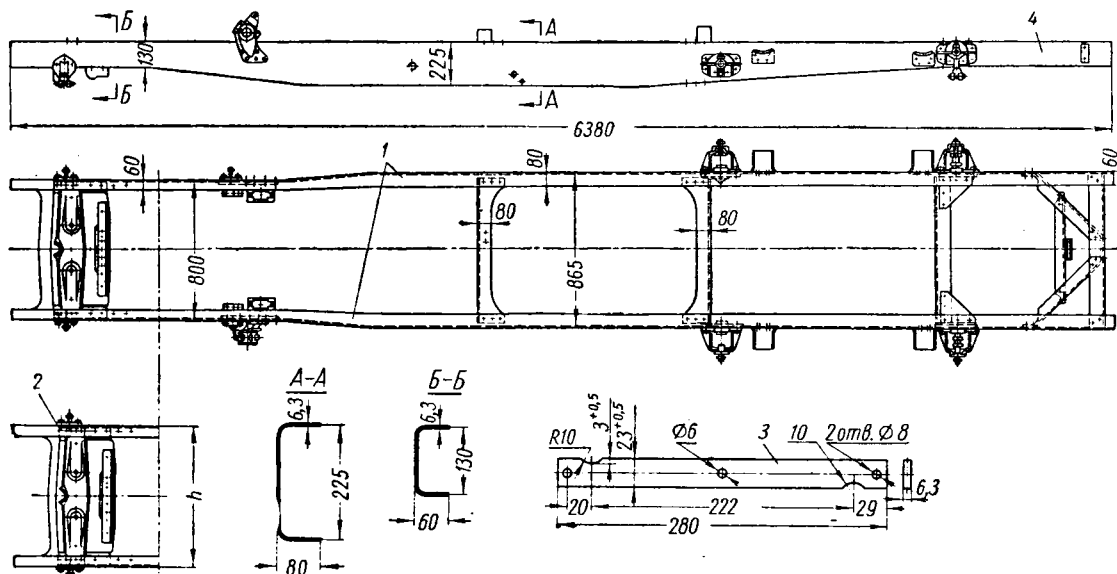


Рис. 1. Несущая рамная конструкция грузового автомобиля ЗИЛ:

1 — лонжерон из гнутого профиля; 2 — узел для испытания на переменное кручение; 3 — малые плоские усталостные образцы; 4 — места вырезки малых образцов из гнутых профилей.

Таблица 1

Марка стали	Химический состав в %										Механические свойства					
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Ti	Al	Cu	S	P	Направление волокна	σ_B в кг/мм ²	σ_S в кг/мм ²	δ в %	ψ в %	σ_{-1} в кг/мм ²
14Г2	0,14÷0,17	0,27÷0,37	1,37÷1,4	0,042÷0,13	0,11÷0,20	0,016÷0,024	0,04	0,04÷0,12	0,014÷0,016	0,024÷0,052	Продольное Поперечное	52 —	32—36 —	25,3 —	48,3 —	22,9 —
14Г2С	0,12÷0,18	0,48÷0,57	1,54÷1,56	0,02	0,02÷0,06	0,02	—	0,07÷0,13	0,025÷0,06	0,022÷0,028	Продольное Поперечное	55,8 54,3	38,8 40,0	23,9 21,4	53,8 42,3	26,9
15ГДЮТ	0,12÷0,14	0,18÷0,38	1,15÷1,47	0,19	0,11	0,058÷0,1	0,06÷0,12	0,15÷0,033	0,022	0,022÷0,33	Продольное Поперечное	53,2 53,7	40,5 38,2	22,5 19,1	52,8 43,3	21,0
30Т	0,29÷0,3	0,04÷0,08	0,67÷0,68	0,21	0,08	0,08÷0,12	—	0,1	0,03	0,033	Продольное Поперечное	51,3 51,6	32 —	17,1 18,7	57 57,4	17,6÷19

* Предел выносливости материала при симметричном изгибе плоского образца с необработанной поверхностью без концентраторов напряжений.

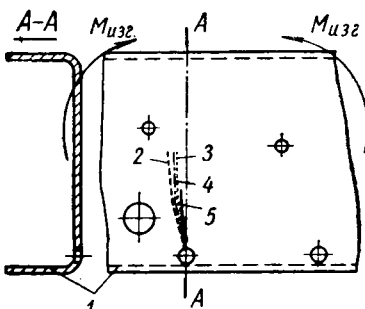


Рис. 2. Трещины усталости в гнутом профиле при испытании изгибом (вблизи сечения АА, см. рис. 1): 1 — лонжерон; 2 — рама из стали 30Т; 3 — рама из стали 14Г2; 4 — рама из стали 30Т; 5 — рама из стали 14ГС.

носивости для асимметричных циклов нагружения. Для нашего случая ($\sigma_{IIcp} = 13,5$ кг/мм²) формула имеет следующий вид:

$$\sigma_{max} = \sigma_{IIcp} \times \left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}\right) + \sigma_{-1}$$

где σ_{max} — предел выносливости — максимальное напряжение предельного асимметричного цикла; σ_{IIcp} — среднее напряжение цикла; σ_{-1} — предел выносливости материала при симметричном цикле с $\rho = -1,0$ (см. табл. 1); σ_B — временное сопротивление материала (см. табл. 1).

Отношение максимального напряжения цикла $\sigma_{II max}$ при испытании элементов конструкции к пределу выносливости материала σ_{max} при том же среднем напряжении цикла выражает коэффициент использования конструкционной усталостной прочности по отношению к технической для каждой из изученных сталей. Величины отношений $\frac{\sigma_{II max}}{\sigma_{max}}$ приведены в предпоследнем столбце табл. 2.

Таблица 2

Материал гнутого профиля	Число циклов нагружения N в тыс. (асимметрия цикла $\rho = 0,2$)		Предел выносливости материала при асимметричном цикле*** в кг/мм ²	$\frac{\sigma_{II max}}{\sigma_{max}}$
	I ступень* нагружения $\sigma_{Icp} = 10,8$ кг/мм ² ; $\sigma_{I max} = 18,0$ кг/мм ²	II ступень** нагружения $\sigma_{IIcp} = 13,5$ кг/мм ² ; $\sigma_{II max} = 22,5$ кг/мм ²		
30Т	1500,0	513,3	27,0	0,83
14Г2	1500,0	320,0	30,5	0,74
14Г2	1460,7	561,6	30,5	0,74
14Г2С	1517,7	352,3	33,7	0,67
14Г2С	2364,1	—	33,7	0,67
15ГДЮТ	1502,3	298,6	29,3	0,77

* Разрушений не наблюдалось.
** Разрушение от усталости.
*** Расчетные величины по формуле.

Как видно, одинаковый срок службы ($N = 300 \div 550$ тыс. циклов) элементов конструкций достигается у стали 30Т при $\sigma_{II max} = 0,83 \sigma_{max}$, а у низколегированных сталей 15ГДЮТ,

14Г2 и 14Г2С — только при более низких величинах: 0,77; 0,74 и 0,67 σ_{max} соответственно.

Таким образом, опытные низколегированные стали по конструкционной усталостной прочности не обладают тем превосходством, которое они имеют перед сталью 30Т по технической усталостной прочности.

Сравнительные усталостные испытания тонкостенных гнутых профилей переменным кручением производились на узлах 2 рамной конструкции (см. рис. 1). Узел образован двумя гнутыми профилями, склепанными с поперечиной. Узел рассчитан на последовательное испытание кручением обоих профилей.

Испытание на переменное кручение производилось на вибрационном стенде [1]. Узел, как консоль, защемляется по концам одного из профилей. В средней части второго свободного профиля закрепляется вибратор, ось вращения которого параллельна оси профиля. Переменная сила $P \sin \omega t$ возникает при вращении инерционных масс вибратора с угловой скоростью ω и закручивает защемленный профиль, создавая крутящий момент на плече h , равном ширине рамы. После разрушения от усталости защемленного профиля узел переворачивают, крепят противоположный профиль и подвергают вторичному испытанию на усталость. Каждый узел подвергался перед испытанием статической тарировке с помощью рычажных или волоочных тензометров для измерения максимального напряжения в опасном сечении и мессура для измерения угла закручивания профиля. Испытания переменным кручением производились по знакопеременному симметричному циклу ($\rho = -1$). Тонкостенные гнутые профили разрушались от усталости при переменном кручении, как показано на рис. 3. Этот вид разрушения воспроизводит типичные эксплуатационные поломки. Трещины усталости возникали на кромке профиля у крайних заклепок и развивались через заклепочное отверстие поперек полки с выходом на вертикальную стенку. Наблюдалась также разрушения от усталости заклепок, соединяющих профиль с поперечиной (на рис. 3, слева).

Данные испытаний тонкостенных гнутых профилей на усталость переменным кручением сведены в табл. 3. Из таблицы видно, что ни одна из опытных низколегированных сталей не обладает, как и при изгибе, конструкционной усталостной прочностью более высокой, чем у стали 30Т.

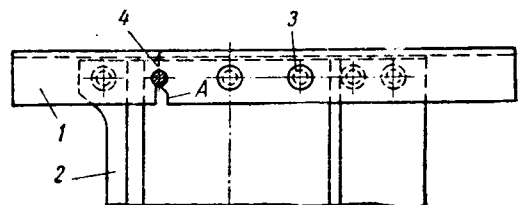


Рис. 3. Усталостное разрушение профиля при испытании узлов на кручение: 1 — испытуемый гнутый профиль; 2 — поперечина; 3 — заклепки; 4 — изломы от кручения.

Таблица 3

Материал гнутого профиля	Напряженне в опасном сечении в кг/мм ²	Число циклов нагружения N в тыс.	Примечания
30Т	19,0	110,0	Разрушен
	19,0	214,6	.
14Г2	19,0	131,6	.
	8,0	2244,7	Не доведен до разрушения
14Г2С	19,0	255,3	Разрушен
	15,0	514,7	.
15ГДЮТ	19,0	125,4	.
	17,0	307,8	.

Существенная разница у низколегированных сталей между технической и конструкционной усталостной прочностью требует проведения испытаний этих сталей на выносливость по каждому из этих показателей одновременно.

Испытания элементов конструкций трудоемки и сложны.

Для проверки возможности приближенного определения конструкционной усталостной прочности низколегированных сталей для гнутых профилей проведены испытания на выносливость простейших образцов с концентратором напряжений в виде отверстия. Чертеж образца 3 и место его вырезки 4 из тонкостенного профиля показаны на рис. 1. Толщина образца равна толщине листа низколегированной стали. Поверхность образца не обработана.

Испытания на выносливость выполнялись на машине с шатунно-кривошипным механизмом возбуждения нагрузок при знакопеременном симметричном чистом изгибе ($\rho = -1,0$) образца в одной плоскости. База испытаний $N = 5 \times 10^6$ циклов. Частота нагружения 1400 циклов в минуту.

На рис. 4 приведены результаты испытаний на выносливость образцов с отверстием из сталей 30Т и 14Г2. Экспериментальные точки хорошо располагаются вдоль общей кривой усталости, что свидетельствует об одинаковом сроке службы при наличии концентратора напряжений, и совпадают с результатами испытания на изгиб конструктивных элементов (см. табл. 2).

Абсолютные величины пределов выносливости (рис. 4) для стали 30Т и стали 14Г2 при наличии в образце отверстия (конструктивная усталостная прочность) также одинаковы и равны 14,5 кг/мм.

В то же время, как и при испытании гнутых профилей, коэффициент использования конструкционной усталостной прочности оказывается у этих сталей различным. Для стали 30Т коэф-

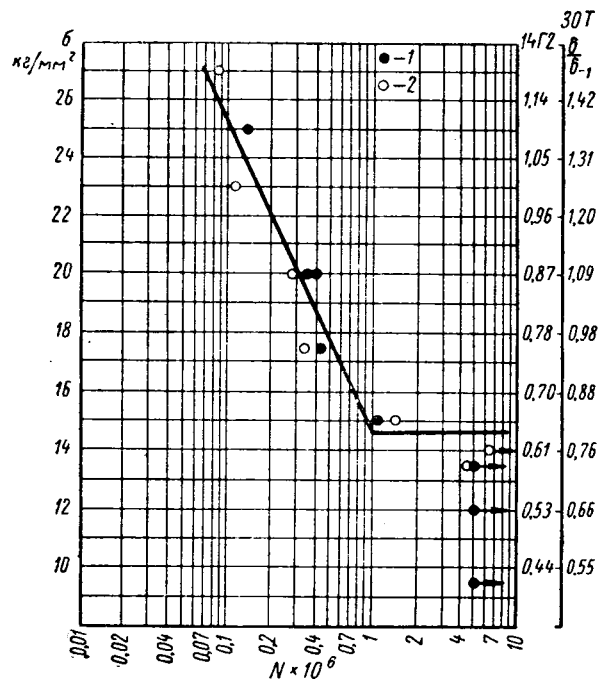


Рис. 4. Кривые усталости при изгибе образцов с концентратором напряжений в виде отверстий для сталей 30Т и 14Г2: 1 — сталь 30Т; 2 — сталь 14Г2.

фициент использования усталостной прочности, выражаемый отношением $\frac{\sigma_k-1}{\sigma_{-1}}$ (правые шкалы на рис. 4), где σ_{-1} — техническая усталостная прочность (предел выносливости гладкого образца) составляет 0,79. Для стали 14Г2 этот коэффициент существенно ниже $\frac{\sigma_k-1}{\sigma_{-1}} = 0,63$.

Таким образом, опыты показывают, что нельзя ограничиваться определением усталостной прочности материала путем испытаний гладких образцов [3], и подтверждают возможность приближенной оценки конструкционной усталостной прочности путем испытания малых образцов с таким концентратором напряжений, который является наиболее опасным для конструктивного элемента из этого материала (отверстия, технологические дефекты и др.).

ЛИТЕРАТУРА

1. Кобрин М. М., Лельчук Л. М. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
2. Ужик Г. В. Методы испытаний металлов и деталей машин на выносливость, АН СССР, 1948.
3. Кальнер Д. А., Летчфорд Н. И., Набатова К. А. «Автомобильная промышленность», 1959, № 8.

Холодное выдавливание электродов

И. И. КАРПИЛЕС

Ульяновский автозавод

НА УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе преобладающий объем сборочных работ приходится на сварку. Прессово-кузовной, арматурный и другие цехи завода насыщены в большом количестве электроконтактными сварочными машинами и автоматами, эксплуатация сварочной техники сопряжена со значительным расходом медных электродов, которые в основном имеют сложную форму и довольно трудоемки в изготовлении.

По старой технологии большинство электродов производилось из брусков ковanej меди. При дальнейшей механической обработке получались отходы в виде стружки, вес которых в отдельных случаях доходил до 50% и более от веса готового изделия. Старший мастер участка подсобного инструмента штампо-инструментального корпуса А. К. Белов предложил заменить механическую обработку резанием на обработку их методом холодного выдавливания посредством упрощенных штампов на гидравлическом прессе мощностью 60 т. До настоящего времени считалось, что экономически целесообразно применять холодное выдавливание только при значительном объеме производства из-за сложности и дороговизны рабочего инструмента — штампа.

Длительная эксплуатация упрощенных штампов, созданных А. К. Беловым, наглядно подтвердила явную экономическую целесообразность применения их. Одновременно удалось решить и такой сложный вопрос, как изготовление холодным выдавливанием деталей асимметричной формы.

Отличительной особенностью штампов для изготовления электродов методом пластического деформирования металла является простота конструкции: отсутствуют плиты, направляющие колонки, пуансонодержатель, съемник и другие обычные принадлежности штампа. Данные штампы фактически состоят из двух частей: пуансона и матрицы.

Методом холодного выдавливания изготавливается более 60 наименований электродов различной формы, некоторые из них имеют довольно сложную форму. При необходимости электроды изготавливаются в два перехода: предварительное выдавливание с последующим отжимом и окончательное придание требуемой формы электроду на другом штампе.

На рис. 1 схематично показан один из штампов для изготовления электрода из круглой медной заготовки. Изделие 1 по своей форме асимметрично. В данном случае применен метод прямого выдавливания — металл течет в нижнюю полость матрицы 2.

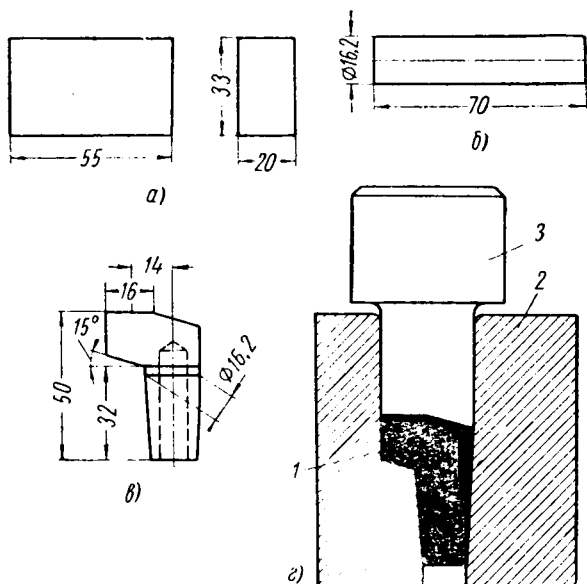


Рис. 1. Схема штампа и заготовка металла для изготовления электрода методом прямого выдавливания:

а — прежняя заготовка металла; б — новая заготовка; в — электрод; з — схема штампа.

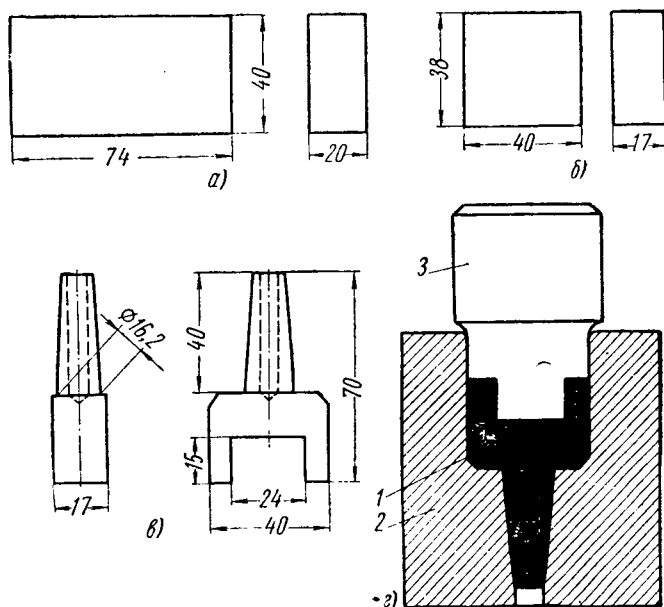


Рис. 2. Схема штампа и заготовка металла для изготовления электрода комбинированным методом выдавливания:

а — прежняя заготовка металла; б — новая заготовка; в — электрод; з — схема штампа.

По старой технологии электрод изготавливается из прямоугольной заготовки путем механической обработки. Замена ее на обработку давлением позволила получить экономно около 53% металла на каждом электроде, при этом производительность труда возросла в 10 с лишним раз. Ежемесячная потребность в таких изделиях составляет 250—300 шт. Отсутствие сложного штампа позволяет буквально без каких-либо потерь на переналадку инструмента вести обработку электродов различного типа. Удаление изделия из рабочей полости матрицы осуществляется цилиндрическим штифтом (на схеме не показан). Для этой цели матрица переворачивается и устанавливается на специальной полый обойме. Осуществляя давление ползуном гидравлического пресса на цилиндрический штифт, изделие выпрессовывается, при этом освобождается также и пуансон 3. Обойма с готовым электродом убираются. В полость матрицы вставляется вновь заготовка, и процесс повторяется заново.

Рабочие части штампа изготавливаются из инструментальной стали У10А или Х12М. Они подвергаются термической обработке — закалке до твердости RC 57—59. Рабочие части инструмента тщательно полируются, а затем хромируются.

Как и при выдавливании на обычных штампах, заготовки и рабочие части штампа обильно смазываются. На рабочих частях инструмента риски, полосы не допускаются, так как они способствуют образованию задиоров на электроде.

На рис. 2 показан штамп для изготовления электрода 1 из прямоугольной заготовки. Здесь применен комбинированный метод выдавливания: металл течет как в нижнюю полость матрицы 2, так и в верхнюю. С применением этого метода на каждом электроде экономится 75 г меди и производительность труда повышается в 8 раз. Экономия материальных средств составляет 1,6 тыс. руб. в год при сравнительно незначительной программе по изготовлению их.

Таким образом, даже при мелкосерийном производстве при условии применения упрощенных штампов становится экономически целесообразным применять холодное выдавливание электродов. Внедрение его на Ульяновском автозаводе позволило сэкономить тонны меди, высвободить несколько металлорежущих станков и в среднем в 10 раз повысить производительность труда, сэкономить тысячи рублей государственных средств.

Универсально-сборные приспособления

Ю. Л. БЕРМАН

Горьковский автозавод

В Г. ГОРЬКОМ по инициативе Проектно-технического научно-исследовательского института было организовано несколько прокатных баз универсально-сборных приспособлений (УСП), в том числе и на Горьковском автозаводе. В основу была положена система УСП тт. Кузнецова и Пономарева, широко освещенная в печати и получившая наиболее широкое признание и распространение. Базы были предназначены как для удовлетворения собственных нужд, так и для выдачи определенной группе предприятий в порядке проката.

Однако последняя форма широкого распространения на Горьковском автозаводе не получила и практически база обслуживает только завод.

Комплект деталей, которыми располагает сейчас база УСП (табл. 1), был изготовлен в порядке взаимной кооперации 18 заводами Горьковского экономического района и в основном соответствует первоначальному проекту. Отличие от проекта заключается

Таблица 1

Детали	Типоразмеры	Количество
Базовые . . .	29	72
Опорные . . .	123	1194
Установочные	162	2000
Направляющие	197	4850
Прижимные .	18	355
Крепежные . .	52	4700
Разные	20	155
Узлы	23	99
Итого	624	13 425

Таблица 2

Тип приспособлений	Количество	
	в шт.	в %
Кондукторы .	983	83,8
Фрезерные . .	161	13,75
Шлифовальные	8	0,68
Токарные . . .	18	1,52
Контрольные .	3	0,25

ся в пополнении базы крепежными деталями (шпонками, винтами и пр.) и специальными деталями (втулками), что позволило резко увеличить (почти вдвое) количество одновременно работающих приспособлений.

База УСП существует на Горьковском автозаводе практически несколько больше года. За это время было собрано около 1200 приспособлений. Типаж собранных приспособлений приведен в табл. 2.

По принятой на базах УСП классификации, разработанной Проектно-техническим институтом и предусматривающей четыре группы сложности, большинство приспособлений относятся ко второй (63%) и третьей (20%) группам сложности.

На Горьковском автозаводе роль УСП в системе подготовки производства определяется потребителями, которые делятся на три группы (табл. 3).

Таблица 3

Потребители УСП	Количество приспособлений	
	в шт.	в %
Основное производство	873	74,4
Вспомогательное (инструментальные цехи и ремонтные службы)	269	23
Внешние потребители	31	2,6

Группу внешних потребителей, исходя из обрабатываемых деталей, следует также отнести к группе основного производства.

В основном приспособления использовались для изготовления деталей в процессе освоения и наладки (малых серий 90%, разовых заказов 10%) и только в двух или трех случаях приспособления были использованы непосредственно на линиях действующего массового производства в связи с поломкой приспособлений.

Если постоянная оснастка или совсем не заказывалась или была отодвинута на отдаленные сроки, для таких деталей и

операций УСП заказывались повторно: ежемесячно или ежеквартально.

В числе заказов были заказы на приспособления, образующие технологическую цепочку (на 5—7 операций), что позволило обрабатывать деталь поточно.

Особую группу образовали заказы для проверки технологического процесса, конструкции приспособлений и т. д.

Основными потребителями из цехов вспомогательного производства являются цех режущего инструмента инструментально-штампового корпуса, использующий УСП для сборного инструмента, и цех приспособлений — для деталей серийного изготовления.

На рис. 1 показаны характерные детали, для которых изготавливались универсально-сборные приспособления.

Организация эксплуатации универсально-сборных приспособлений (хранение деталей, сборка и разборка, контроль, ремонт, пополнение деталями) возложена на специальный участок «Прокатная база УСП» в системе цеха приспособлений инструментально-штампового корпуса.

При нормальных условиях на участке работают три-четыре слесаря третьего-пятого разряда, технолог и руководитель участка. Участок собирает до 130 приспособлений в месяц. Одновременно у потребителей могут находиться до 60 при-

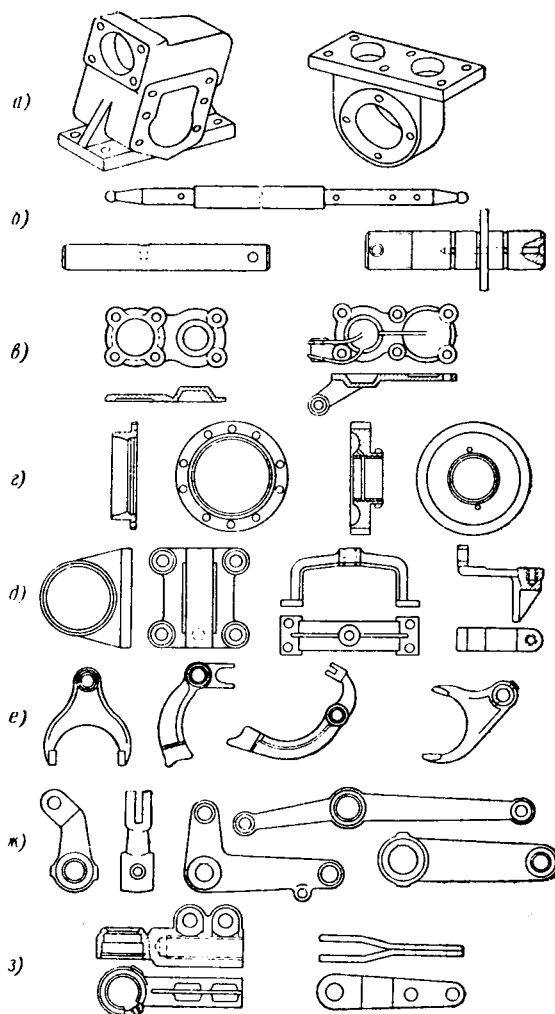


Рис. 1. Характерные детали:

а — корпусные детали; б — валы; в — крышки, фланцы; г — кольца шестерен; д — кронштейны; е — вилки; ж — рычаги; з — разные детали.

способлений. Количество собираемых приспособлений и количество одновременно работающих приспособлений может быть увеличено за счет оборачиваемости и более полного использования всех деталей УСП.

За сборку и эксплуатацию приспособления потребитель оплачивает по единым внутри экономического района расценкам.

Универсально-сборное приспособление должно удовлетворять тем же требованиям и условиям, которые предъявляются к постоянным приспособлениям.

Сборка универсально-сборных приспособлений имеет отличия от сборки обычных приспособлений по чертежам и готовым деталям. На Горьковском автозаводе, как и на многих других прокатных базах УСП, принята система работы без готовых схем и чертежей приспособлений, выполняемых конструкторскими бюро. Слесарь-сборщик является и конструктором, и сборщиком. Сборка состоит из трех этапов. Первый этап — это подбор деталей, расположение на плите, исходя из указанных баз, возможности установки и снятия детали, крепления и т. д. в соответствии с характером и величиной нагрузок. Второй этап включает в себя соединение деталей и узлов с окончательной проверкой схемы, учетом технологических особенностей, но без установки деталей крепления обрабатываемой детали.

Третий этап заключается в установке и выверке размеров в соответствии с требованиями чертежа и технологической карты (наряд-заказа), а также установке деталей крепления, комплектующих деталей (втулок).

При сборке фрезерных приспособлений необходимо учитывать возможность обработки нескольких плоскостей одновременно и собирать приспособления для двух-трех деталей.

При сборке кондукторов требования к их точности значительно выше — этим определяется и более высокая трудоемкость сверлильных приспособлений. На рис. 2 показан кондуктор для сверления семи отверстий в протяжках. Высокие требования предъявляются к жесткости конструкции кондукторов.

Токарные приспособления, как правило, относятся к сложным и трудоемким приспособлениям; предъявляются высокие требования к точности и жесткости их конструкции, к хорошему, прочному зажиму обрабатываемой детали, хорошей балан-

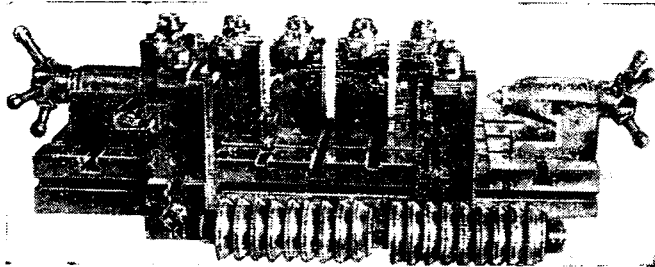


Рис. 2. Кондуктор для протяжки.

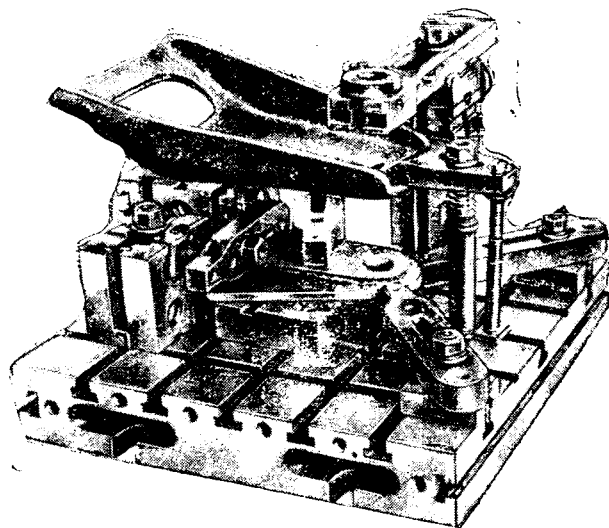


Рис. 4. Кондуктор для сварного кронштейна.

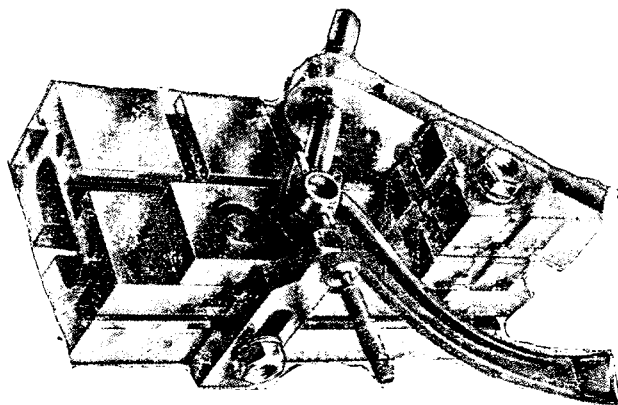


Рис. 5. Контрольное приспособление.

сировке приспособления, должна отсутствовать деформация изделия при зажиме (рис. 3).

Для определенных токарных станков на базе имеются приточенные планшайбы с отбалансированными плитами УСП.

При повторной сборке УСП иногда конструкция его улучшается.

Так, кондуктор для обработки отверстия в сварном кронштейне (рис. 4) при повторных заказах несколько раз переделывался, пока не была отработана конструкция, обеспечивающая достаточную жесткость, отсутствие вибрации, точность и удобство в работе.

Система УСП позволяет собирать не только рабочие приспособления, но и контрольные. На рис. 5 показано такое приспособление для контроля взаимного расположения отверстия и паза в ступице вилки.

Как самостоятельная операция контроль приспособлений отсутствует и совмещается с процессом сборки. Собранные приспособления должны обеспечивать точность обработки по второму классу, поэтому установка размеров в большинстве случаев производится с помощью наборов концевых мер, размеры с которых переносятся на приспособления индикатором. Большим подспорьем при этих измерениях являются ступенчатые установки (рис. 6).

Наборы концевых мер, соответствующие расстоянию между двумя поверхностями, устанавливаются на одну из ступеней установка, которая и является исходной.

Установ состоит из корпуса 1 и скользящего по наклонной плоскости ступенчатого ползуна 2. Корпус может быть установлен на длинную или короткую сторону.

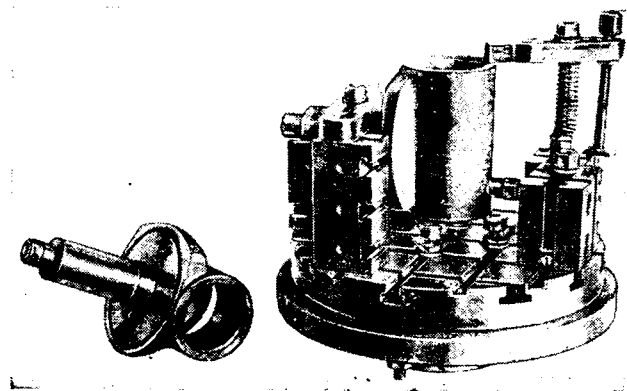


Рис. 3. Приспособление для токарной обработки.

Грубая установка ползуна производится вручную (нажим на рычаг 3 выводит ползун из зацепления с рейкой), а точная — с помощью ходового винта 4. Стопорный винт 5 служит для закрепления ползуна в любом положении. Цилиндрический

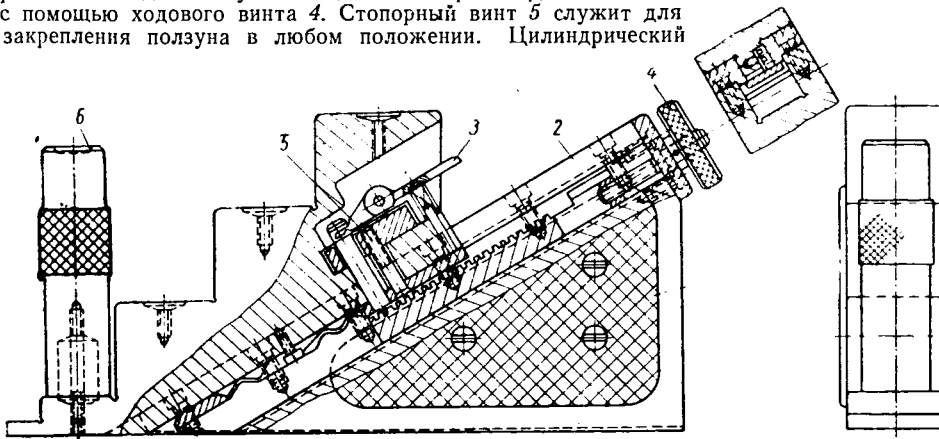


Рис. 6. Ступенчатый установ.

удлинитель 6, винчиваемый в центр любой ступени, расширяет пределы измерения.

Для контроля углов в приспособлениях применяются шарнирные синусные линейки. Для 10—15% приспособлений первичной сборки требуется изготовить специальные детали: кондукторные втулки, посадочные пальцы и т. п. Специальные детали изготавливаются из стали У8 или У10 с термообработкой и хранятся по номерам деталей, для которых они предназначены.

К числу таких часто встречающихся деталей относятся удлиненные кондукторные втулки, когда кондукторная планка не может быть установлена с нормальным зазором над обрабатываемой поверхностью, втулка с двумя отверстиями при малых расстояниях между осями. При сверлении сквозных отверстий и в других аналогичных случаях в ступицах вилок (см. рис. 1), к соосности которых предъявляются высокие требования, применяется типовая конструкция посадочного пальца с промежуточной кондукторной втулкой. Для прохода заусенца и предохранения от проворачивания пальца предусмотрены лыски.

Поломки и потери деталей в процессе эксплуатации очень незначительны; теоряются, в основном, только кондукторные втулки.

Проводимые проверки отдельных часто употребляемых деталей заметного износа не обнаружили, что позволяет положительно оценить итоги первого года эксплуатации.

Применение УСП на Горьковском автозаводе позволило заводу выдержать общий фронт подготовки производства новых автомобилей, хотя при обычных условиях отсутствие или задержка в оснастке значительно бы задержали подготовку, а следовательно, и выпуск автомобиля.

Стоимость всей базы (как основного комплекта деталей, так и дополнительно изготовленных деталей) определяется суммой 56 000 руб.

Эффективность применения УСП видна из табл. 4.

Таблица 4

Категория сложности УСП	Количество собранных приспособлений за год в шт.	Стоимость изготовления обычного приспособления с учетом конструкторских работ в руб.	Стоимость дневной эксплуатации УСП (включая сборку) одного приспособления в руб.	Экономический эффект применения одного приспособления в руб.	Суммарная эффективность в руб.
I	160	49	10—50	38—50	6 160
II	750	106	15—75	91—25	68 437—50
III	230	160	21	139	31 970—00
IV	60	215	26—25	188—75	11 325
Итого					117 893—50

При повторных заказах экономический эффект будет иным. Если для упрощения расчетов принять коэффициент повторяемости равным 3 (цифры в стоимости эксплуатации УСП увеличатся втрое), то оказывается, что база окупается уже в течение 9 мес.

УДК 621.86.07:629.11.011.3

Устройство для перемещения, подъема и разворота автомобильных рам

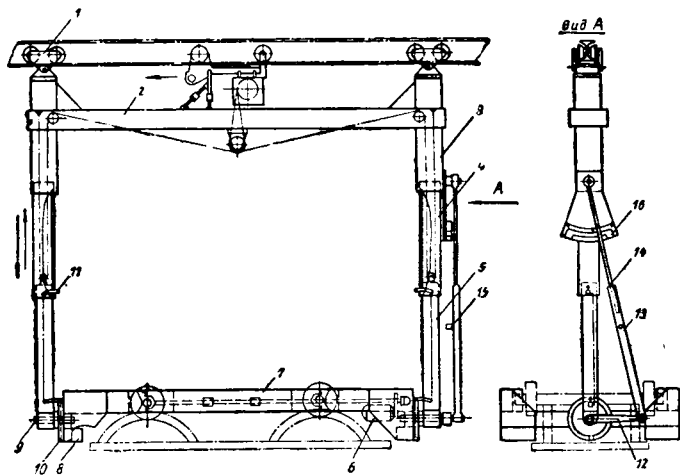
Л. А. УЛИСОВ

Ульяновский автозавод

В ПРОЦЕССЕ сборки рамы автомобиля кантуются на 180°. Операция кантовки производится двумя рабочими при помощи приспособления с захватами. Так как рамы автомобилей, выпускаемые на Ульяновском автозаводе, разнотипные, то для каждого типа рамы необходимо иметь свои сменные захваты, что создает неудобство в работе.

Для перемещения, подъема и разворота на 180° рамы автомобиля на Ульяновском автозаводе спроектировано автоматизированное устройство, которое берет рамы всех типов без переналадки. Применение этого устройства высвободило одного рабочего. По направляющей двутавровой балке, расположенной на одной оси с конвейером, на двух монорельсовых тележках 1 (см. рисунок) подвешена рама 2. Рама сварена из швеллеров и имеет по концам направляющие 3 для телескопических секций 4 и 5, изготовленных из уголков. На нижних концах секций 5 шарнирно укреплен управляемый посредством электродвигателя 6 захват 7 для рамы автомобиля в сборе с мостами. На раме захвата имеются противовесы 8, при помощи которых захват возвращается в исходное положение. По боковым сторонам захвата прикрепляются зажимы, представляющие собой слесарные тиски, подвижные губки которых сделаны с пазами под ступицы колес. Зажим рамы осуществляется при помощи ходовых винтов, приводимых в движение через передачу электродвигателем 6. Самопроизвольный разворот захвата 7 предотвращается при помощи укрепленных на его цапфах 9 дисков 10, взаимодействующих с фиксаторами 11, смонтированными на нижних секциях стоек. На шейке одной из цапф 9 захвата 7 жестко закреплен кривошипный рычаг 12, связанный другим концом шарнирно с телескопической тягой 13. Тяга изготовлена из трубы, верхняя выдвижная секция 14 которой связана также шарнирно с направляющей 3 рамы 2. На верхнем конце нижней секции имеется упор 15,

гродвигателя 6 захват 7 для рамы автомобиля в сборе с мостами. На раме захвата имеются противовесы 8, при помощи которых захват возвращается в исходное положение. По боковым сторонам захвата прикрепляются зажимы, представляющие собой слесарные тиски, подвижные губки которых сделаны с пазами под ступицы колес. Зажим рамы осуществляется при помощи ходовых винтов, приводимых в движение через передачу электродвигателем 6. Самопроизвольный разворот захвата 7 предотвращается при помощи укрепленных на его цапфах 9 дисков 10, взаимодействующих с фиксаторами 11, смонтированными на нижних секциях стоек. На шейке одной из цапф 9 захвата 7 жестко закреплен кривошипный рычаг 12, связанный другим концом шарнирно с телескопической тягой 13. Тяга изготовлена из трубы, верхняя выдвижная секция 14 которой связана также шарнирно с направляющей 3 рамы 2. На верхнем конце нижней секции имеется упор 15,



взаимодействующий с копиром 16, расположенным на нижнем конце направляющей 3. Копирные планки сменные, они прикрепляются к плите болтами. Подъем и спуск захвата осуществляется при помощи двухбаранного тельфера, тросы которого через систему неподвижных и подвижных блоков охватывают выдвигные секции. Тросы по концам имеют натяжные винты для регулировки равномерного натяжения секций. Установка работает следующим образом. Рама автомобиля с закрепленным на ней передним и задним мостами подходит к позиции, где должен быть осуществлен ее разворот. От нажатия

изделием на упор захват 7, находившийся в исходном положении, опускается на раму с мостами, захватывает тисками ступицы колес и поднимает изделие. При подходе захвата к крайнему верхнему положению нижние кромки направляющих 3 воздействуют на фиксаторы 11, соединенные между собой через тягу, которые освобождают тормозные диски 10. При подъеме нижняя секция тяги 13 перемещается относительно верхней до тех пор, пока ее упор 15 не вступит во взаимодействие с копиром 16 направляющей рамки 3. При продолжении подъема тяга 13 при помощи кривошипа 12 разворачивает захват с рамой автомобиля в вертикальное положение, причем за счет действия силы инерции захват разворачивается на такой угол, что кривошип 12 и тяга 13 проходят мертвое положение, что позволяет при последующем опускании захвата развернуть изделие на угол 180° от первоначального положения.

При окончании разворота нижний фиксатор 11 под действием собственного веса входит в прорезь тормозного диска 10 и фиксирует раму захвата в определенном положении. При дальнейшем опускании рама с мостами устанавливается на конвейер, освобождается от зажимов, поднимается вверх и возвращается в исходное положение.

Техническая характеристика устройства дана ниже.

Грузоподъемность в т	1
Скорость передвижения в м/мин	30
Скорость подъема в м/мин	8
Высота подъема в мм	1300
Рабочий цикл в сек	15-20

Устройство для перемещения, подъема и разворота может найти широкое применение также в литейных цехах для разворота тяжелых олоков.

УДК 621.735 : 621.431.78

Выдавливание взамен обработки резанием

А. Б. НОВИКОВ

Ярославский моторный завод

В ДВИГАТЕЛЯХ ЯМЗ-204 и ЯМЗ-206 толкатель (рис. 1) представляет собой стаканчик, нижняя часть которого заканчивается вилкой. Внутри корпуса толкателя имеется гладко обработанное сферическое гнездо. Радиус гнезда $R=12$ мм, чистота поверхности сферы восьмого класса. Материал детали сталь 40Х.

По ранее существовавшему технологическому процессу сферическое гнездо толкателя обрабатывалось следующим образом.

Токарная обработка толкателя велась на шестишпиндельных токарных автоматах, где в процессе обработки делалась спе-

циальная зацентровка для дальнейшей обработки сферического гнезда.

дилась на вертикально-сверлильных станках специальными двухперовыми сферическими сверлами с прямыми канавками. Обработка велась при следующих режимах резания: $v=3,1$ м/мин; $n=90$ об/мин; $T_{маш}=0,11$ мин; подача ручная. Стойкость двухперовых сверл между переточками составляет 100 деталей.

Вследствие жестких технических требований к сверлам по точности геометрии сферы и чистоте поверхности режущих кромок в пределах десятого-одиннадцатого классов изготовление и переточка сверл сложны.

В процессе обработки наблюдалось частое скалывание режущих кромок и налипание металла на задних гранях, что приводило к снижению чистоты поверхности и нарушению геометрии сферы. Стабильность чистоты поверхности сферы восьмого класса была недостаточной, а поэтому все сферы толкателей подвергались полировке. Полировка производилась войлочными наконечниками с мелкой абразивной пылью.

В настоящее время на Ярославском моторном заводе лабораторией резания разработан и внедрен в производство новый технологический процесс обработки сферы толкателя, а именно: путем выдавливания на кривошипном прессе.

Согласно новому технологическому процессу, обработка сферы ведется следующим образом. После обработки на автомате, но уже без предварительной зацентровки сферы, толкатель подвергается термообработке, очистке мелкой дробью и поступает на пресс для выдавливания; выдавливание сферы производится на кривошипном прессе в специальном штампе (рис. 2).

Сфера пуансона предварительно шлифуется, а затем притирается пастой. Чистота рабочей поверхности пуансона соответствует десятому-одиннадцатому классам чистоты, что обеспечивает стабильное получение чистоты сферы толкателя в пределах восьмого класса.

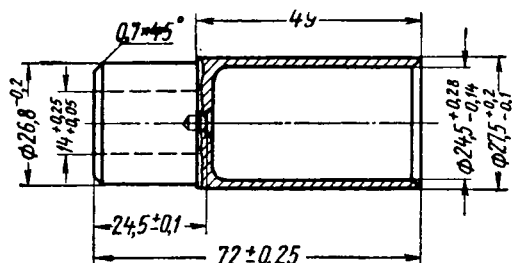


Рис. 1. Толкатель.

циальная зацентровка для дальнейшей обработки сферического гнезда.

После токарной обработки толкатель подвергался термообработке — улучшению до твердости RC 25—30, очищался мелкой дробью от окалины и поступал на последующую механическую обработку. Предварительная обработка сферы произво-

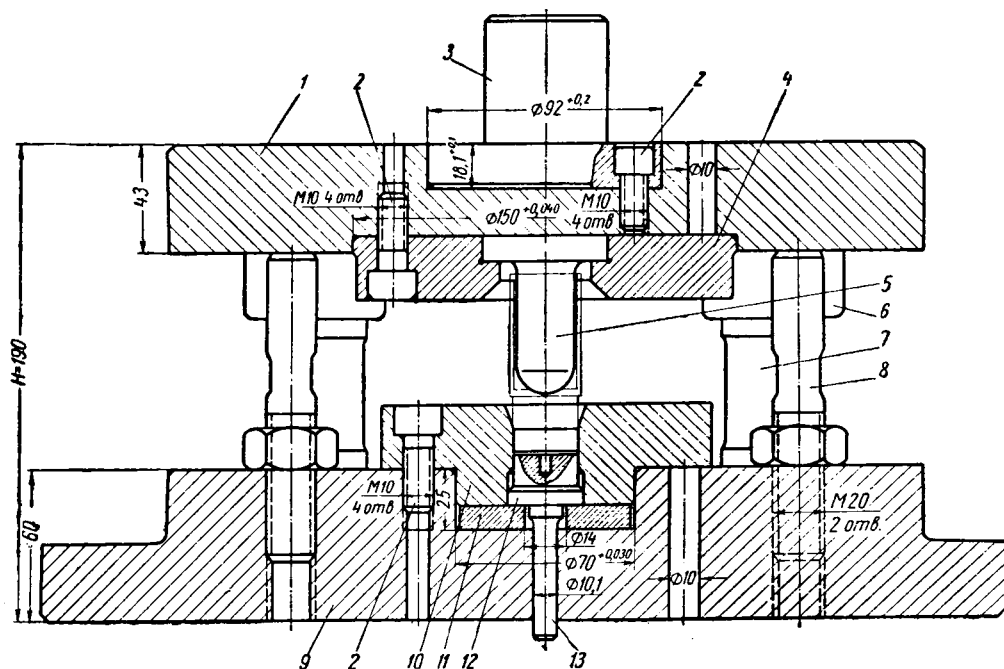


Рис. 2. Штмп для выдавливания:

1 — верхняя плита; 2 — винт; 3 — хвостовик; 4 — пуансонодержатель; 5 — пуансон; 6 — втулки; 7 — колюнка; 8 шпилька; 9 — нижняя плита; 10 — фиксатор; 11 — подкладка; 12 — выталкиватель; 13 — маркетная шпилька.

В процессе давления наблюдается незначительное раздувание детали в пределах 0,1 мм, что обеспечивает получение сферы относительно центральной оси в пределах 0,15 мм.

ликвидировать полировку сферы; повысить срок службы толкателя вследствие получения наклепанного слоя в процессе выдавливания на поверхности сферы.

Стойкость пуансона между правками составляет 500 деталей. При фрезеровании паза внутренние напряжения, возникшие в металле при давлении сферы, тотчас начинают сказываться. Происходит развод ушков вилки толкателя, что приводит к нарушению технических условий, заданных чертежом.

Для снятия внутренних напряжений, возникших при давлении, толкатель подвергается высокотемпературному отпуску при температуре 500—600° с выдержкой в течение 60 мин.

В результате введения дополнительной операции термообработки удалось ликвидировать развод ушков вилки, и детали получаются согласно техническим условиям, заданным чертежом.

Внедрение нового технологического процесса обработки сферы позволило улучшить качество обработки сферы; поднять производительность труда в 4 раза, ликвидировать предварительную зацентровку сферы на автомате, что дает экономию режущего инструмента;

УДК 621.9.013

Приспособление для быстрого отвода резцов

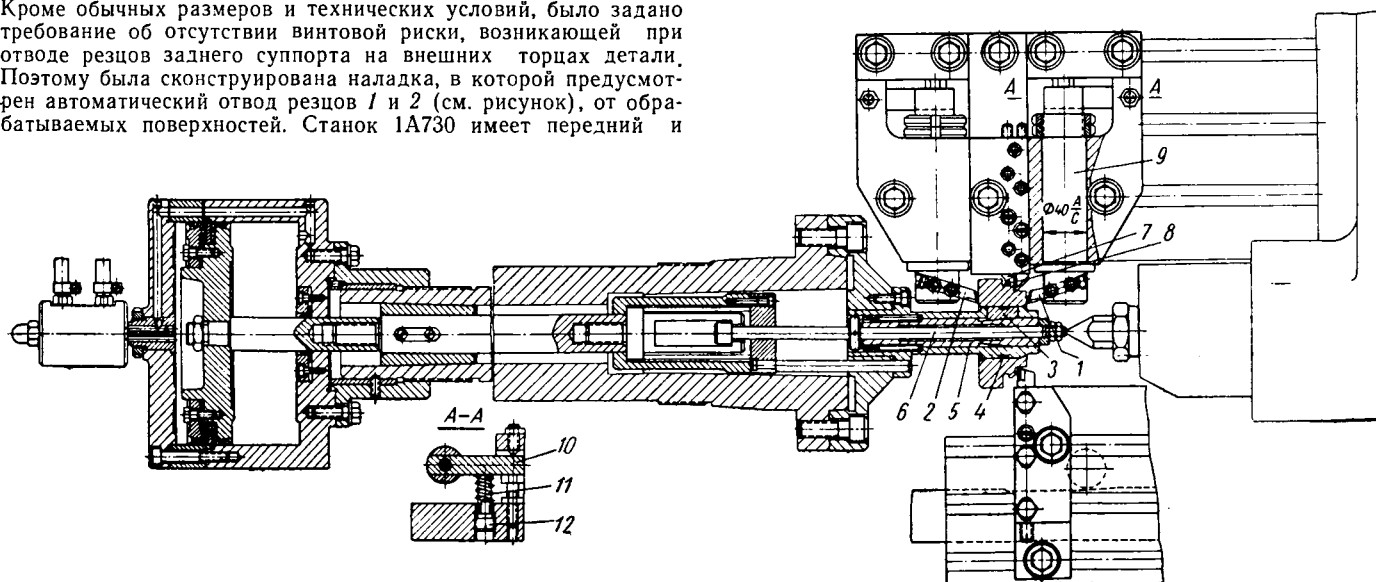
В. И. РОМАНОВСКИЙ, И. С. СИДОРОВ, А. И. ТУПИКИН

Новосибирский станкостроительный завод имени XVI Партсъезда

НОВОСИБИРСКОМУ станкостроительному заводу имени XVI Партсъезда был заказан специальный станок на базе многорезцового полуавтомата 1А730 для чистой токарной обработки детали зубчатого колеса Горьковского автозавода. Кроме обычных размеров и технических условий, было задано требование об отсутствии винтовой риски, возникающей при отводе резцов заднего суппорта на внешних торцах детали. Поэтому была сконструирована наладка, в которой предусмотрен автоматический отвод резцов 1 и 2 (см. рисунок), от обрабатываемых поверхностей. Станок 1А730 имеет передний и

задний суппорты. Передний суппорт станка работает по следующей схеме:

- 1) ускоренный подвод инструментов;
- 2) врезание на рабочей подаче;



- 3) рабочий ход;
- 4) отскок;
- 5) ускоренный откат суппорта в исходное положение.

Задний суппорт движется с рабочей подачей к детали перпендикулярно переднему суппорту и на ускоренном ходу отводится от детали.

Спроектированная наладка работает следующим образом. Обрабатываемое изделие устанавливается на трехкулачковую оправку, кулачки 3 оправки удерживаются пружиной 4 и приводятся в действие конусной поверхностью детали 5, которая, в свою очередь, соединена со штоком удлиненного цилиндра пневматического привода двухстороннего действия. Для увеличения жесткости деталь 6 поддерживается центром задней бабки, который подводится пневмоприводом.

Передним суппортом обрабатывается конус, что осуществляется за счет применения специальной копирной линейки, имеющей скос с требуемым углом 7° .

Резцами, установленными на заднем суппорте, производится врезание канавки (резец 7), подрезание торца (резец 8) и подрезание внешних торцов детали резцами 1 и 2, причем резцы 1 и 2 в конце обработки должны отводиться от обрабатываемого изделия.

При подходе резца 1 к обрабатываемому изделию возникают усилия резания, действующие на круглый резец и стремящиеся повернуть его вместе с цилиндрической державкой 9 и прикрепленной к ней планкой 10, которая давит на пружину 11, регулируемую винтом 12, до тех пор, пока планка не упрется в винт-ограничитель.

До окончания обработки плоскости резцом 1 планка усилиями резания будет оставаться поджатой к винту-ограничителю. Как только резец 1 окончит обработку плоскости, усилия резания исчезнут, пружина 11 поднимет планку, которая повернет державку 9, благодаря чему резец повернется и отойдет от обрабатываемого изделия. Аналогично производится обработка плоскости и резцом 2.

После окончания обработки резцами задний и передний суппорты на ускоренном ходу отводятся от детали. Так как резцы 1 и 2 отведены от детали, то на внешних торцевых поверхностях рисунки не остаются.

Эта наладка испытывалась при различной величине припуска на обработку и хорошо работала при припуске до 4 мм.

Аналогично могут быть спроектированы наладки для других деталей.

УДК 621.73.034 : 621.833

Технология изготовления вкладышей с зубьями

А. М. СМУРОВ
НИИТАвтопром

ОБРАЗОВАНИЕ зубьев при штамповке конических шестерен протекает в штампах с зубьями или в штамповых вкладышах с зубьями.

Процесс нарезания зубьев во вкладышах, несмотря на высокую степень совершенства обработки резанием, невозможно осуществить ввиду отсутствия специального металлорежущего оборудования. Окончательные операции по доводке профиля зубьев являются весьма трудоемкими.

Практически осуществимыми методами изготовления основных деталей кузнечных штампов для штамповки шестерен с зубьями являются электронская обработка и обработка давлением.

Электронская обработка успешно используется для изготовления штампов с глубокими полостями сложной конфигурации взамен трудоемких копировально-фрезерных работ. Гибкость этого процесса позволяет быстро производить смену обрабатываемого штампового инструмента. Между тем, случаи применения электронской обработки вкладышей с зубьями в литературе не освещены.

В исследовательских работах, проведенных НИИТАвтопромом совместно с Московским заводом малолитражных автомобилей, была показана возможность применения электронской обработки для изготовления вкладышей с прямыми зубьями.

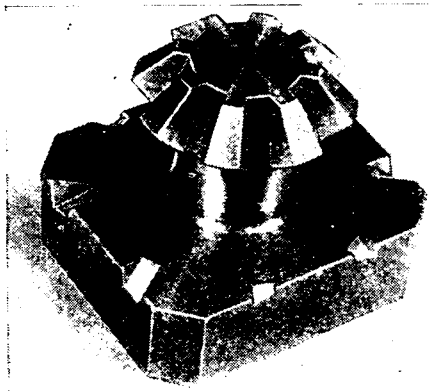


Рис. 1. Экспериментальный электрод для прожигания зубьев в заготовке вкладыша.

На основании экспериментов установлено, что получение заданного (с учетом тепловой усадки) профиля зубьев вкладыша обеспечивается правильным выбором материала электрода и расчетом профиля зубьев у черногового и чистового электрода. Достаточная точность изготовления (нарезания) зубчатого венца электродов равна $\pm 0,05$ мм. Расчетные размеры по профилю зубьев у черногового электрода берутся на 0,2 мм меньше, чем соответствующие размеры у чистового электрода, причем учитывается также коррекция 0,8 мм для чистового и 1,0 мм для черногового электрода на размер в сторону уменьшения.

Минимальный износ электродов наблюдается при использовании для электродов углеродистого графита. Однако в качестве наладочных, экспериментальных, а также черновых электродов любого назначения можно применять электроды, изготовленные из алюминия или меди (рис. 1). Максимальная точность и чистота изготовления вкладышей обеспечивается электродами из углеродистого графита ЭЭГ и АРВ.

Электронской метод в настоящее время можно рекомендовать для изготовления вкладышей в производстве с большой номенклатурой шестерен, штампуемых с зубьями, но при малом масштабе производства, а также для нужд исследовательских и опытных работ. Для крупносерийного и массового производства целесообразно является штамповка вкладышей с зубьями.

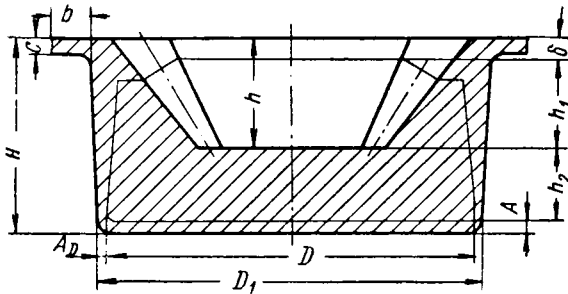
Наиболее полно изучен и освоен процесс горячей штамповки вкладышей с зубьями на кривошипных горячештамповочных прессах и винтовых (дисковых) прессах. Предпринятые попытки штамповки этих вкладышей на штамповочных паровоздушных молотах показали нецелесообразность молотовой штамповки по следующим причинам:

- 1) наличие почти у всех вкладышей утяжки, доходящей до половины длины зуба;
- 2) наличие на зубьях зажимов, не всегда устранимых при последующей слесарной обработке;
- 3) трудность снятия поковки вкладыша с мастер-пуансона, что увеличивает время контакта инструмента с поковкой; это приводит к разогреву и отпуску материала мастер-пуансона;
- 4) значительная трудоемкость.

Для составления чертежа поковки вкладыша необходимо знать величину припусков и объемов, соответствующих величине угара при нагреве и технологическим отходам металла.

Объем поковки V_n подсчитывается по элементам. Объем облоя V_o определяется его размерами; достаточная ширина облоя $b = 10 \div 15$ мм, толщина $c = 4 \div 6$ мм (рис. 2).

Объем металла, теряемого в виде угара, V_u принимается равным 0,2—0,3% от объемов $(V_n + V_o)$.



Фиг. 2. Заготовка вкладыша.

Исходный диаметр заготовки берется на 1—2 мм меньшим, чем диаметр D_1 поковки вкладыша в холодном состоянии. Диаметр

$$D_1 = D + 2A_D,$$

где D — максимальный диаметр обработанного вкладыша;

$A_D = 3 \div 4$ мм — припуск по диаметру.

Припуск со стороны опорной поверхности $A = 4 \div 6$ мм. Для компенсации утяжки металла глубина фигуры h берется больше глубины h_1 обработанной детали на величину δ , причем для поковок без ступицы $\delta = 6 \div 8$ мм, для поковок со ступицей $\delta = 3 \div 4$ мм.

На рис. 3 приведен чертеж обработанного вкладыша с рабочими зубьями для штамповки сателлита дифференциала.

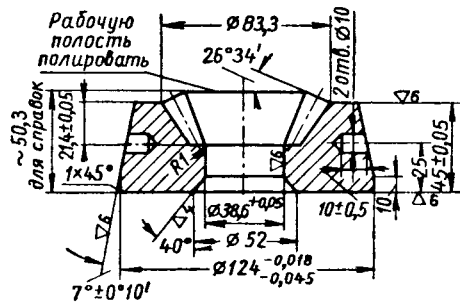


Рис. 3. Обработанный вкладыш.

Объем поковки этого вкладыша определяется, исходя из максимального диаметра вкладыша 124 мм и общей высоты 50,3 мм и припусков. Со стороны опорной поверхности инструмента назначается припуск, равный 5 мм. Диаметр поковки (он равен диаметру матрицы по дну) определяется с учетом припуска, равного 3 мм на сторону. Штамповочный уклон по образующей вкладыша равен 5°.

Процесс изготовления вкладышей предусматривает: рубку заготовки, ковку, механическую обработку, нагрев до температуры 1150—1200° и штамповку на кривошипном горячештаповочном прессе, отжиг, очистку от окалины, механическую и термическую обработки.

Исходная заготовка вкладыша с зубьями для штамповки сателлита дифференциала отрубается на молоте и после подогрева до температуры 1150—1200° подвергается осадке в трех взаимно-перпендикулярных направлениях с общим коэффициентом уковки $K = 3 \div 3,5$. Эта операция способствует выравниванию механических свойств вследствие перепутывания волокон и заварки дефектов металлургического происхождения. Размер заготовки после ковки составляет 128×69 мм.

Установлено, что чистота поверхности зубьев зависит от состояния торца заготовки, со стороны которого будет выдавливать фигура. Поэтому, кроме токарной обработки, один из торцов ее шлифуют.

Для предохранения шлифованного торца от интенсивного окисления при нагреве заготовка предварительно обертывается в оцинкованное железо толщиной 0,8—1,2 мм.

Штамповка вкладышей осуществляется в одноручьевом штампе с центральным расположением матрицы, в которую

укладывают заготовку, освобожденную от оцинкованного железа шлифованным торцом кверху. Фигура с зубьями выдавливается мастер-пуансом за 2—3 хода пресси.

После штамповки вкладыши охлаждаются в сухом песке (или кузнечной окалине), отжигаются, а затем подвергаются дробеметной очистке.

Механическая обработка вкладышей для штамповки сателлита проводится в такой последовательности: а) обрезка облоя, обточка по наружному диаметру и сверление отверстия; б) подрезка нижнего торца и обточка по зубу; в) обтачивание скоса зубчатого венца; г) расточка отверстия и подрезка скоса зубчатого венца с внутренней стороны.

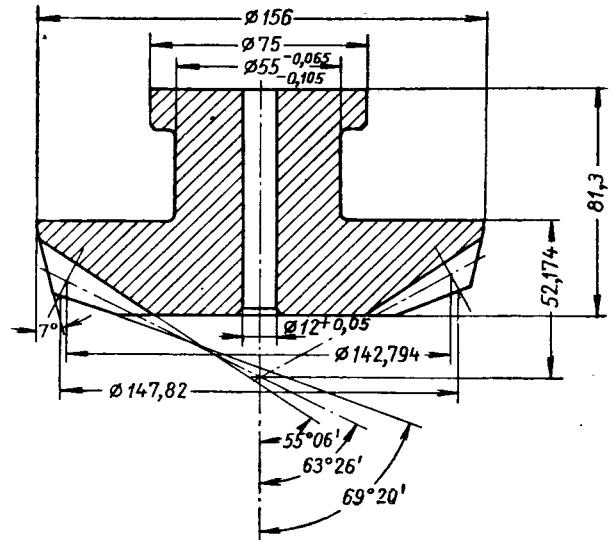


Рис. 4. Мастер-пуансон.

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

Расчет элементов мастер-пуансона и, в частности, профиля зубьев проводится с учетом тепловых усадок поковок сателлита (1,5%) и поковок вкладыша (1,2%) на основании параметров зуба поковки сателлита. Параметры зуба мастер-пуансона рассчитываются по сечению, соответствующему наибольшему модулю зацепления. В качестве примера приведем технологию изготовления мастер-пуансона (рис. 4) кузнечного штампа (рис. 5), предназначенного для штамповки шестерни полуоси. Профиль зуба мастер-пуансона рассчитан на основе геометрических параметров зуба шестерни с учетом тепловых усадок

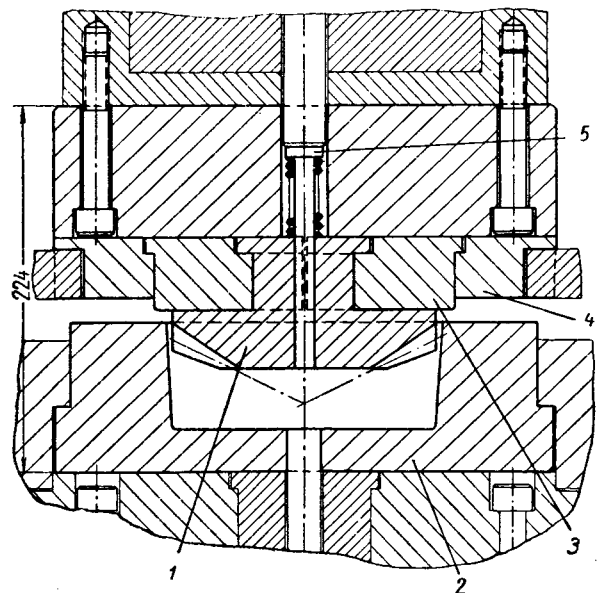


Рис. 5. Штамп для штамповки вкладышей.

вкладыша и поковки шестерни. Нарезание зубьев мастер-пуансона осуществляется в специально изготовленной оправке 1, зажимающей заготовку 2, у которой предварительно выполнена ступица с целью лучшего центрирования ее в оправке. Прочное закрепление в оправке обеспечивается болтом 3, который соединяется с заготовкой при помощи резьбового соединения и прижимает, таким образом, ее к оправке. Зубья в заготовке нарезаются протяжкой на станке для кругового протягивания.

На показанном на рис. 5 штампе фигура вкладыша с зубьями выдавливалась мастер-пуансоном, который закрепляется полуколышками и пуансонодержателем 4. Отштампованный в матрице вкладыш с мастер-пуансона снимается выталкивателем 5, который работает от толкателя пресса. Пружина возвращает выталкиватель в исходное положение. Для удобства снятия поковки вкладыша с мастер-пуансона на последнем был увеличен штамповочный уклон до 7°. Материалом для изготовления мастер-пуансонов, термически обрабатываемых на твердость HRC 48—52, является сталь 3X2B8.

Штамповка поковок конических шестерен с одновременным образованием зубьев вызывает повышенный износ вкладышей, поскольку вытеканию металла в облой оказывает дополнительное сопротивление та часть зубьев, которая приходится на плоскость разъема штампа. Кроме того, полное и четкое оформление поковок шестерен требует предусматривать тонкий облой, в результате чего процесс сопровождается высокими на-

Режимы термической обработки, разработанные применительно к штамповому инструменту, изготовленному, например, из стали 3X2B8, нельзя рекомендовать для случая обработки вкладышей с зубьями.

Как показала практика штамповки поковок конических шестерен, наиболее важное значение для повышения стойкостных показателей вкладышей, изготовленных из стали 3X2B8, является выбор твердости их зубьев.

Исследованиями, произведенными в кузнечном цехе Московского автозавода имени Лихачева, выявлена оптимальная твердость HRC 39—42. При такой твердости средний съем с вкладыша составляет 2500 поковок, а в некоторых случаях и более. Срок службы инструмента можно удлинить, если отработанный вкладыш окончательно перехода использовать для предварительной штамповки.

Учитывая, что в себестоимости поковок шестерен с зубьями стоимость штампов составляет более 15%, следует искать штамповые стали, более дешевые, чем сталь 3X2B8. Первый этап работ, проведенных НИИТАвтопромом совместно с Московским заводом малолитражных автомобилей, включал опробование стали ЭИ958 (C=0,35—0,45; Mn=0,35; Si=0,8—1,2; Cr=4,5—5,5; W=1,2—1,6; V=0,8%) для матриц под штамповку поковок различной конфигурации.

В таблице приведены механические свойства, полученные при испытании стали ЭИ958 (при сравнении со сталями 3X2B8 и 5XНВ).

Марка стали	Предел прочности при растяжении в кг/мм ² в случае отпуски при температуре			Предел текучести при растяжении в кг/мм ² в случае отпуски при температуре			Относительное удлинение в % в случае отпуски при температуре			Относительное сужение шейки образца при растяжении в % в случае отпуски при температуре		
	550°	600°	650°	550°	600°	650°	550°	600°	650°	550°	600°	650°
3X2B8	167,8	172,0	124,7	148,9	154,0	116,6	10,9	6,2	11,4	34,2	21,7	40,3
ЭИ958	187,3	161,5	—	164,1	116,5	—	7,7	9,9	—	25,9	30,5	—
5XНВ	135,6	119,4	97,0	125,2	108,5	70,9	13,3	16,4	15,8	47,1	54,8	53,3

Стойкостные испытания показали, что средний съем поковок с матриц из стали ЭИ958 больше на 65%, чем с матриц из стали 3X2B8.

С другой стороны, сталь ЭИ958 более, чем вдвое дешевле стали 3X2B8. Поэтому внедрение этой марки стали в производство для изготовления вкладышей — настоятельная задача.

пряжениями. Малые сечения зубьев вкладышей подвержены резким колебаниям температуры.

Сталь, идущая на изготовление вкладышей, должна обладать достаточной вязкостью и пластичностью одновременно с высокими характеристиками прочности, высокой стойкостью на истирание и малым коэффициентом линейного расширения при достаточной теплопроводности. Из числа изученных штамповых сталей стали 3X2B8 и ЭИ958 наиболее полно удовлетворяют перечисленным свойствам.

Штамповку вкладышей можно осуществлять как на кривошипных горячештамповочных прессах, так и на винтовых (дисковых) прессах. Так как у последних сравнительно большая открытая высота штампового пространства, легко решается вопрос конструкции оснастки для штамповки вкладышей с прямыми и спиральными зубьями. Штамповка вкладышей с прямыми зубьями может протекать на винтовых (дисковых) прессах как с образованием облоя, так и без него (по типу закрытой прошивки).

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.053.621.438(420).1

ВОЗДУШНОЕ РАСПЫЛИВАНИЕ ТОПЛИВА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ РОВЕР

ПРИ ПУСКЕ газотурбинного двигателя давление топлива перед форсункой сравнительно мало, поэтому при работе на дизельном топливе, особенно при отрицательных температурах, наблюдается грубое распыливание топлива, а следовательно, и низкая его испаряемость. Коэффициент избытка воздуха по паровой фазе в зоне свечи в этих условиях будет выходить за пределы воспламеняемости и пуска не произойдет.

В настоящее время на многих газотурбинных двигателях малой мощности находят применение одноканальные форсунки центробежного типа, для которых проблема хорошего распыливания на режимах пуска стоит особенно остро. Удачным решением для улучшения распыливания топлива в этих условиях следует признать применение сжатого воздуха. Система воздушного распыливания в сочетании с одноканальными форсунками

применяется многими зарубежными фирмами (Ровер, Дженерал-Моторс, Крайслер и др.).

На рис. 1 приведен размер камеры сгорания двигателя Ровер 1S/60, применяемого для аэродромной силовой установки типа 48 с генератором переменного тока мощностью 32 квт. Двигатель одновальный, с центробежным компрессором и осевой турбиной. Мощность двигателя 60 л. с. при 46 750 об/мин. Компрессор

обеспечивает расход воздуха 0,61 кг/сек при степени повышения давления 2,7. Температура газа при коэффициенте избытка воздуха на расчетном режиме 3,7 равна 820°.

На двигателе применяется индивидуальная противоточная камера сгорания, объем которой равен 0,0023 м³. Теплонапряженность камеры составляет

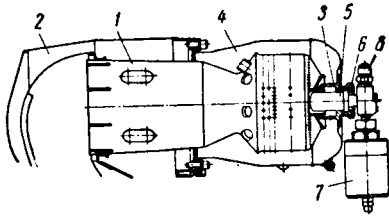


Рис. 1. Камера сгорания двигателя Ровер.

62·10⁶ ккал/м³·ч·ата. Длина камеры 0,28 м, диаметр в миделевом сечении 0,116 м. Камера сгорания 1 (рис. 1) жаровой трубой входит в газосборник 2. Головка камеры своей центральной втулкой входит в стакан 3, приваренный к кожуху 4. Форсунка 5 закреплена на кожухе 4 с помощью гайки 6. Топливо к форсунке подается через соленоидный клапан 7. Подача сжатого воздуха производится через штуцер 8. В стакане 3 имеются отверстия диаметром 6 мм, через которые проходит воздух для обдува форсунки. В стенке головки камеры сгорания приварена втулка диаметром 15,2 мм, в которую входит свеча зажигания. Свеча установлена заодно с внутренней стенкой камеры. Ось ее проходит на расстоянии 35 мм от сопла форсунки. Особенностью камеры сгорания является конический переход между головкой камеры и жаровой трубой. В передней стенке конического перехода имеется семь втулок-насадков диаметром 12 мм, расположенных под углом к оси камеры. Наличие этих насадков приводит к образованию интенсивного вихревого движения смеси в головке камеры. Головка имеет большое количество мелких отверстий как во фронтном устройстве, так и на цилиндрической стенке, которые служат для охлаждения стенок. Завихритель в камере отсутствует. Реверсивные токи в головке создаются с помощью плохообтекаемого тела — торцовой стенки фронтного устройства, за которой образуется затененная зона. В конце жаровой трубы расположено четыре овальных отверстия для подачи вторичного воздуха. Суммарная площадь отверстий камеры составляет 47 см². Средняя скорость в отверстиях камеры на расчетном режиме ω₀ = 54 м/сек. На двигателе установлена одноканальная форсунка с соленоидным клапаном на входе. Для улучшения распыливания применяется сжатый воздух, отбираемый из диффузора компрессора. При пуске двигателя, когда давление отбираемого воздуха невелико, воздух подается к форсунке от специального воздушного насоса центробежного типа, приводимого во вращение двигателем постоянного тока. При пуске двигателя одновременно включаются стартер, соленоидный кла-

пан, воздушный насос и система зажигания. Устойчивое горение в камере поддерживается с n = 13 000 об/мин. При n = 25 000 об/мин с помощью реле времени происходит отключение стартера и системы зажигания.

На рис. 2 дан разрез топливной форсунки. В корпус 1 форсунки свободно входит центральный стержень 2. В корпусе 1 он закреплен с помощью топливного штуцера 3 и воздушного штуцера, которые ввертываются в корпус форсунки и своими коническими головками входят в соответствующие выточки стерж-

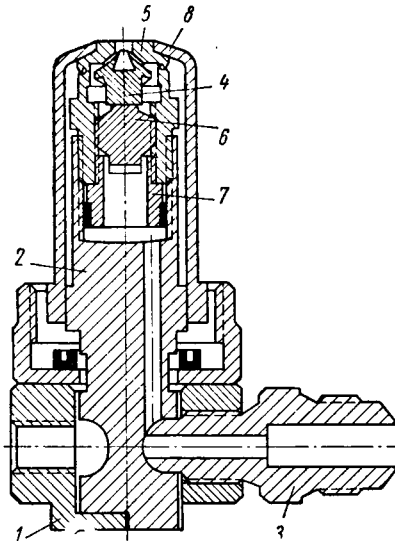


Рис. 2. Топливная форсунка двигателя Ровер.

ня 2. В стержне форсунки просверлен канал диаметром 4 мм для прохода топлива к соплу. Сопло форсунки 4 свободно вставляется в корпус сопла 5 и прижимается конической головкой к внутренней поверхности корпуса с помощью винта 6, имеющего три продольных паза

для прохода топлива. В корпус сопла ввертывается сетчатый фильтр 7. Сопло форсунки имеет три тангенциальных канала диаметром 0,45 мм, просверленных под углом к оси сопла. Диаметр соплового отверстия равен 1,25 мм. Для прохода воздуха в центральном стержне 2 имеется два сквозных канала диаметром 3,2 мм, по которым воздух поступает в полость, образованную стержнем 2 и колпачком форсунки 8, прижатым к торцу корпуса сопла 5. Далее этот воздух проходит через шесть тангенциальных каналов диаметром 0,9 мм и длиной 3,15 мм, просверленных в корпусе сопла 5. Эти каналы несколько наклонены к выходному отверстию сопла. Между корпусом сопла и соплом образуется кольцевая щель шириной 0,65 мм. Площадь ее равна 5,42 мм². Благодаря такой конструкции вокруг соплового отверстия создается воздушный вихрь, улучшающий распыливание топлива. Одновременно этим воздухом обдувается сопло, что предохраняет его от образования нагара. Топливная форсунка имеет следующую расходную характеристику:

P_m в кг/см²	Q_m в кг/ч
1	11,75
2	16,5
3	20
5	25,2
10	32,1
20	48,2

Давление топлива на расчетном режиме двигателя составляет 13,5 кг/см².

На рис. 3 приведены характеристики изменения расхода воздуха через форсунку в зависимости от перепада давлений. Там же приведены данные по изменению скорости воздуха в кольцевой щели между соплом и корпусом сопла w_k и в тангенциальных каналах $w_{\text{т}}$, а также характеристика изменения коэффици-

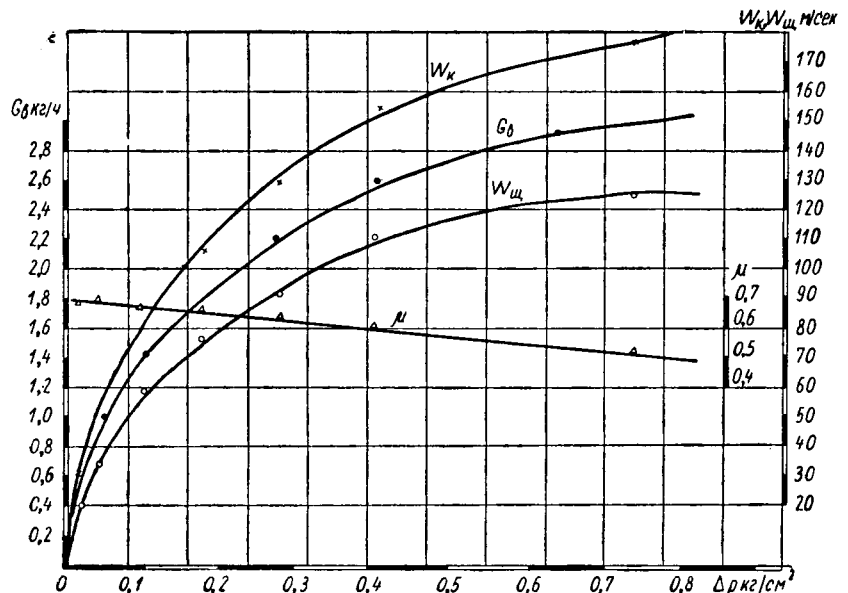


Рис. 3. Характеристики воздушного распылителя форсунки Ровер.

ента расхода μ . Характеристики получены на вакуумной установке с максимальным разрежением $0,75 \text{ кг/см}^2$. При

Испытания проводились в следующем порядке: устанавливалась постоянная скорость воздуха в отверстиях камеры;

меньшие значения коэффициента избытка воздуха в зоне свечи $\alpha_{св}$, так как область воспламенения с увеличением скорости потока сужается и границы ее смещаются в сторону более богатых смесей.

При пуске без воздушного распыливания с увеличением скорости рост необходимого давления p_m происходит непрерывно от минимального до максимального значения скорости ω_0 . При давлении распыливающего воздуха $p_B = 0,5 \text{ кг/см}^2$ резко улучшаются пусковые характеристики камеры. Дальнейшее повышение давления воздуха начинает сказываться только в зоне больших скоростей ($\omega_0 > 60 \text{ м/сек}$). Как показывает анализ топливного факела особенно резко на качество распыливания влияет подача воздуха в области низких давлений топлива ($p_m = 0,6 \text{ кг/см}^2$). Увеличение давления воздуха свыше $1,0 \text{ кг/см}^2$ малоэффективно. По мере увеличения давления топлива влияние воздушного распыливания уменьшается, так как удовлетворительное распыливание происходит без воздуха.

На рис. 5 приведены характеристики изменения угла распыливания β в зависимости от давления воздуха при двух значениях давления топлива $p_m = 0,6$ и $5,0 \text{ кг/см}^2$.

В обоих случаях максимальный угол распыливания был получен при $p_m = 1,0 \text{ кг/см}^2$. Следует отметить более пологое протекание кривой зависимости угла распыливания от давления воздуха при $p_m = 5 \text{ кг/см}^2$, чем при $p_m = 0,6 \text{ кг/см}^2$, что свидетельствует о том, что с ростом давления топлива эффективность воздушного распыливания снижается. Даль-

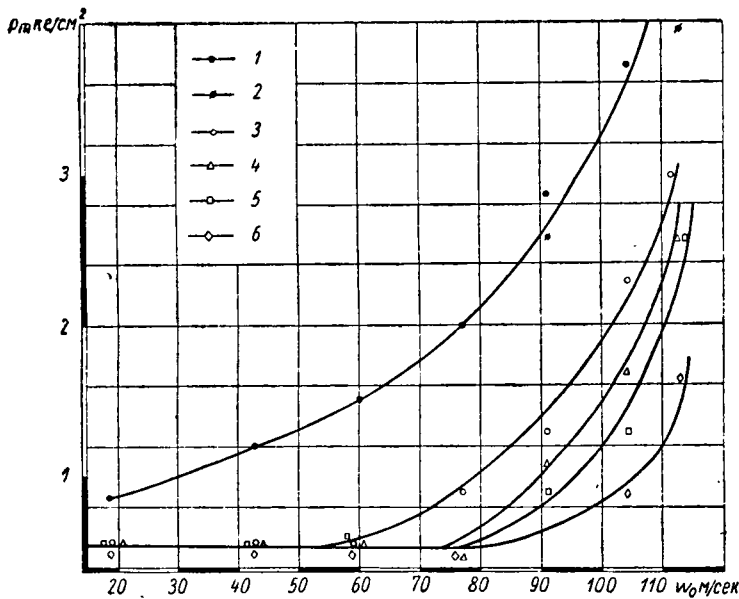


Рис. 4. Характеристики пуска камеры сгорания Ровер:

1 — $p_B = 0$; 2 — $p_B = 0,25 \text{ кг/см}^2$; 3 — $p_B = 0,5 \text{ кг/см}^2$; 4 — $p_B = 1,0 \text{ кг/см}^2$; 5 — $p_B = 1,5 \text{ кг/см}^2$; 6 — $p_B = 2,0 \text{ кг/см}^2$.

этом расход воздуха составлял $G_B = 2,96 \text{ кг/ч}$, а скорость воздуха в кольцевой щели $\omega_{щ} = 123 \text{ м/сек}$. С увеличением скорости воздуха в каналах форсунки коэффициент расхода μ снижается. При перепаде давлений $0,75 \text{ кг/см}^2$ он равен $0,5$.

Для испытания камеры сгорания Ровер была изготовлена установка, на которой монтировалась камера 1 (рис. 1) в сборе с кожухом 4, топливной форсункой 5 и соленоидным клапаном. Подвод воздуха в камеру был выполнен так же, как и на двигателе, т. е. камера работала по противоточной схеме. На камере была установлена свеча поверхностного разряда, которая работала от системы зажигания высокой энергии (12 Дж) фирмы Ротакс. Испытания проводились на зимнем дизельном топливе ГОСТ 4749-49 при температуре 15° . Воздух поступал в камеру от центробежного компрессора при температуре $30-60^\circ$. Испытания проводились с открытым выпускном, поэтому давление воздуха перед камерой было близким к атмосферному. Испытания сводились к снятию характеристик зависимости минимального давления топлива перед форсункой p_m , при котором происходило воспламенение смеси, от средней скорости воздуха в отверстиях камеры ω_0 . Характеристики снимались при постоянном давлении распыливающего воздуха.

Следует отметить, что при пуске двигателя Ровер скорость ω_0 не превышает 15 м/сек . Однако для того, чтобы имитировать более тяжелые условия, соответствующие работе при отрицательных температурах, в проводимых экспериментах скорость ω_0 была повышена до 115 м/сек .

создавалось определенное давление топлива перед форсункой; включалось зажигание и одновременно открывался соленоидный клапан.

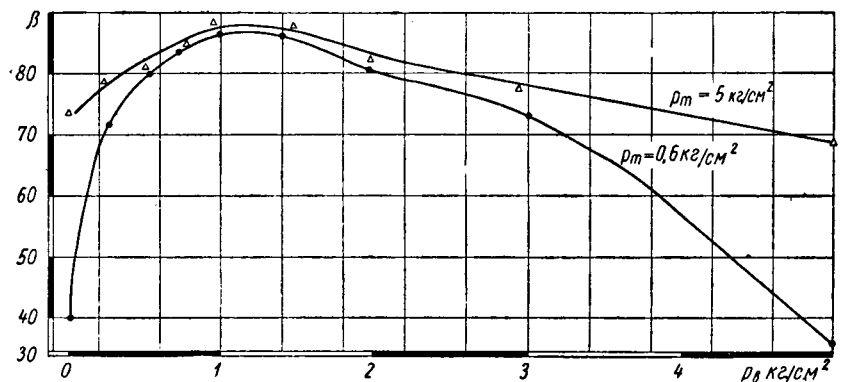


Рис. 5. Характеристики изменения угла распыливания в зависимости от давления распыливающего воздуха.

Если в течение 5 сек воспламенения не происходило, пуск считался несостоявшимся. На каждом режиме производилось по три попытки пуска с перерывом 2 мин для продувки камеры. Пуск считался успешным при воспламенении топлива не менее, чем в двух случаях.

На рис. 4 приведены полученные по указанной методике характеристики пуска камеры при давлении распыливающего воздуха $p_B = 0; 0,25; 0,5; 1; 1,5; 2,0 \text{ кг/см}^2$.

По мере увеличения скорости потока для воспламенения смеси требуются

нейшее увеличение давления воздуха свыше $1,0 \text{ кг/см}^2$ приводит к уменьшению угла распыливания, что особенно заметно при малом давлении топлива.

Для получения максимального угла распыливания требуется тем больший относительной расход воздуха, чем ниже давление топлива и чем грубее его распыливание. Так, при $p_m = 0,6 \text{ кг/см}^2$ расход распыливающего воздуха при $p_B = 1,0 \text{ кг/см}^2$ составляет 42% от расхода топлива, в то время как при $p_m = 5 \text{ кг/см}^2$ относительный расход воздуха составляет всего 16% .

Выводы

1. Воздушное распыливание топлива является эффективным средством улучшения пусковых характеристик камеры сгорания.

2. Наиболее эффективно он действует в области низких давлений топлива

($p_m < 1,0 \text{ кг/см}^2$). По мере увеличения давления топлива эффективность воздушного распыливания снижается.

3. Для обеспечения удовлетворительного пуска камеры сгорания и получения хорошего распыливания при низких давлениях топлива избыточное давление

воздуха в форсунке должно составлять примерно $0,5\text{—}1,0 \text{ кг/см}^2$.

4. Максимальный угол распыливания наблюдается при $p_v \sim 1,0 \text{ кг/см}^2$. Дальнейшее увеличение значения p_v приводит к сжатию и удлинению топливного факела.

Канд. техн. наук А. С. ШТЕЙНБЕРГ

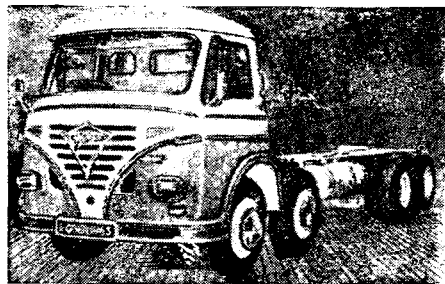
УДК 629.114.4(420)

Английские грузовые автомобили на Лондонской выставке

НА ВЫСТАВКЕ 1962 г. основными английскими фирмами было представлено более 400 экспонатов, среди которых были шасси грузовых автомобилей, автобусов, фургоны, а также ряд отдельных агрегатов.

В последнее время основное внимание автомобильных фирм Англии было направлено на дальнейшее совершенствование компоновочных схем и уменьшение собственного веса автомобилей.

Значительное место на выставке занимали типичные для Англии четырехосные грузовые автомобили, среди которых было несколько интересных моделей. Одним из таких был автомобиль



Фоден ТЕ 6/24 с откидной кабиной над двигателем (см. рис.). На нем установлены шестицилиндровый двухтактный дизель той же фирмы, развивающий мощность 175 л. с. , и компактная семиступенчатая коробка передач. Несмотря на то, что шасси автомобиля в снаряженном состоянии весят 6200 кг , управлять автомобилем легко благодаря наличию тормозов на всех колесах, а также применению усилителей рулевого механизма и ручного тормоза. Обслуживание автомобиля значительно упрощается вследствие легкого доступа к двигателю при откидной кабине.

Автомобиль Е.Р.Ф. 68 снабжен автоматической гидродинамической коробкой

передач, выпускаемой фирмой Бристоль Сиделей по лицензии шведской фирмы С.Р.М. Задняя тележка автомобиля с двухступенчатыми двухскоростными мостами имеет пневматическую подвеску фирмы Итон-Хендриксон. Вес шасси автомобиля 6305 кг . Шасси английских четырехосных автомобилей, представленных на выставке, имеют вес в среднем $5,5\text{—}6,5 \text{ т}$ и, как правило, несколько ниже веса автомобилей более ранних выпусков. Такое снижение веса объясняется применением сравнительно маломощных двигателей, которое компенсируется установкой двухскоростных мостов, а также рациональной конструкцией ведущих мостов, подвески, рамы и тормозов.

На выставке были широко представлены фургоны малой грузоподъемности. Фирмы Триумф, Моррис, Стандарт выпускают фургоны грузоподъемностью до 1 т , а фирмы Рутс, Лейланд, Форд и Воксхол — фургоны грузоподъемностью $1\text{—}2 \text{ т}$. В фургонах этого класса распространен привод на передние колеса, что позволяет получить ровный пол в кузове. Большое внимание обращено на удобный доступ к сиденью водителя снаружи и изнутри автомобиля.

Среди специальных грузовых автомобилей внимание привлекает автомобиль Лэнд-Ровер с кабиной над двигателем. Его грузоподъемность на дорогах с твердым покрытием составляет 1524 кг , а компоновка обеспечивает значительное увеличение площади грузовой платформы и достижения равной загрузки осей. Применение шин $9,00\text{—}16$ обеспечивает достаточно высокий дорожный просвет, что способствует повышению проходимости автомобиля.

На автобусах, представленных в основном фирмами Бедфорд и Даймлер, широкое применение нашли ступенчатые рамы, очень удобные для установки кузовов. Начинают получать распространение передние двери, расположенные перед передней осью. Однако в ряде

случаев такое расположение дверей приводит к изменениям в компоновке автобусов. Основной тенденцией двигателестроения является форсирование двигателей по мощности при тех же размерах. Так, например, шестицилиндровый двухтактный дизель Фоден, имевший в 1947 г. литраж $4,1 \text{ л}$ и мощность 126 л. с. , сейчас при литраже $4,3 \text{ л}$ развивает мощность 175 л. с. , а при наличии турбонагнетателя 225 л. с.

Некоторые фирмы, например Лейланд, применяют герметичную систему охлаждения, исключающую потери охлаждающей жидкости, и терморегулируемый привод вентилятора с помощью электромагнитной муфты.

На автомобилях средней грузоподъемности начинают применяться пятиступенчатые коробки передач. Наряду с широко применяемыми двухступенчатыми ведущими мостами (фирмы Киркстолл и МОСС) и двухскоростными ведущими мостами (фирма Итон), еще находят некоторое применение ведущие мосты с червячной главной передачей.

Вследствие невысокой эффективности дисковые тормоза используются лишь на автомобилях грузоподъемностью до 4 т .

В подавляющем большинстве случаев подвеска выполняется на листовых рессорах, хотя отдельными фирмами, например А.Е.Ц., разработаны вполне работоспособные конструкции пневматических подвесок. В подвеске широкое применение находят резиновые и полиуретановые втулки, что значительно облегчает техническое обслуживание автомобиля. На большинстве английских грузовых автомобилей применяются шины со стальным кордом, выпускаемые по лицензии французской фирмы Мишлен. Благодаря высокому допускаемому на грузам эти шины диаметром $16''$ используются даже на грузовых автомобилях большой грузоподъемности.

Ю. В. НАУМОВ

БРИДЖИСТОН

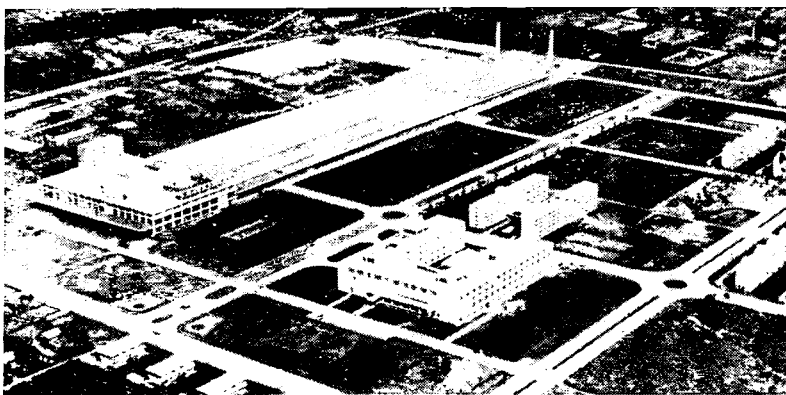
НАИБОЛЕЕ БЫСТРО РАСТУЩЕЕ ИМЯ В РЕЗИНОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Одна из крупнейших в мире компаний «Бриджистон Автошинная Ко. ЛТД», осваивая одно за другим новые изделия, в настоящее время выпускает 25 000 автошин в день. На ее долю приходится больше половины шинного производства в Японии и она занимает доминирующее положение в экспорте шин.

Это объясняется тем, что Бриджистон имеет при себе самый крупный на Востоке научно-исследовательский институт резины с 370 новаторами производства — инженерами, наряду с 10 000 квалифицированных рабочих. Этот институт оснащен новейшими вулканизационными аппаратами — «Багоматик» и «НТ-машина» и современным оборудованием — конвейерными прессами и собственной кордной фабрикой. Автоматически изготавливаемые на этом оборудовании автошины, конвейерные ремни и другие резинотехнические изделия пользуются большой известностью в 110 странах мира.

Шины фирмы Бриджистон, изготовленные новыми технологическими процессами, экспортируются в СССР и другие страны мира. Объем их экспорта доходит до 20 млн. долларов.

Первая в Азии полностью автоматизированная резиновая фабрика и самая большая лаборатория для исследования и испытания резины.



Самая крупная фирма по производству и экспорту автошин в Азии

Сконструированный для обслуживания всех видов автомобильного транспорта Бриджистоновский «Ground Grip» значительно повышает проходимость автомобиля. Прочная резина и усиленный НТ нейлоновый корд легко переносят толчки при движении по бездорожью. Движение по шоссе на «Ground Grip» плавное и комфортабельное.



BRIDGESTONE TIRE CO., LTD.

№ 1, 1-chome, Kyobashi, Chuo-ku, Tokyo, Japan. Телеграфный адрес: BSTIRE TOKYO

Книги 1964 года ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Перечисленные в объявлении книги будут выпущены издательством машиностроительной литературы в 1964 г.

Все интересующие Вас книги можно заказать в книжных магазинах до выхода их из печати. Книжные магазины принимают предварительные заказы на техническую литературу.

Предварительные заказы экономят время и гарантируют покупку книг в первые дни продажи!

- Акимов А. Г., Закс М. Н. и Мелик-Саркисьянц А. С., инженеры. Саморазгружающийся автотранспорт. 14 изд. л. Цена ориентировочно 80 коп.
Конструирование и расчет агрегатов самосвальной установки, конструкции и технические характеристики автомобилей-самосвалов.
- Бекнев В. С., Егоров А. А. и Фиттерман Б. М., кандидаты техн. наук. Автолеты. (Аппараты на воздушной подушке). 16 изд. л. Цена ориентировочно 90 коп.
Проектирование, расчет, конструкции и характеристики автолетов, обоснование целесообразности применения автолетов в труднопроходимых условиях.
- Бориссов В. И. и др. Автомобиль М-21 «Волга». Изд. 2-е, переработ. и доп. 30 изд. л. Цена ориентировочно 1 р. 65 к.
Конструктивные особенности всех модификаций автомобиля «Волга», указания по эксплуатации и уходу.
- Брюховец Д. Ф., канд. техн. наук и Эггли И. М., инж. Сборка и испытание автомобилей, тракторов и мотоциклов. Учебник для техникумов. 15 изд. л. Цена ориентировочно 68 коп.
- Бурков В. В., инж. Алюминиевые радиаторы автотракторных двигателей. 12 изд. л. Цена ориентировочно 60 коп.
Конструирование, расчет, производство и эксплуатация современных алюминиевых радиаторов автотракторных двигателей.
- Величкин И. Н., Зубнелова М. П. и Нисневич А. И., кандидаты техн. наук. Ускоренные испытания дизельных двигателей на износостойкость. 12 изд. л. Цена ориентировочно 70 коп. в пер.
Методика ускоренных испытаний по определению динамики износа деталей в эксплуатации и в стендовых условиях, особенности износа деталей двигателей и методы его измерения, оценочные параметры для определения влияния износа деталей на показатели работы двигателей и методы их определения и др.
- Каталог запасных частей грузового автомобиля ГАЗ-53ф. 30 изд. л. Цена ориентировочно 3 р. 15 к.
- Каталог запасных частей транспортера ГАЗ-47. 30 изд. л. Цена ориентировочно 3 р. 15 к.
Технические характеристики и развернутые спецификации всех узлов, деталей и нормалей, их иллюстрации, наименования, вес и количество на машину.
- Корчемный Л. В., канд. техн. наук. Механизм газораспределения двигателя. 10 изд. л. Цена ориентировочно 65 коп.
Методы рационального конструирования и расчета механизмов клапанного газораспределения высокооборотных автомобильных двигателей, динамические явления в механизме, механизмы газораспределения новых моделей двигателей.
- Коссов М. А., канд. техн. наук. Автомобильные газотурбинные двигатели. 20 изд. л. Цена ориентировочно 1 р. 10 к.
Принципы работы различных автомобильных газотурбинных двигателей, анализ конструкций, перспективы развития.
- Кугель Р. В., канд. техн. наук. Испытание долговечности деталей автомобилей и тракторов. 30 изд. л. Цена ориентировочно 1 р. 65 к.
Опыт испытаний долговечности деталей и агрегатов автомобилей и тракторов, анализ и методы обработки результатов испытаний.
- Ломасов А. А. и Остров Е. И., инженеры. Производство автомобильных отливок из серого чугуна. 10 изд. л. Цена ориентировочно 45 коп.
Опыт автозавода им. Лихачева по изготовлению отливок из серого чугуна для автомобильного производства.
- Петров А. В., инж. Планетарные и гидромеханические передачи в колесных и гусеничных машинах. 25 изд. л. Цена ориентировочно 1 р. 35 к.
Теория планетарных передач, анализ кинематических схем, рациональные кинематические схемы планетарных передач (дифференциалы, коробки передач, механизмы поворота и др.) обоснование рационального использования характеристик гидротракторных планетарных коробок передач для различных типов машин.
- Покровский Г. П., канд. техн. наук. Применение средств электроники в системах питания автомобильных двигателей. 6 изд. л. Цена ориентировочно 30 коп.
Принципиальные схемы, конструкции и расчет систем питания с электронным управлением, особенности новых систем питания.
- Скержев А. И., Марцыновский Л. Я. и Сорочан Ю. П., инженеры. Подвижной состав автомобильных поездов. 21 изд. л. Цена ориентировочно 1 р. 15 к.
Конструкции автомобильных тягачей, прицепов и полуприцепов, используемых для перевозки пассажиров и различных грузов.
- Ханин Н. С. и Шерстюк А. Н., кандидаты техн. наук. Зайченко Е. Н., инж. Наддув и нагнетатели автомобильных двигателей. 12 изд. л. Цена ориентировочно 70 коп.
Анализ влияния наддува на протекание рабочего процесса и характеристик двигателей, методы и результаты испытаний современных двигателей с наддувом, агрегатов наддува и нагнетателей автомобильного типа.

Своевременно заказывайте необходимую литературу!

МАШГИЗ

СОЮЗКНИГА